Энгельсский технологический институт

СГТУ ЭТИ имени ГАГАРИНА Ю.А.

М.Г. Шнайдер

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ ПО ОСНОВАМ ГИДРАВЛИКИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Энгельс 2025 г.

Энгельсский технологический институт (филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Кафедра «Оборудование и технологии обработки материалов»

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Учебно-методическое пособие к практическим занятиям по курсу «Гидравлика» для студентов направления 15.03.05 – «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

очной и заочной форм обучения

Энгельс 2023 г.

УДК 621.22
ББК 30.123

Стекольников М.В., Шнайдер М.Г. Основы гидравлики и проектирование гидроприводов: Учебно-методическое пособие к практическим занятиям по курсу «Гидравлика» – Энгельс: Изд-во ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А., 2023. – 52 с.

Рецензенты**:** профессор кафедры «Технология и оборудование химических, нефтегазовых и пищевых производств» ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А., д.т.н., проф. Целуйкин В.Н.

доцент кафедры «Оборудование и технологии обработки материалов» ЭТИ СГТУ имени Гагарина Ю.А. к.т.н., Потехина Л.Н.

В учебно-методическом пособии рассмотрены основные положения механики жидкости (гидростатики и гидродинамики), необходимые для решения задач по определению давлений, скоростей и усилий при движении жидкостей в трубопроводах и взаимодействии их с твердыми телами.

Учебно-методическое пособие также содержит описание методики проектного расчета объемных гидроприводов и необходимые справочные материалы по свойствам жидкостей и характеристикам гидроаппаратов.

УДК 621.22
ББК 30.123

Одобрено редакционно-издательским советом
ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А.

Брошюра издается в авторской редакции

1. ГИДРОСТАТИКА

1.1 Понятие гидростатического давления

В результате действия внешних сил (поверхностных и массовых) в жидкости возникают внутренние нормальные напряжения, называемые гидростатическим давлением. Таким образом, гидростатическое давление – это нормальная сила с точностью до бесконечно малых (dR), равномерно распределенная на бесконечно малой площадке (dA):

$$p = \frac{dR}{dA}.$$

Единица измерения давления соответствует размерности напряжения Н/м^2.

1.2 Свойства гидростатического давления

Первое свойство. Давление, как нормальное напряжение, всегда направлено по внутренней нормали к площадке, величина давления является функцией только координат точки и не изменяется во времени:

$$p = f(x, y, z)$$

Второе свойство. Давление в точке жидкости действует по всем направлениям и имеет одинаковую величину.

1.3 Основное уравнение гидростатики. Абсолютное, манометрическое, вакуумметрическое давление

Для определения давления в покоящееся жидкости пользуются основным уравнением гидростатики:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \qquad (1)$$

Давление в любой точке покоящейся жидкости складывается из давления на поверхности жидкости (p_0) и силы тяжести столба жидкости, с основанием, равным единице и высотой, равной глубине погружения

точки в жидкость ($\rho \cdot g \cdot h$). Величина $\rho \cdot g \cdot h$ может быть названа весовым давлением, или избыточным давлением жидкости.

Поверхностное давление p_0 может быть обусловлено давлением на поверхности капельной жидкости газа, воздуха или твердого тела, например поршня.

Давление на поверхности жидкости p_0 может быть равным атмосферному давлению, больше атмосферного или недостающим до атмосферного.

Давление, рассчитанное от абсолютного нуля, т.е. с учетом атмосферного давления, называется абсолютным. Так, ели в уравнении (1) давление на поверхности жидкости равно атмосферному ($p_0 = p_{атм}$), то давление, рассчитанное по данной формуле можно считать абсолютным:

$$p_{абс} = p_{атм} + \rho \cdot g \cdot h . \qquad (2)$$

Если абсолютное давление дольше атмосферного, то давление, превышающее атмосферное называется манометрическим, или избыточным. В закрытом резервуаре, при условии, что $p_{абс} > p_{атм}$, величина манометрического давления:

$$p_{ман} = p_{абс} - p_{атм} + \rho \cdot g \cdot h$$

Манометрическое давление в открытом резервуаре на глубине h:

$$p_{ман} = \rho \cdot g \cdot h . \qquad (3)$$

Давление, недостающее до атмосферного, называется вакуумметрическим:

$$p_{вак} = p_{атм} - p_{абс} , \qquad (4)$$

при условии, что $p_{абс} < p_{атм}$.

При решении задач манометрическое давление учитывается со знаком «+», вакуумметрическое – со знаком « - ».

Следует запомнить: чтобы записать абсолютное давление в месте установки манометра, нужно к атмосферному давлению прибавить манометрическое, т.е.

$$p_{абс} = p_{атм} + p_{ман}$$

Чтобы записать абсолютное давление в месте установки вакуумметра, нужно к атмосферному давлению прибавить $p_{вак}$ со знаком минус, т.е.

$$p_{абс} = p_{атм} - p_{вак}$$

1.4 Плоскость уровня. Понятие пьезометрической высоты. Эпюры гидростатического давления

При решении задач по определению давления в покоящейся жидкости используют условие равновесия относительно плоскости уровня (плоскости равного давления).

Плоскость уровня – это плоскость с постоянным гидростатическим давлением во всех точках этой плоскости.

Частным случаем плоскости уровня является горизонтальная плоскость в однородной покоящейся жидкости, находящейся в поле действия только сил тяжести.

Пьезометрическая высота или пьезометрический напор – это такая высота столба жидкости, которая своим весовым давлением ($\rho \cdot g \cdot h$) соответствует давлению p в покоящейся жидкости.

Рассмотрим пример представления пьезометрической высоты. Пусть имеем закрытый резервуар, в котором на свободной поверхности действует абсолютное давление, больше атмосферного ($p_{абс} > p_{атм}$) (Рис. 1). На глубине h выведена открытая стеклянная трубка, называемая пьезометром. Если бы резервуар был открыт, уровни жидкости в резервуаре и и в пьезометре были бы на одном горизонте (как в сообщающихся сосудах). Поскольку давление на поверхности жидкости в

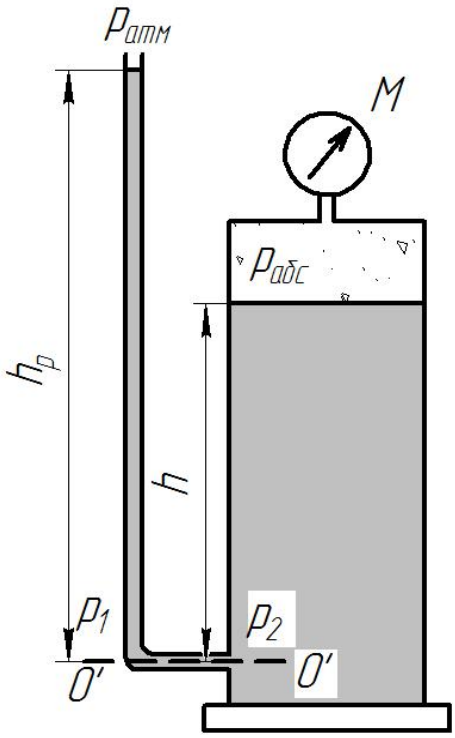


Рис 1.

резервуаре больше, чем атмосферное, уровень жидкости в пьезометре будет выше, чем в резервуаре.

Высота, на которую поднимается жидкость в пьезометре, называется пьезометричской высотой и обозначается h_p. Докажем, что пьезометрическая высота h_p соответствует избыточному давлению. Проведем горизонтальную плоскость уровня 0 – 0 на глубине h и составим условие равенства давления, рассчтанного слева по пьезометру (p_1) и давления (p_2) справа в баке на глубине h:

$$p_1 = p_2$$

Согласно основному уравнению гидростатики (1):

$$p_1 = p_{атм} + \rho \cdot g \cdot h_p \quad p_2 = p_{абс} + \rho \cdot g \cdot h$$

$$p_{атм} + \rho \cdot g \cdot h_p = p_{абс} + \rho \cdot g \cdot h$$

$$h_p = \frac{p_{абс} - p_{атм} + \rho \cdot g \cdot h}{\rho \cdot g} = \frac{p_{изб}}{\rho \cdot g}$$

Условие доказано, таким образом, избыточное давление в любой точке покоящейся жидкости можно заменить давлением столба жидкости в пьезометре. Аналогичные рассуждения можно провести по вакуумметрическому давлению.

1.5 Единицы измерения давления

Основной системой единиц измерения давления является система СИ. Но наряду с этой системой при технических расчетах и в производственной практике пользуются технической системой (CGS) и внесистемными единицами измерения.

Система СИ: Н/м^2 = Па (10^3 Па = кПа; 10^6 Па = МПа; бар = 10^5 Па).

Техническая система: 1 кгс/см2 = 1 ат.

Внесистемные единицы измерения: мм рт. ст.; мм вод ст.

Перевод единиц давления из ат или Па в высоту столба жидкости и наоборот может быть выполнен по формулам:

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g} \text{ и } p = \rho \cdot g \cdot H$$

Таблица 1

Соотношение между единицами давления

Единица	Па (Н/м^2)	кгс/см^2 (ат)	кгс/м^2	мм вод. ст.	м вод. ст.	мм рт. ст.	бар
1 Па (Н/м^2)	1	$10{,}2\cdot10^{-6}$	0,102	0,102	$102\cdot10^{-6}$	$750\cdot10^{-5}$	10^{-5}
1 кгс/см^2 (ат)	$9{,}81\cdot10^4$	1	10^4	10^{-4}	10	735,6	0,981
1 кгс/м^2	9,81	10^4	1	1	10^{-3}	$73{,}56\cdot10^{-3}$	$98{,}1\cdot10^{-6}$
1 мм вод. ст.	9,81	10^{-4}	1	1	10^{-3}	$73{,}56\cdot10^{-3}$	$98{,}1\cdot10^{-6}$
1 м вод. ст.	$9{,}81\cdot10^3$	0,1			1	73,56	$98{,}1\cdot10^{-3}$
1 мм рт. ст.	133,3	$1{,}36\cdot10^{-3}$	13,6	13,6	$13{,}6\cdot10^{-3}$	1	$1{,}33\cdot10^{-3}$
1 бар	10^5	1,02	$10{,}2\cdot10^3$	$10{,}2\cdot10^3$	10,2	750	1

ПРИМЕР 1.

К резервуару (рис. 2), заполненному бензином плотностью $\rho_{бенз} = 700$ кг/м^3, присоединен U-образный ртутный манометр, показание которого $h_{рт}$ = 0,1 м; уровень масла над ртутью $h_м$ = 0,2 м.

Определить абсолютное давление $p_{абс}$ паров на поверхности бензина и показание пружинного манометра (обозначен буквой М), установленного на крышке резервуара, а также возможную высоту уровня бензина в пьезометре h_p, при условии, что h = 0,75 м; $a = 0{,}15$ м; $H = 1{,}1$ м. Принять плотность ртути $\rho_{рт} = 13{,}6\cdot10^3$ кг/м^3; плотность масла $\rho_м = 820$ кг/м^3.

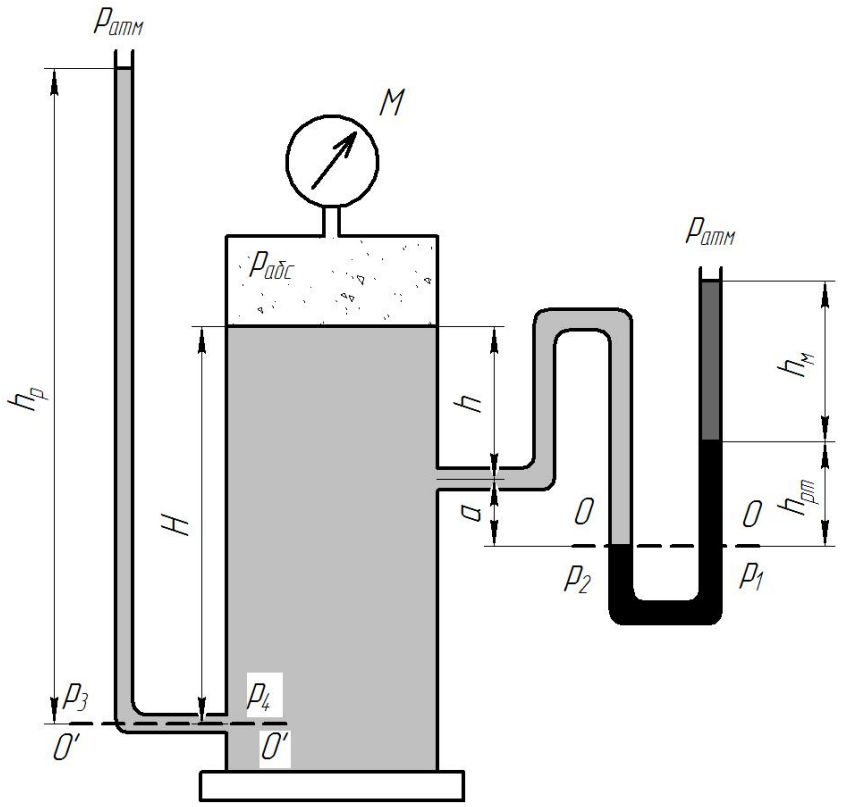


Рис. 2

РЕШЕНИЕ. Решение ведем с учетом атмосферного давления, так как по условию задачи требуется определить абсолютное давление паров бензина. Для решения задачи воспользуемся понятием плоскости уровня. Выберем плоскость уровня 0-0 на разделе жидкостей бензин-ртуть и составим условие равенства давления, приравняв давления в правом (p_1) и левом колене (p_2) U-образного манометра:

$$p_1 = p_2$$

$$p_1 = p_{атм} + \rho_{мас} \cdot g \cdot h_м + \rho_{рт} \cdot g \cdot h_{рт}$$

$$p_2 = p_{абс} + \rho_{бенз} \cdot g \cdot (h + a)$$

Приравняем давление в правом и левом колене U-образного манометра:

$$p_{атм} + \rho_{мас} \cdot g \cdot h_м + \rho_{рт} \cdot g \cdot h_{рт} = p_{абс} + \rho_{бенз} \cdot g \cdot (h + a),$$

отсюда абсолютное давление паров бензина:

$$p_{абс} = p_{атм} + \rho_{мас} \cdot g \cdot h_м + \rho_{рт} \cdot g \cdot h_{рт} - \rho_{бенз} \cdot g \cdot (h + a).$$

Принимая атмосферное давление $p_{атм} = 98 \cdot 10^3$ Па = 98 кПа, получим:

$$p_{абс} = 98 \cdot 10^3 + 820 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}2 + 13{,}6 \cdot 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}1 - 700 \cdot 9{,}8 \cdot (0{,}75 + 0{,}15) =$$
$$= 106{,}76 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Показание манометра, установленного на крышке бака можно определить так:

$$p_{ман} = p_{абс} - p_{атм} = \rho_{мас} \cdot g \cdot h_м + \rho_{рт} \cdot g \cdot h_{рт} - \rho_{бенз} \cdot g \cdot (h + a) = 8{,}76 \text{ кПа}$$

Для определения возможной высоты бензина в пьезометрической трубке h_p составим условие равновесия жидкости относительно плоскости уровня 0’-0’, в этом случае расчеты можно вести по избыточному (манометрическому) давлению. Для плоскости 0’-0’ запишем равенство давлений $p_3 = p_4$:

$$\rho_{бенз} \cdot g \cdot h_p = p_{ман} + \rho_{бенз} \cdot g \cdot H,$$

отсюда

$$h_p = \frac{p_{ман}}{\rho_{бенз} \cdot g} + H = 2{,}38 \text{ м.}$$

ОТВЕТ: $p_{абс} = 106{,}76 \cdot 10^3$ Па; $p_{ман} = 8{,}76$ кПа; $h_p = 2{,}38$ м.

1.6. Сила давления жидкости на плоские поверхности

В практике гидравлических расчетов часто приходится определять величину и точку приложения силы давления жидкости на плоские стенки различной конфигурации. Такими плоскими стенками, воспринимающими давление жидкости, являются стенки резервуаров, элементы гидротехнических сооружений и др.

Для расчета силы полного или абсолютного давления жидкости на плоскую поверхность пользуются аналитической расчетной зависимостью:

$$R_{полн} = p_C \cdot A \qquad (5)$$

Сила полного давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки (A) на полное давление на глубине поружения центра тяжести стенки в жидкость (p_C).

Согласно основному уравнению гидростатики, давление на глубине погружении я центра тяжести стенки составит:

$$p_C = p_0 + \rho \cdot g \cdot h_C\,, \qquad (6)$$

где h_C - глубина погружения центра тяжести стенки в жидкость, отсчитанная от свободной поверхности;

ρ - плотность жидкости;

g – ускорение свободного падения.

В формуле (6) давление на поверхности жидкости p_0 может быть атмосферным, манометрическим (избыточым), вакуумметрическим. Формулу (6) с учетом (5) можно записать:

$$R_{полн} = p_0 \cdot A + \rho \cdot g \cdot h_C \cdot A \qquad (7)$$

Таким образом, сила полного давления может быть представлена в виде двух составляющих:

сила внешнего, или поверхностного давления:

$$R_0 = p_0 \cdot A \qquad (8)$$

сила весового давления жидкости

$$R_{ж} = \rho \cdot g \cdot h_C \cdot A \qquad (9)$$

Сила полного давления $R_{полн}$ находится как геометрическая сумма двух параллельных сил R_0 и $R_{ж}$:

$$\vec{R}_{полн} = \vec{R}_0 + \vec{R}_{ж}\,.$$

Давление на поверхности жидкости, согласно закону Паскаля, передается внутрь жидкости всем точкам без изменения, это значит, что

эпюра внешнего давления (p_0) представляет равномерно распределенную прямоугольную нагрузку, а равнодействующая такой нагрузки (R_0) приложена в центре тяжести поверхности стенки, т.е. на глубине h_C.

Составляющая от весового давления жидкости $R_{ж}$ приложена в точке, называемой центром давления.

Центр давления силы $R_{ж}$ всегда располагается ниже центра тяжести стенки. Глубина погружения центра давления (h_D) рассчитывается по формуле:

$$h_D = h_C + \frac{J_C \cdot \sin^2 \alpha}{h_C \cdot A} \qquad (10)$$

где $e = \dfrac{J_C \cdot \sin^2 \alpha}{h_C \cdot A}$ - эксцентриситет центра давления, его величина соответствует смещению центра давления относительно центра тяжести;

J_C - центральный момент инерции плоской стенки относительно горизонтальной оси;

α - угол наклона плоской стенки к горизонту.

Для определения точки приложения силы полного давления нужно воспользоваться теоремой о моменте равнодействующей: момент равнодействующей относительно какой-либо оси равен сумме моментов ее составляющих относительно той же оси. (см. ПРИМЕР 2.)

ПРИМЕР 2.

В торцевой стенке цистерны, заполненной бензином, предусмотрена плоская круглая крышка диаметром $d = 1{,}6$ м, укрепленная при помощи болтов. Определить силу давления бензина на крышку и точку приложения силы, если высота уровня бензина над нижней кромкой крышки H = 2,0 м. На поверхности бензина действует вакуумметрическое давление $p_{вак}$ = 0,2 ат. Принять плотность бензина $\rho_{бенз} = 720$ кг/м^3, (Рис. 3)

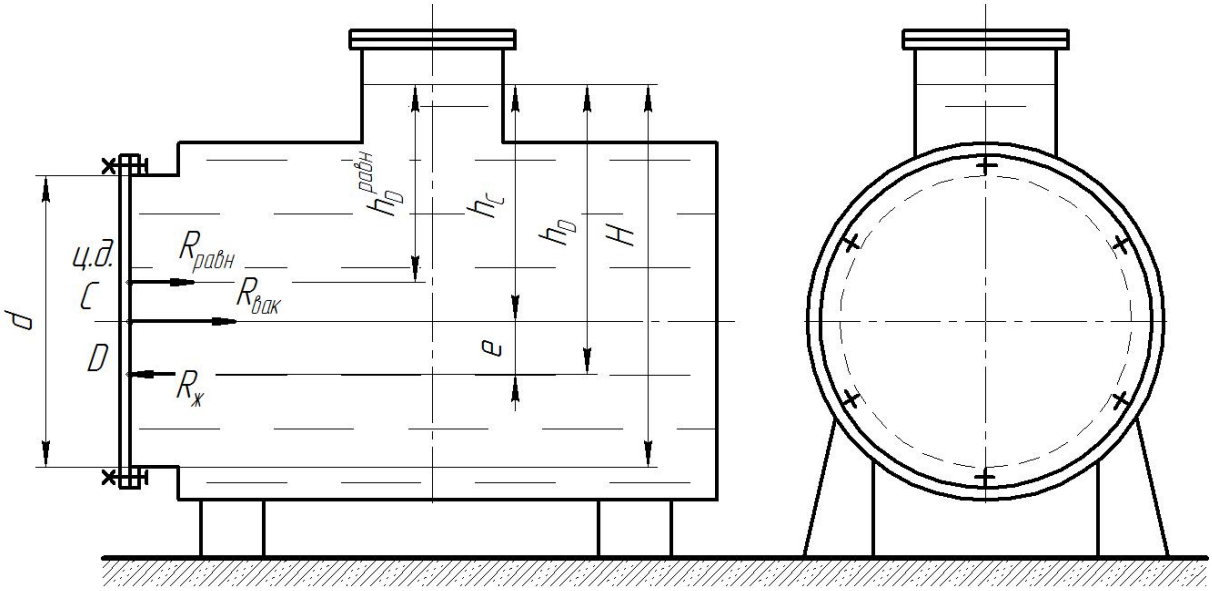


Рис. 3

РЕШЕНИЕ.

Согласно формуле (7) равнодействующая, или сила полного давления составит:

$$R_{равн} = p_0 \cdot A + \rho \cdot g \cdot h_C \cdot A \text{ или } \vec{R}_{равн} = \vec{R}_0 + \vec{R}_ж .$$

1. Определим силу от внешнего, вакуумметрического давления:

$$R_0 = R_{вак} = p_{вак} \cdot A ,$$

где А – площадь крышки; $A = \pi \cdot d^2 / 4 = 3{,}14 \cdot 1{,}6^2 / 4 = 2{,}0$ м^2.

$$R_{вак} = 0{,}2 \cdot 98 \cdot 10^3 \cdot 2{,}0 = 39{,}4 \cdot 10^3 \text{ Н} = 39{,}4 \text{ кН}$$

Покажем линию действия $R_{вак}$. Эта сила приложена в центре тяжести крышки (т.С) и направлена по нормали внутрь жидкости, как сила отрицательного, вакуумметрического давления.

2. Рассчитаем силу давления бензина на круглую крышку по формуле (9):

$$R_ж = \rho \cdot g \cdot h_C \cdot A ,$$

где h_C - глубина погружения центра тяжести крышки в жидкость, отсчитанная от свободной поверхности. Определяем h_C по чертежу (рис. 3): $h_C = H - d/2 = 1{,}2$ м.

$$R_{ж} = 720 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}0 = 16{,}9 \cdot 10^3 = 16{,}9 \text{ кН.}$$

Показываем линию действия силы давления бензина. Сила давления жидкости ($R_{ж}$) приложена в центре давления на глубине h_D и направлена по нормали из жидкости. По формуле (10) глубин погружения центра давления:

$$h_D = h_C + \frac{J_C \cdot \sin^2 \alpha}{h_C \cdot A},$$

где $\alpha = 90^\circ; \sin\alpha = 1$ - для вертикальной крышки;

J_C - центральный момент инерции круглой крышки, относительно горизонтальной оси: $J_C = \dfrac{\pi \cdot d^4}{64}$.

После подстановки данных в выражение для h_D получим:

$$h_D = h_C + \frac{d^2}{h_C \cdot 16} = 1{,}2 + 0{,}13 = 1{,}33 \text{ м}$$

Эксцентриситет $e = 0{,}13$ м.

3. Определим величину и положение равнодействующей $\vec{R}_{равн}$ (или силы полного давления) путем векторного сложения сил $\vec{R}_0$ и $\vec{R}_{ж}$:

$$\vec{R}_{равн} = \vec{R}_0 + \vec{R}_{ж};$$

$$R_{равн} = R_0 - R_{ж} = 22{,}5 \text{ кН.}$$

Положение равнодействующей можно определить, пользуясь теоремой Вариньона: момент от равнодействующей равен сумме моментов составляющих.

Составим сумму моментов сил относительно оси, проходящей по свободно поверхности бензина. Введем обозначение $h_D^{равн}$ глубина погружения центра давления для равнодействующей, тогда

$$M_{Rpравн} = M_{Ro} + M_{Rж};$$

$$R_{равн} \cdot h_D^{равн} = R_0 \cdot h_C + R_{ж} \cdot h_D,$$

отсюда

$$h_D^{равн} = \frac{R_0 \cdot h_C + R_{ж} \cdot h_D}{R_{равн}}$$

После подстановки численных значений $h_D^{равн} = 1{,}1$ м. Покажем положение равнодействующей силы давления на чертеже на глубине $h_D^{равн}$ направленную по нормали внутрь жидкости.

ОТВЕТ: $R_{равн} = 22{,}5$ кН, $h_D^{равн} = 1{,}1$ м.

2. ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОДИНАМИКИ

2.1 Уравнение расхода жидкости. Уравнение Бернулли.

Основными уравнениями, позволяющими определять параметры жидкости в напорных потоках, являются уравнение расхода и уравнение Бернулли.

Уравнение расхода, записанное для сечении 1 и 2 потока несжимаемой жидкости, представляет собой равенство объемных расходов Q_1 и Q_2 и имеет вид:

$$\upsilon_1 \cdot S_1 = \upsilon_2 \cdot S_2 \qquad (11)$$

где υ_1 и υ_2 - средние скорости в сечениях 1 и 2;

S_1 и S_2 - площади этих сечений.

Отсюда следует, что средние скорости в сечениях одного и того же потока обратно пропорциональны площадям соответствующих сечений.

Уравнение Бернулли также пишется для двух живых сечений того же потока (напр. сечений 1 и 2).

Для идеальной (невязкой) жидкости оно имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\upsilon_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\upsilon_2^2}{2 \cdot g} = H \qquad (12)$$

Каждый из членов уравнения Бернулли с одной стороны представляет собой некоторую высоту (напор), а с другой стороны является тем или иным видом механической энергии жидкости.

Под удельной энергией жидкости в сечении понимается энергия, отнесенная к единице веса жидкости. Таким образом, в уравнении (12):

z – это нивелирная высота, определяющаяся как расстояние от центра тяжести данного сечения до произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения, или удельная энергия положения жидкости в сечении;

$p/\rho \cdot g$ - пьезометрическая высота, или удельная энергия давления жидкости;

$z + p/\rho \cdot g$ - гидростатический напор, или удельная потенциальная энергия жидкости в сечении;

$\frac{\upsilon^2}{2 \cdot g}$ - скоростной напор, или удельная кинетическая энергия.

$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{\upsilon^2}{2 \cdot g} = H$ - полный напор, или полная удельная механическая энергия жидкости в сечении данного потока, т.е. полный запас механической энергии, которым обладает единица веса жидкости в этом сечении.

Таким образом, энергетический смысл уравнения Бернулли для идеальной жидкости заключается в постоянстве полной удельной механической энергии вдоль данного потока.

Это уравнение, следовательно, выражает собой закон сохранения механической энергии в потоке движущейся идеальной жидкости. При этом различные виды удельной энергии жидкости могут в процессе движения преобразовываться из одного вида в другой, тогда как сумма их остается неизменной. Из уравнения также следует, что потенциальная энергия жидкости, в отличие от твердого тела, состоит из двух слагаемых, соотношение между которыми может изменяться.

Для потока реальной (вязкой) жидкости уравнение Бернулли имеет несколько иной вид в связи с неравномерностью распределения скоростей по сечениям и потерями энергии, а именно:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{\upsilon_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{\upsilon_2^2}{2 \cdot g} + \sum h_{1-2} \qquad (13)$$

где υ - средние скорости в соответствующих сечениях;

α - коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению;

$\sum h_{1-2}$ - суммарная потеря напора (или потеря удельной механической энергии жидкости) между рассматриваемыми сечениями.

Следовательно, для потока реальной (вязкой) жидкости уравнение Бернулли является уравнением Баланса удельной механической энергии жидкости с учетом потерь этой энергии, обусловленных вязкостью жидкости.

Местный полный напор в потоке может быть определен с помощью так называемой трубки полного напора, или трубки Пито, которая представляет собой трубку, изогнутую под прямым углом и установленную отверстием навстречу потоку (рис. 4.).

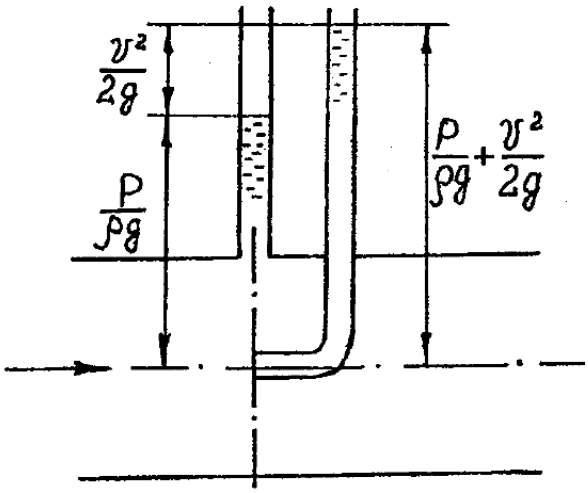


Рис. 4 Способ измерения местного скоростного напора.

Если в том же сечении, где расположено приемное отверстие трубки Пито установить пьезометр, то разность показаний двух трубок будет равна местному скоростному напору.

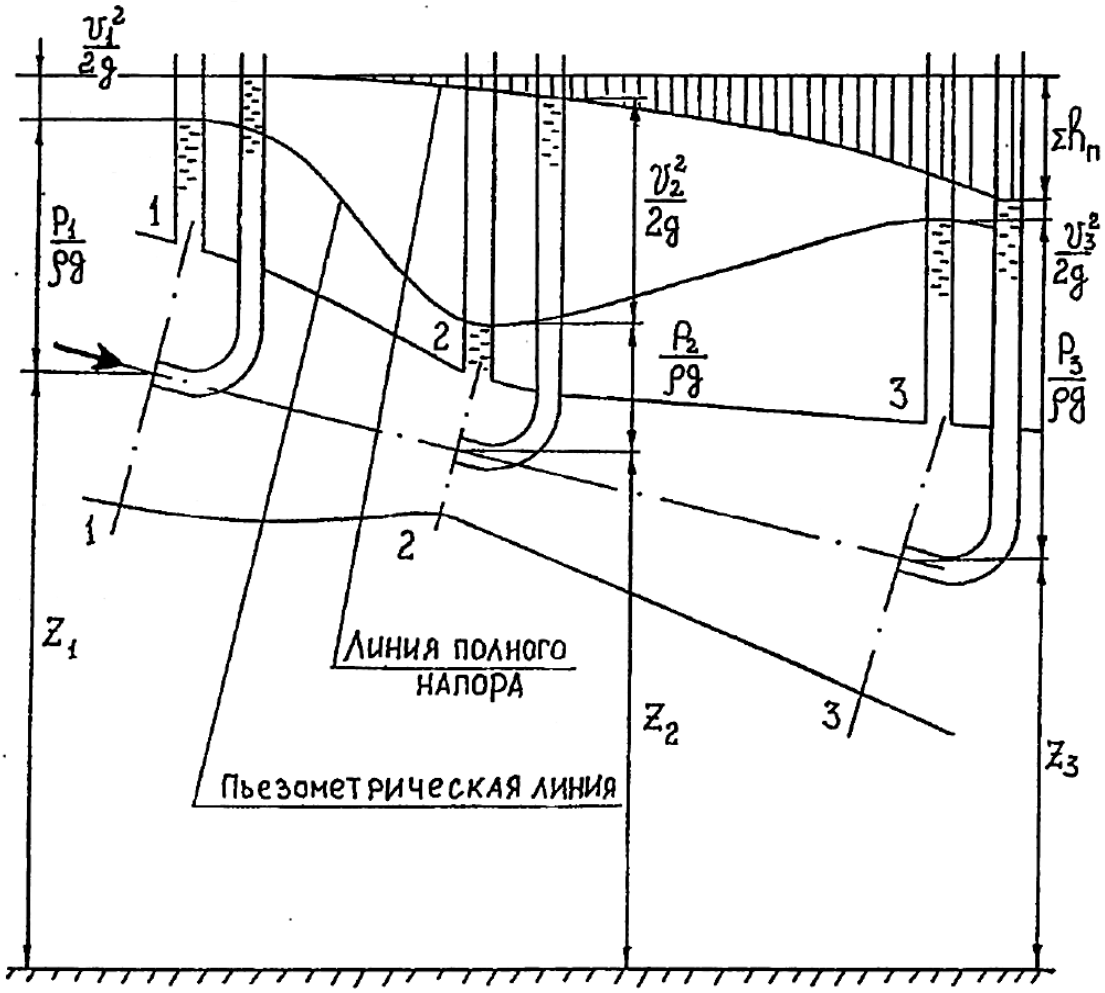


Рис. 5 График, иллюстрирующий уравнение Бернулли

Так как все члены уравнения Бернулли в то же время представляют собой высоты (напоры), то это уравнение наглядно иллюстрируется графиком (см. рис. 5), на котором показаны изменение этих высот вдоль потока.

Кривая изменения пьезометрических высот называется пьезометрической линией; ее можно рассматривать как геометрическое место уровней жидкости в пьезометрах, установленных вдоль потока.

Кривая изменения вдоль потока полного напора называется линией полного напора, под которой можно понимать геометрическое место уровней жидкости в трубках Пито, установленных в центре соответствующих сечений вдоль потока. Для потока вязкой жидкости эта кривая в следствие потерь напора неуклонно спадает.

Расстояние по вертикали между линией полного напора и пьезометрической линией представляет собой местный скоростной напор в данной точке сечения.

2.2 Режимы течения жидкости

Возможны два режима течения жидкости в трубах: ламинарный и турбулентный.

Ламинарный режим течения, или просто ***ламинарное течение*** - это слоистое течение без перемешивания жидкости и без пульсации (колебаний) скоростей и давлений.

В частном случае - при ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного проходного сечения - все линии тока (траектории частиц) параллельны оси трубы и, следовательно, прямолинейны. В общем же случае ламинарного течения - форма линий тока определяется конфигурацией стенок, ограничивающих поток.

Турбулентное течение - это течение, сопровождающееся перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. При

турбулентном течении движение отдельных частиц является беспорядочным, а их траектории имеют разнообразный вид. Наряду с основным продольным движением частицы жидкости имеют и поперечные перемещения, что и вызывает перемешивание жидкости.

Переход от одного режима течения к другому происходит при определенном соотношении между скоростью течения υ , диаметром трубы d и кинематической вязкостью жидкости ν. Это безразмерное соотношение, называемое критическим числом Рейнольдса, определяется по формуле:

$$\mathrm{Re}_{кр} = \frac{\upsilon_{кр} \cdot d}{\nu}, \qquad (14)$$

где $\upsilon_{кр}$ – критическая скорость соответствующая критическом числу Рейнольдса.

Численное значение критического числа Рейнольдса для круглых труб не зависит от диаметра трубы и вязкости и примерно равно $\mathrm{Re}_{кр} \approx 2300$.

Этот критерий, характеризующий смену режима течения, имеет универсальное значение для всех жидкостей и даже газов.

Число Рейнольдса может быть подсчитано не только по критической, но и по фактической средней скорости υ течения жидкости в данном сечении трубы:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}, \qquad (15)$$

В этом случае оно будет называться фактическим числом Рейнольдса в данном сечении потока.

Условием существования ламинарного режима течения является неравенство:

$$\mathrm{Re} \le \mathrm{Re}_{кр} = 2300$$

Это означает, что ламинарный режим имеет место при малых (относительно 2300) числах Рейнольдса, что обычно бывает при малых скоростях, малых диаметрах или больших вязкостях.

При Re , находящемся в диапазоне от 2300 до 4000, имеет место переходная область между ламинарным и турбулентным режимами, или не вполне развитый турбулентный режим.

При Re > 4000 режим течения обычно турбулентный.

Физический смысл числа Рейнольдса заключается в том, что это число есть величина пропорциональная отношению сил инерции к силам трения, вызываемым вязкостью. Имеются в виду силы, действующие в потоке жидкости на те или иные ее объемы.

Число Рейнольдса имеет большое значение в гидравлике, так как является основным критерием гидродинамического подобия напорных потоков, т.е. подобия потоков несжимаемой жидкости, которое складывается из геометрического, кинематического и динамического подобия.

2.3 Потери напора на трение по длине трубопровода

Так называемые гидравлические потери, т.е. потери полного напора или полной удельной механической энергии, обусловленные вязкостью жидкости, делятся на два вида: потери на трение по длине и местные потери.

Потери на трение по длине, рассматриваемые в данной работе, в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного проходного сечения и обусловлены внутренним трением в жидкости. В этом случае скорость несжимаемой жидкости, как это следует из уравнения расхода, остается постоянной во всех сечениях потока вдоль трубы постоянного диаметра. Следовательно уменьшение полной удельной энергии жидкости

происходит за счет уменьшения гидростатического напора (удельной потенциальной энергии) вдоль потока.

Как показывают опыты потери на трение по длине $h_{тр}$ пропорциональны относительной длине трубы l/d и приблизительно пропорциональны квадрату средней скорости (при турбулентном режиме). Поэтому в гидравлике принято эти потери определять по формуле Дарси, которая имеет вид:

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} \qquad (16)$$

где λ - безразмерный коэффициент пропорциональности, получивший название коэффициента сопротивления на трение по длине, или коэффициента Дарси.

При ламинарном режиме течения потеря напора на трение по длине трубы пропорциональна скорости (и расходу) в первой степени и определяется законом Пуазейля, который имеет вид:

$$h_{тр} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot d^4} \qquad (17)$$

Если же этот закон привести к виду формулы Дарси, то будем иметь:

$$h_{тр} = \lambda_Л \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} \text{ , где } \lambda_Л = \frac{64}{\mathrm{Re}} \qquad (18)$$

При турбулентном режиме течения различают следующие три области сопротивления:

- ***первая область*** - область гидравлически гладких труб - в ней коэффициент λ_T от шероховатости не зависит, а определяется лишь числом Рейнольдса.

В этой области при расчете λ_T может быть использована известная формула Блазиуса, которая имеет вид:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0,25}} \tag{19}$$

- ***вторая область*** - характеризуется тем, что коэффициент λ_T зависит одновременно как от числа Рейнольдса Re , так и от относительной шероховатости Δ/d.

Наиболее удобной в этом случае формулой, выражающей эту функциональную зависимость при турбулентном режиме течения, является формула Альтшуля, имеющая следующий вид:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25} \tag{20}$$

- ***третья область*** - область больших Re и Δ/d, где коэффициент λ_T не зависит от числа Re, а определяется лишь относительной шероховатостью Δ/d.

Формула, определяющая величину коэффициента λ_T при этом получается из формулы Альтшуля (20), принимая в ней $\mathrm{Re} \to \infty$.

2.4 Определение потерь напора на местных сопротивлениях

Гидравлические потери (потери полного напора, или удельной энергии) могут быть двух видов: потери на трение по длине и местные потери.

Простейшими местными сопротивлениями являются расширение, сужение и поворот русла (трубы). Более сложные сопротивления представляют собой комбинации перечисленных простейших.

Местные потери напора чаще всего пропорциональны квадрату расхода, поэтому их величину принято определять пропорционально скоростному напору по формуле Вейсбаха:

$$h_м = \zeta \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} \tag{21}$$

где: υ - средняя по сечению скорость в трубопроводе, в котором установлено данное местное сопротивление, если же трубопровод меняет свое проходное сечение, то скорость необходимо взять в трубопроводе с меньшей площадью сечения;

ζ - безразмерный коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом потерь или коэффициентом сопротивления.

Коэффициент ζ определяется в основном формой местного сопротивления и для данного сопротивления в большинстве случаев является величиной примерно постоянной. Коэффициенты местных сопротивлений для некоторых их видов приведены в приложении 1.

3. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

3.1 Общие сведения

Гидроприводом называется совокупность гидравлических устройств, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования характера движения посредством рабочей жидкости.

Объемным называется гидропривод, в котором используются объемные гидромашины.

Каждый гидропривод, как правило, включает в себя:

- **энергопреобразователи** (*насосы, гидродвигатели, гидроаккумуляторы*), соответственно предназначенные для преобразования механической энергии в энергию потока рабочей жидкости и обратно, а также для ее накопления в виде либо потенциальной энергии груза, либо упругодеформируемого тела, либо сжатого газа;
- **гидросеть** (*рабочая жидкость, гидролинии, элементы их соединения*), осуществляющая передачу энергии потока рабочей жидкости от ее источника к потребителям;
- **гидроаппараты** (*дроссели, клапаны, распределители*), предназначенные для регулирования параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода, направления течения) и, за счет этого, обеспечивающие управление характером движения выходного звена гидропривода;
- **вспомогательные элементы** (*гидробаки, фильтры, теплообменники*), обеспечивающие требуемые качественные параметры рабочей жидкости (чистоту, температуру) и, как следствие, нормальную работу гидропривода.

Все эти элементы объединяются в единую гидросистему, в которой рабочая жидкость является энергоносителем.

В таблице 2 представлены обозначения основных элементов гидропривода по ЕСКД.

Гидроприводы по характеру движения выходного звена можно разделить на:

- *гидроприводы возвратно-поступательного движения*, в которых в качестве гидродвигателя используют гидроцилиндры;
- *гидроприводы вращательного движения*, в которых в качестве гидродвигателя используют гидромоторы;
- *гидроприводы поворотного движения*, в которых используют поворотные гидродвигатели с углом поворота выходного звена, меньшим 360°.

Если в гидроприводе имеется возможность изменять только направления движения его выходного звена без регулирования величины скорости, то такой гидропривод называется нерегулируемым.

Если же в гидроприводе кроме этого предусмотрена возможность во время его работы изменять величину скорости движения выходного звена по требуемому закону, то такой гидропривод называется регулируемым.

По способу регулирования величины скорости движения выходного звена гидроприводы делятся на:

- ***гидроприводы с дроссельным регулированием*;**
- ***гидроприводы с объемным (машинным) регулированием*.**

При дроссельном способе регулирование скорости выходного звена происходит за счет изменения величины расхода рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель. При этом часть потока рабочей жидкости, подаваемого насосом, отводится в сливную гидролинию, минуя гидродвигатель и не совершая полезной работы.

При объемном способе регулирование скорости выходного звена происходит за счет изменения рабочего объема регулируемого насоса или регулируемого гидромотора.

Табл. 2

Обозначения элементов гидроприводов по ЕСКД

Обозначение	Наименование элемента (агрегата)
	насос нерегулируемый и нереверсивный
	насос нерегулируемый и реверсивный
	насос регулируемый и реверсивный
	гидроцилиндр двухсторонний с односторонним штоком
	гидроцилиндр двухсторонний с двухсторонним штоком
	гидромотор нерегулируемый и реверсивный
	поворотный гидродвигатель
	гидропневмоаккумулятор
	настраиваемый гидродроссель
	регулируемый гидродроссель
	предохранительный или переливной гидроклапан
	редукционный гидроклапан
	обратный гидроклапан
	гидрораспределитель двухпозиционный, четырехлинейный, с ручным управлением
	гидробак
	фильтр
	теплообменник

На практике в объемных гидроприводах из гидродвигателей чаще всего используются гидроцилиндры и роторные гидромоторы. При расчете гидроцилиндров с односторонним штоком (рис. 6), как правило, необходимо учитывать то, что расходы жидкости в трубопроводах до *Q* и после *Q*’ гидроцилиндра разные (на рис. 5 *Q* > *Q*’).

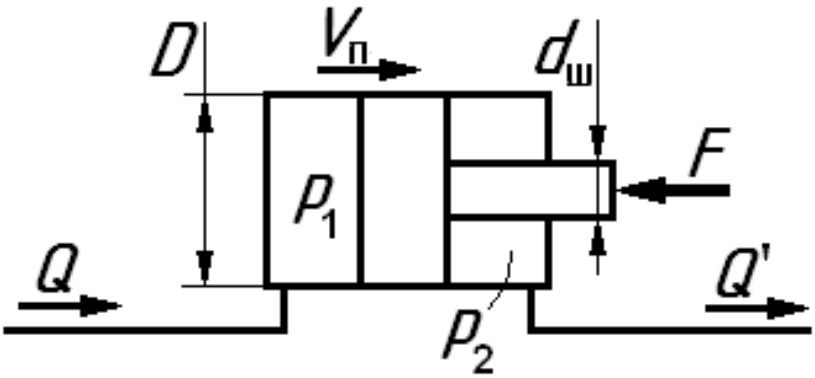


Рис. 6 Схема гидроцилиндра

Это обусловлено тем, что шток гидроцилиндра занимает часть объема в одной из его полостей.

Не трудно получить формулу, позволяющую найти взаимозависимость между расходами *Q*’ и *Q*. Для этого выразим скорость $V_п$ движения поршня гидроцилиндра через величины этих расходов (рис. 5):

$$V_n = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D} = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot \left(D^2 - d_ш^2\right)} \qquad (22)$$

где D и $d_ш$ – диаметры поршня и штока гидроцилиндра.

Следует отметить, что формулы (22) не учитывают объемные потери в гидроцилиндре, которые в большинстве случаев малы. Поэтому ими, как правило, пренебрегают, т.е. принимают объемный кпд гидроцилиндра $\eta_о = 1$.

Перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$ на гидроцилиндре (рис. 6) определяется по величине преодолеваемой внешней нагрузки, действующей вдоль его штока, из уравнения равновесия поршня в

направлении его возможного перемещения. Это уравнение с учетом возникающей силы трения имеет вид:

$$p_1 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = F + F_{тр} + p_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(D^2 - d_ш^2\right) \qquad (23)$$

При учете потерь на трение через механический к.п.д. гидроцилиндра:

$$\eta_м = \frac{F}{F + F_{тр}}$$

Отсюда для рассматриваемого случая (рис.5) получим:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_м} - p_2 \cdot \frac{d_ш^2}{D^2} \qquad (24)$$

Если изменяется направление движения жидкости через гидроцилиндр и при этом соответственно изменяется направление действия внешней нагрузки F на его штоке, то после выполнения действий, аналогичных приведенным выше, перепад давления на гидроцилиндре получится равным:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \left(D^2 - d_ш^2\right) \cdot \eta_м} + p_2 \cdot \frac{d_ш^2}{\left(D^2 - d_ш^2\right)} \qquad (25)$$

3.2 Методика проектного расчета гидропривода

При решении задачи проектного расчета гидроприводов необходимо на основании данных о характере движения выходного звена (в общем случае – скорости прямого и обратного хода, нагрузки, длина участка перемещения, ограничения по инерционным параметрам в моменты начала и окончания движения, а также при реверсе) необходимо определять основные параметры гидросистемы, такие как:

- рабочее давление в системе;
- мощность и производительность насоса;
- диаметры трубопроводов для гидравлических магистралей.

В дополнении к этому на основе расчетных данных производят выбор типоразмеров стандартных гидроаппаратов, позволяющих регулировать скорости и усилия, получаемые на выходном звене гидропривода.

Важным этапом расчета является проверка достижения силовых и скоростных характеристик при использовании стандартных компонентов (насосы, гидродвигатели, гидроаппаратура и магистрали) с учетом уровня потерь давления и внутренних утечек.

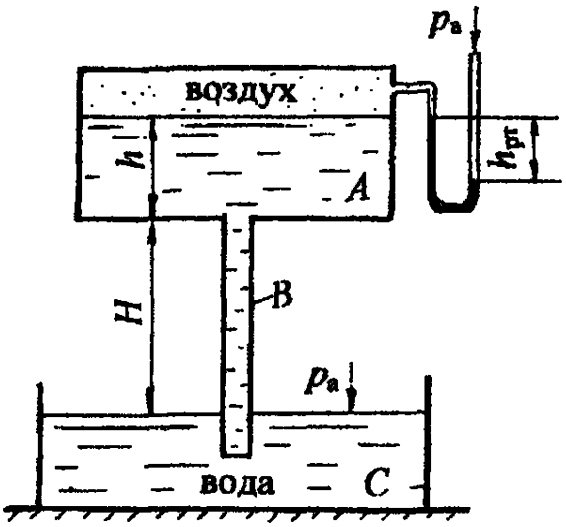
Рекомендуемая последовательность расчета для гидропривода поступательного перемещения выглядит следующим образом:

1. Выбор номинального давления.
2. Выбор рабочей жидкости.
3. Выбор гидродвигателя.
4. Выбор насоса производится по общему расходу жидкости в гидросистеме и номинальному давлению.
5. Выбор типов и марок гидроаппаратов (гидрораспределителей, предохранительных клапанов, дросселей, обратных клапанов и т.п.).
6. Расчет трубопроводов (определение их диаметров).
7. Расчет потерь давления и утечек в гидролиниях и гидроаппаратах.
8. Проверочный расчет привода (Контролируется реализация в спроектированном приводе необходимых усилий на штоке гидроцилиндра и скоростей его перемещения при номинальных значениях давления насоса с учетом потерь в трубопроводах и гидроаппаратах, а также с учетом объемных утечек во всех элементах гидросхемы.).

Более подробное описание порядка расчета, с указанием основных формул и справочных данных приведены в разделе «Указания к решению задачи №5» данного пособия.

Задача№1

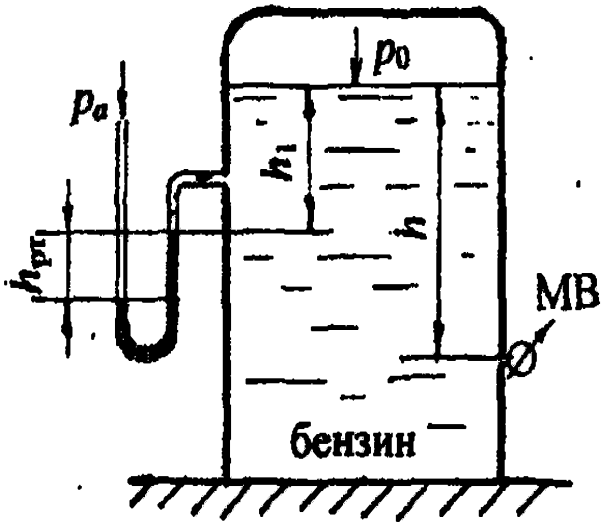
Из открытого резервуара С через трубу В вода поднята в резервуар А с глубиной заполнения *h*. Давление воздуха на поверхности воды в резервуаре А измерено U-образным ртутным манометром, показание которого $h_{рт}$. Определить высоту воды в трубе В. Принять плотность ртути $\rho_{рт}$ = 13600 кг/м^3



h,м	$h_{рт}$, мм
0,5	200
1	100
2	300
0,6	150
1,6	200
1,5	300
0,9	300
1,1	150
0,8	400
1,4	200
1,3	350
0,5	150
0,7	240
0,8	180
1,4	110

Задача №2

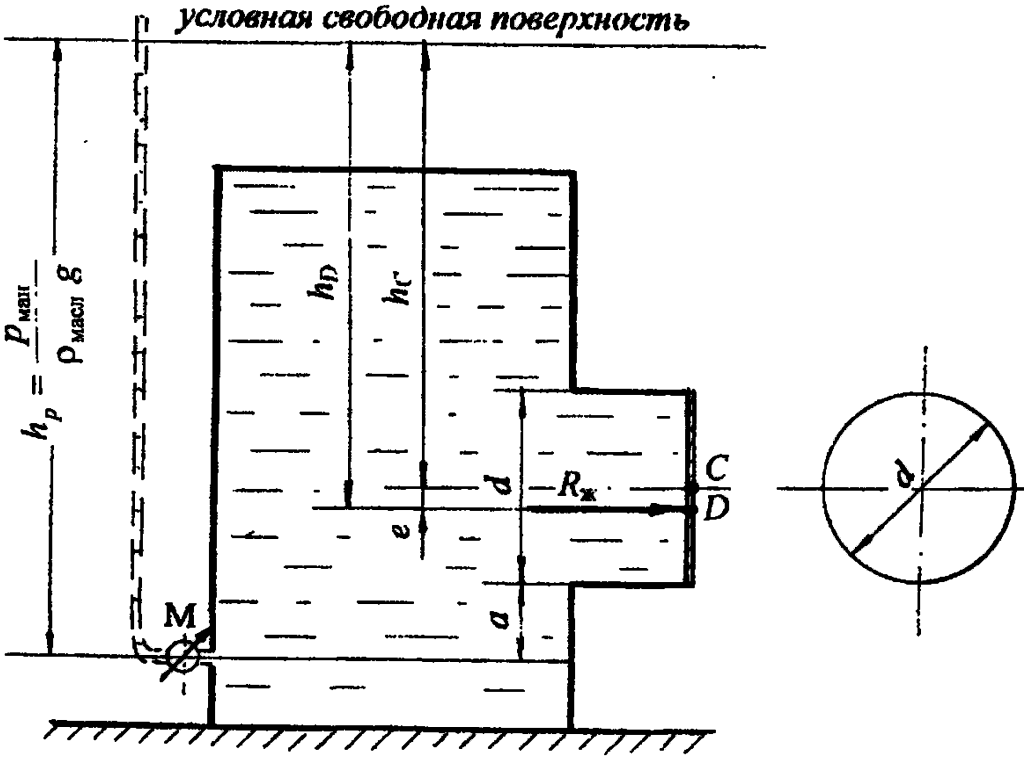
Определить давление p_0 на поверхности бензина в закрытом резервуаре и показание мановакуумметра $p_{мв}$, установленного на глубине h, если показание ртутного манометра $h_{рт}$, принять глубину h_1 плотность бензина $\rho_{бенз}$ кг/м^3



h,м	$h_{рт}$, мм	h_1, м	$\rho_{бенз}$, кг/м^3
1,5	400	1	720
2	500	0,8	720
1,8	300	0,7	730
1,5	300	1,2	730
1,4	400	1,6	720
1,6	400	1,2	720
2	500	0,8	730
1,1	500	1,8	730
0,9	200	2	720
1,5	200	1,4	720
1,7	300	1,1	730
2,2	500	0,7	730
1,9	400	2	720
1,4	200	1,5	730
1,6	400	0,9	720

Задача№3

Определить силу давления масла p_c на плоскую круглую крышку диаметром d мм закрытого резервуара и положение центра давления e, если показание манометра, установленного на расстоянии a мм от нижней кромки крышки $p_{ман}$ ат, плотность масла $\rho_{масл}$ кг/м^3



d, мм	a, мм	$p_{ман}$, ат	$\rho_{масл}$, кг/м^3
600	200	0,11	900
400	500	0,18	900
700	300	0,22	900
500	400	0,08	850
300	200	0,15	850
250	500	0,16	850
400	300	0,13	900
600	400	0,21	900
500	200	0,15	900
300	500	0,17	850
450	300	0,08	850
350	400	0,23	850
700	200	0,16	900
500	500	0,14	900
600	300	0,3	900

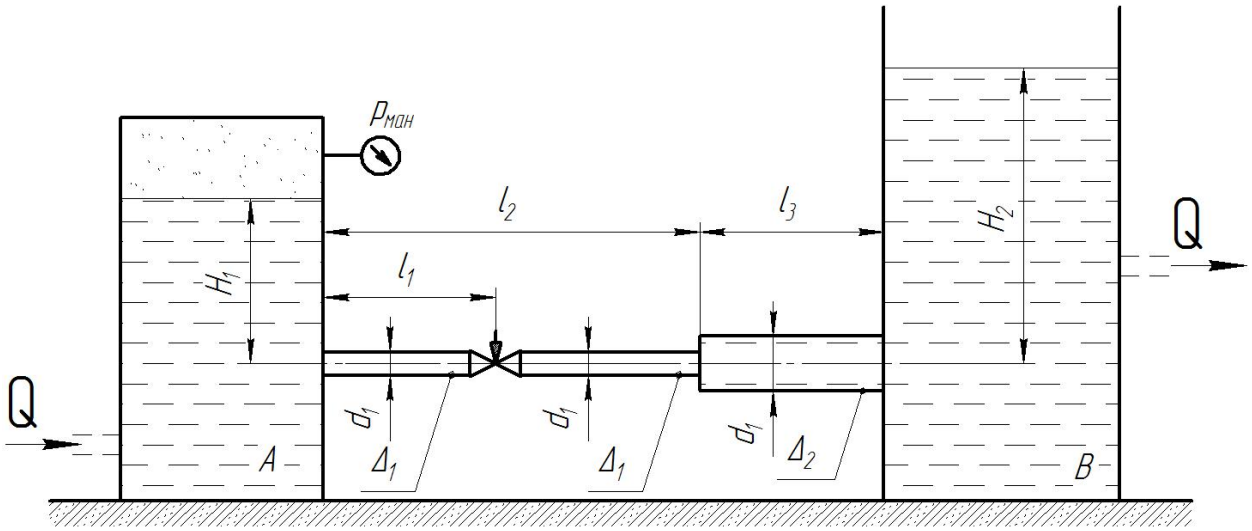
Задача №4

Вода из закрытого резервуара А поступает в открытый резервуар В при пропускной способности системы Q = 15 л/с по трубам d_1 = 75 мм, l_1 = 8 м; l_2 = 20 м; d_2 = 100 мм и l_3 = 15 м. Напоры воды в резервуарах постоянны относительно оси трубы H_1 = 1,5 м; H_2 = 3,5 м.

Определить показание манометра ($p_{ман}$) на поверхности воды в закрытом резервуаре, а также соответствующий манометрический напор ($H_{ман}$).

Принять абсолютную шероховатость труб: Δ_1 = 0,5 мм; Δ_2 = 0,2 мм. Учесть местные сопротивления в системе: на входе в первую трубу, в пробковом кране при угле закрытия α = 30°; при внезапном расширении и на выходе из второй трубы.

Движение воды в системе считать установившимся, т.е. Q = const. Построить линию полного напора (напорную линию), пьезометрическую линию, показать эпюру потерь напора.



Методические указания к решению задачи

1. Определение скоростей движения жидкости в трубопроводах

$$\upsilon = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$$

2. Определение скоростных напоров в трубопроводах

$$h_\upsilon = \frac{\upsilon^2}{2 \cdot g}$$

3. Расчет потерь напора в местных сопротивлениях (по табл. 1 приложения)

4. Определение потерь напора по длине

4.1. Расчет числа Рейнольдса для каждой трубы

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}$$

4.2. Расчет граничных значений для чисел Рейнольдса (для определения области сопротивления для обеих труб)

4.3. Расчет коэффициентов сопротивления и потерь напора на каждом участке (по табл.1).

Табл. 1

Диапазоны чисел Рейнольдса	Формула для расчета
Потоки в гидравлически гладких трубах $2300 \le \mathrm{Re} \le 20 \cdot \frac{d}{\Delta_э}$	$\lambda = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$
Потоки с доквадратическим сопротивлением $20 \cdot \frac{d}{\Delta_э} \le \mathrm{Re} \le 500 \cdot \frac{d}{\Delta_э}$	$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{\Delta_э}{d} \right)^{0{,}25}$
Потоки с квадратическим сопротивлением $\mathrm{Re} \ge 500 \cdot \frac{d}{\Delta_э}$	$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\Delta_э}{d} \right)^{0{,}25}$

4.4. Определения общих потерь напора в трубопроводе

$$h_{тр} = \sum h_{дл} + \sum h_м$$

5. Расчет манометрического напора и манометрического давления в резервуаре А. В соответствии с уравнением Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 \cdot \upsilon_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 \cdot \upsilon_2^2}{2 \cdot g} + h_{тр},$$

где $z_1 = H_1;\ z_2 = H_2;$

$$p_1 = p_{атм} + p_{ман};\ p_2 = p_{атм};$$

$$\upsilon_1 = 0;\ \upsilon_2 = 0$$

$$H_1 + \frac{p_{ман}}{\rho \cdot g} = H_2 + h_{тр},$$

отсюда искомый манометрический напор составит:

$$H_{ман} = \frac{p_{ман}}{\rho \cdot g} = H_2 - H_1 + h_{тр}$$

манометрическое давление:

$$p_{ман} = \rho \cdot g \cdot H_{ман}$$

Пример построения линий пьезометрического, полного напора и эпюры потерь давления показан на рис. 7.

Исходные данные к задаче №4

№ вар.	Расход Q, л/с	Трубопровод							Напоры в резервуарах		Кран		
		d1, мм	d2, мм	l1, м	l2, м	l3, м	Δ1, мм	Δ2, мм	H1, м	H2, м	тип	параметр	
0	15	75	100	8	20	15	0,5	0,2	1,5	3,5	пробковый	α, гр	30
1	20	50	75	6	12	18	0,1	0,2	0,8	2,4	пробковый	α, гр	40
2	25	75	125	20	14	15	0,1	0,3	1,3	1,8	пробковый	α, гр	20
3	10	50	100	4	10	20	0,2	0,4	1,5	4,4	задвижка	a/d	0,25
4	5	100	75	10	16	10	0,5	0,3	3,6	6,2	задвижка	a/d	0,75
5	12	75	100	25	8	22	0,4	0,7	0,9	2,6	задвижка	a/d	0,5
6	18	125	50	12	16	12	0,2	0,8	1,2	3,4	пробковый	α, гр	10
7	22	50	125	13	6	15	0,2	0,9	1,1	2,9	пробковый	α, гр	50
8	8	150	75	18	22	15	0,7	0,6	2,1	5,8	пробковый	α, гр	20
9	16	50	100	6	15	12	0,1	0,4	3,1	4,5	задвижка	a/d	0,625
10	24	125	100	15	12	13	0,3	0,9	1,6	4,2	задвижка	a/d	0,375
11	20	100	50	9	17	14	0,8	0,3	1,3	3,7	задвижка	a/d	0,25
12	15	75	50	12	22	12	0,3	0,5	2,2	4,1	пробковый	α, гр	20
13	25	80	50	17	12	14	0,2	0,6	1,4	2,9	пробковый	α, гр	30
14	12	50	150	16	22	10	0,1	0,4	0,7	2,6	пробковый	α, гр	40

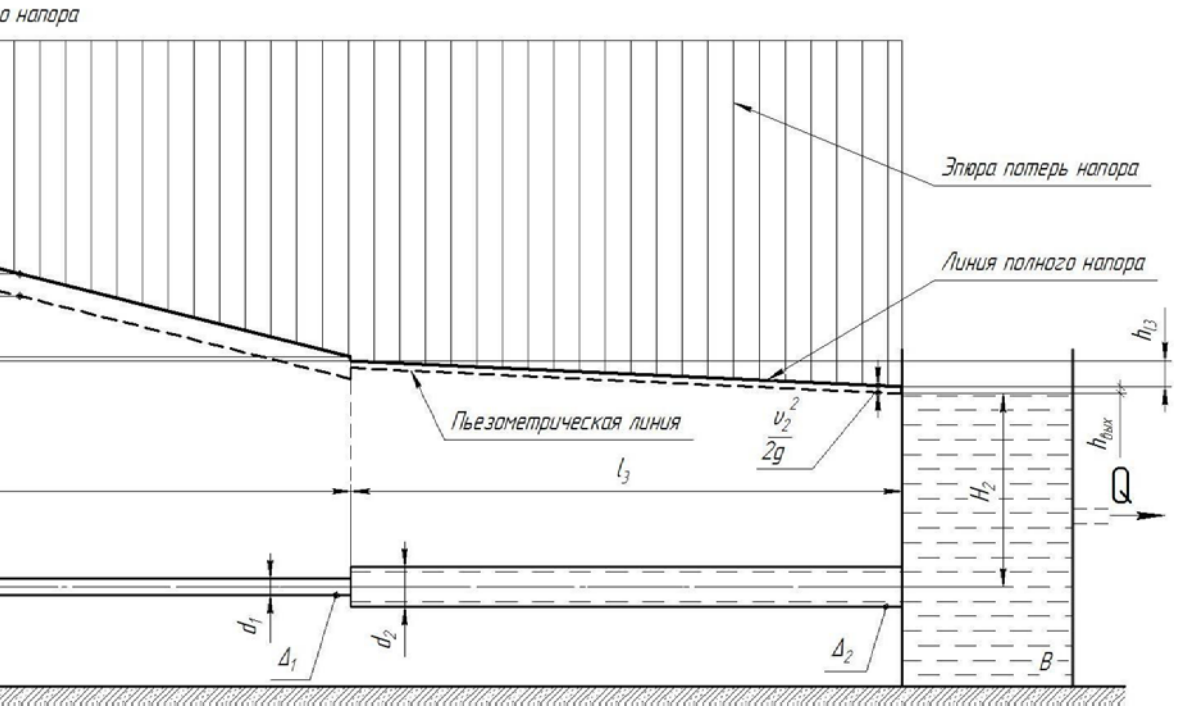
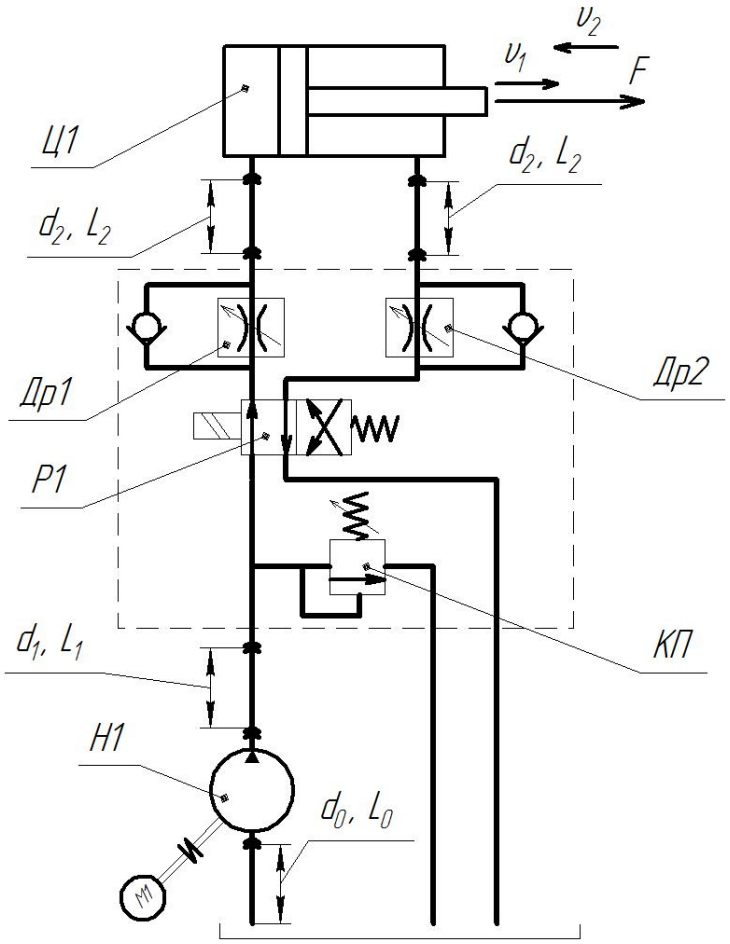


Рис. 7 Пример построения линий полного напора, пьезометрической линии, эпюры потерь напора

Задача №5

Рассчитать основные характеристики насоса (производительность Q, мощность N, рабочее давление p), трубопроводов (диаметр условного прохода D_y) и гидроаппаратов для управления гидроцилиндром Ц1 на штоке которого развивается усилие F и скорость υ_1 при движении вправо, при движении влево - скорость υ_2. Подобрать модели основных гидроаппаратов (с учетом номинальных расходов, потерь давления, величины утечек) и параметры трубопроводов из стандартного ряда.



Исходные данные к задаче №5

№ вар.	F, кН	υ_{1min}, м/мин	υ_{1max}, м/мин	υ_2, м/мин	L_0, м	L_1, м	L_2, м
0	15	3	15	25	0,8	1,2	2,6
1	5	4	12	20	0,5	3	2,4
2	8	2	12	16	0,3	1,7	3,2
3	12	4	18	22	0,5	2,2	1,8
4	6	2	20	30	0,4	1,3	2,7
5	10	5	22	32	0,2	1,4	2,8
6	7	3	15	20	0,4	1,6	1,7
7	4	2	18	24	0,6	2,3	1,9
8	11	4	24	30	0,7	2,5	2,8
9	2	5	18	22	0,9	2,6	3,4
10	6	3	12	17	0,7	1,8	1,6

УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ №5

1. Выбор номинального давления, МПа производится из ряда нормативных значений (по ГОСТ 12445-80): 0,63; 1; 1,6; **2,5; 6,3; 10**; 16; 20; 32. Для гидроприводов станочного оборудования предпочтительными являются давления, выделенные жирным шрифтом.

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

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

3. Выбор гидроцилиндра. Диаметр гидроцилиндра определяется из соотношения:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot p \cdot \eta_{мц}}}$$

где F – усилие на штоке, p – номинальное давление, $\eta_{мц}$ – механический к.п.д. гидроцилиндра, равный 0,93…0,97.

Рассчитанное значение диаметра цилиндра округляется в большую сторону в соответствии со стандартными значениями по данным справочной литературы (приложение 3).

4. Выбор насоса производится по общему расходу жидкости в гидросистеме и номинальному давлению. Для определения подачи насоса подачи насоса находят сначала его мощность как сумму мощностей $N_ц$ всех одновременно работающих гидродвигателей. При этом мощность, потребляемая гидроцилиндром

$$N_ц = \frac{F \cdot \upsilon}{\eta_ц}$$

где F – усилие на штоке гидроцилиндра; υ - скорость перемещения поршня; $\eta_ц$ – к.п.д. гидроцилиндра, который можно принять равным примерно 0,9.

Мощность насоса

$$N_н = k_c \cdot k_y \cdot \sum N_ц$$

где k_c = 1,1 … 1,3 – коэффициент запаса по скорости; k_y = 1,1 … 1,2 – коэффициент запаса по усилию; $\Sigma N_ц$ - суммарная мощность всех работающих одновременно гидродвигателей

Необходимая подача насоса

$$Q_н = \frac{N_н}{p}$$

Модель насоса выбирается по номинальным значениям подачи и давления, исходя из справочных данных (приложение 5)

5. Тип и марку гидрораспределителей и предохранительных клапанов выбирают по номинальному давлению, подаче насоса и количеству гидродвигателей.

Основные параметры золотниковых гидрораспределителей применяемых в станочных гидроприводах приведены в приложении 6.

Предохранительные и переливные клапана (золотники) выбираются исходя из справочных данных в табл. приложении 4.

При выборе дросселей (приложение 7) следует учитывать максимальные и минимальные расходы, необходимые для обеспечения заданных пределов регулирования скорости:

$$Q_{др2\min} = \frac{\pi \cdot \left(D_ц^2 - d_{шт}^2\right)}{4 \cdot} \cdot \upsilon_{1\min}$$

$$Q_{др2\max} = \frac{\pi \cdot \left(D_ц^2 - d_{шт}^2\right)}{4 \cdot} \cdot \upsilon_{1\max}$$

$$Q_{др1} = \frac{\pi \cdot \left(D_ц^2 - d_{шт}^2\right)}{4 \cdot} \cdot \upsilon_2$$

6. 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

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

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.

Сортаменты применяемых труб для гидроприводов – см. приложение 8., а рукавов высокого давления по данным приложения 9.

7. 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 потери давления

$$\Delta p = \sum \Delta p_т + \sum \Delta p_м + \sum \Delta p_г$$

где $\Delta p_т$ – потери на трение (по длине трубопроводов); $\Delta p_м$ – потери в местных сопротивлениях; $\Delta p_г$ – потери в гидроагрегетах (в соответствии с паспортными характеристиками).

При определении потерь давления производится расчет чисел Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}$$

и коэффициентов потерь на трение для каждого из участков:

$\lambda = \frac{A}{\mathrm{Re}}$ - для ламинарного режима течения (Re < 2300).

При расчетах трубопроводов станочных гидросистем параметр А = 75 для стальных труб и А = 150 – для гибких шлангов.

При турбулентном режиме течения жидкости коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости d/Δ (где Δ - эквивалентная шероховатость) и определяется по эмпирическим формулам:

$2300 < \mathrm{Re} < 20 \cdot d/\Delta$	$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$
$20 \cdot d/\Delta < \mathrm{Re} < 500 \cdot d/\Delta$	$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\Delta/d + 68/\mathrm{Re}\right)^{0{,}25}$
$500 \cdot d/\Delta < \mathrm{Re}$	$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\Delta/d\right)^{0{,}25}$

Значения эквивалентной шероховатости принимаются:

- для новых бесшовных стальных труб – 0,03 мм
- для бесшовных стальных труб после нескольких лет эксплуатации – 0,2 мм
- для резиновых рукавов и шлангов – 0,03 мм
- для новых тянутых труб из цветных металлов – 0,005 мм.

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_м = \rho \cdot g \cdot h_м = \varsigma \frac{\rho \cdot \upsilon_2^2}{2}$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления (по справочникам); υ_2 – скорость движения жидкости после местного сопротивления.

8. Проверочный расчет привода выполняется для определения возможности реализации в спроектированном приводе необходимых усилий на штоке гидроцилиндра и скоростей его перемещения при номинальных значениях давления насоса с учетом потерь в трубопроводах и гидроаппаратах, а также с учетом объемных утечек во всех элементах гидросхемы.

$$F_{факт} = \frac{\pi \cdot D_ц^2}{4}\left(P_{ном} - \sum \Delta p\right)$$

$$\upsilon_{1\max} = \frac{4}{\pi \cdot D_ц^2}\left(Q_{ном} - \sum \Delta Q\right)$$

$$\upsilon_{2\max} = \frac{4}{\pi \cdot \left(D_ц^2 - d_{шт}^2\right)}\left(Q_{ном} - \sum \Delta Q\right)$$

Расчет мощности и к.п.д. гидропривода. Полная мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом:

$$N = \frac{p_н \cdot Q_н}{\eta_н}.$$

Полный к.п.д. гидропривода равен произведению механического, объемного и гидравлического к.п.д. системы:

$$\eta = \eta_о \cdot \eta_м \cdot \eta_г$$

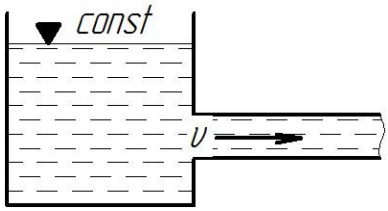
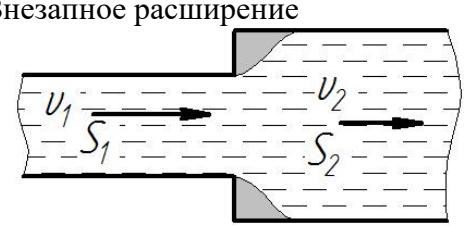
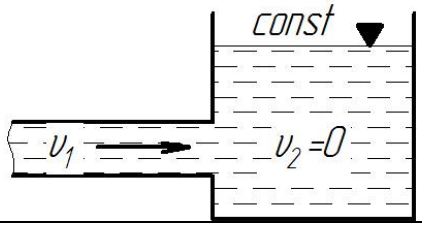
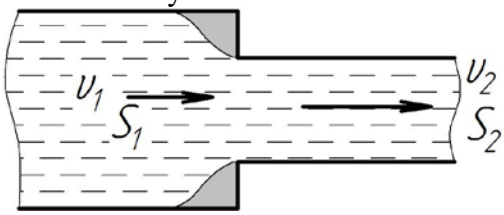
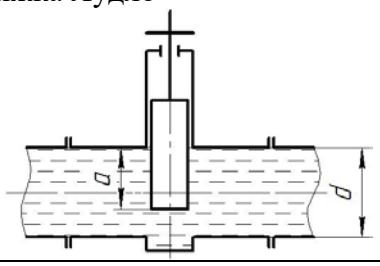
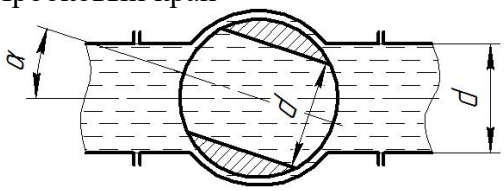
причем

$$\eta_о = \prod \eta_{оi} \qquad \eta_м = \prod \eta_{мi} \qquad \eta_г = \frac{p_н - \Delta p}{p_н}$$

где рн – давление насоса (номинальное), Δр – потери давления в системе.

К.п.д. правильно спроектированного гидропривода должен находиться в пределах 0,6…0,8.

Результат расчета оформляется в виде принципиальной гидравлической схемы с указанием всех элементов.

<table>
<tr><th>Тип, схема местного сопротивления</th><th>Коэффициент местного сопротивления</th></tr>
<tr><td>Вход в трубу
 
</td><td>$$h_{вх} = \zeta_{вх} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g}$$
При острых кромках $\zeta_{вх}$ = 0,5;
При закругленных кромках и плавном входе $\zeta_{вх}$ = 0,2;
При весьма плавном входе $\zeta_{вх}$ = 0,05</td></tr>
<tr><td>Внезапное расширение
 
</td><td>$$h_{в.р.} = \zeta_{в.р.} \cdot \frac{\upsilon_2^2}{2g}$$
$$\zeta_{в.р.} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2$$</td></tr>
<tr><td>Выход из трубы в резервуар больших размеров, выход под уровень
 
</td><td>$$h_{вых} = \zeta_{вых} \cdot \frac{\upsilon_1^2}{2g}$$
$$\zeta_{вых} = 1{,}0$$</td></tr>
<tr><td>Внезапное сужение
 
</td><td>$$h_{в.с.} = \zeta_{в.с.} \cdot \frac{\upsilon_2^2}{2g} \quad \zeta_{в.с.} = f\left(\frac{S_2}{S_1}\right)$$
<table>
<tr><td>S_2/S_1</td><td>0,01</td><td>0,10</td><td>0,20</td><td>0,40</td><td>0,60</td><td>0,80</td></tr>
<tr><td>$\zeta_{в.с.}$</td><td>0,50</td><td>0,45</td><td>0,40</td><td>0,30</td><td>0,20</td><td>0,10</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Задвижка Лудло
 
</td><td>
<table>
<tr><td>a/d</td><td>Полн. открыт.</td><td>1/4</td><td>3/8</td><td>1/2</td></tr>
<tr><td>$\zeta_{задв}$</td><td>0,12</td><td>0,28</td><td>0,81</td><td>2,06</td></tr>
<tr><td>a/d</td><td>5/8</td><td>3/4</td><td>7/8</td><td></td></tr>
<tr><td>$\zeta_{задв}$</td><td>5,25</td><td>17,0</td><td>978</td><td></td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Пробковый кран
 
</td><td>
<table>
<tr><td>α°</td><td>5</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td></tr>
<tr><td>$\zeta_{кр}$</td><td>0,05</td><td>0,29</td><td>1,56</td><td>5,47</td></tr>
<tr><td>α°</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td></td></tr>
<tr><td>$\zeta_{кр}$</td><td>17,3</td><td>52,6</td><td>206</td><td></td></tr>
</table></td></tr>
</table>

Плотность, коэффициент кинематической вязкости некоторых жидкостей Приложение 2

Жидкость	Плотность ρ, кг/м^3	Кинематический коэффициент вязкости, ν, 10^{-6} м^2/с	
		при 20°С	при 50°С
Вода пресная	1000	1,01	0,55
Этиловый спирт	790	1,52	0,50
Ртуть	13600	0,114	-
Воздух	1,20	14,9	-
Бензин при t = 15°С	680-780	0,83-0,93	0,54
Керосин	820	2,5	1,5
Нефть	810-930	25,0-140,0	-
Масло турбинное 30 и 34	900	-	28-32
Масло трансформаторное	890	30,0	9,6
Масла индустриальные			
И12	880	50	10-14
И20	885	100	17-23
И30	890	170	23-33
И50	910	400	47-55

Гидроцилиндры серии СН по ISO 6020/2-1991 Приложение 3

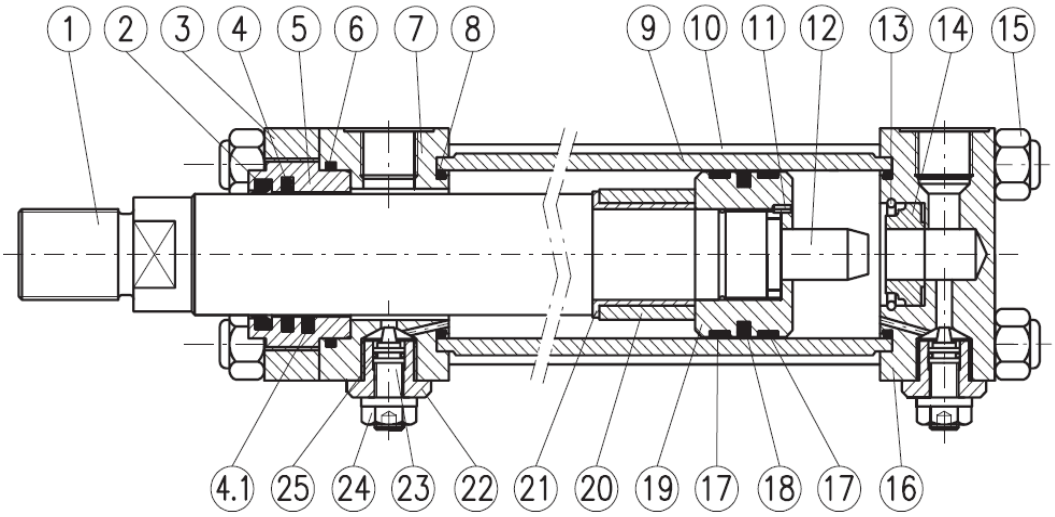


Рис. П.1 Конструкция гидроцилиндра серии СН

Рабочее давление до 21 МПа (210 бар)
Максимальное давление до 25 МПа (250 бар)
Максимальная скорость потока на вводе в гидроцилиндр – 6 м/с

Основные параметры цилиндров серии СН

$D_ц$,мм	25		32		40		50			63			80			100			125		
№ штока	1	2	1	2	1	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
$d_{шт}$, мм	12	18	14	22	18	28	22	36	28	28	45	36	36	56	45	45	70	56	56	90	70

Дополнительные параметры гидроцилиндров типа СН

$D_ц$, мм	25	32	40	50	63	80	100	125
Макс. скорость, м/с	0,5				0,4		0,3	
Мин. скорость, мм/с	1							
Внутр. утечка $см^3$/мин	10			18		20		

Пример обозначения цилиндра ($D_ц$, =50 мм; $d_{шт}$, =36 мм, ход поршня – 150 мм) :

СН/50/36/150 ISO 6020/2-1991

Приложение 4

Параметры клапанов давления резьбового (Г54-3) и стыкового (ПГ54-3) монтажа по ТУ2-053-1628-83

Параметр	Г54-32М, ПГ-54-32М	Г54-34М, ПГ-54-34М	Г54-35М, ПГ-54-35М
Диаметр условного прохода, мм	10	20	32
Расход масла, л/мин номинальный	32	125	200
максимальный	50	170	300
минимальный	1	3	5
Номинальный перепад давлений, МПа	0,2	0,65	0,55
Утечки, $см^3$/мин, не более	200	280	280

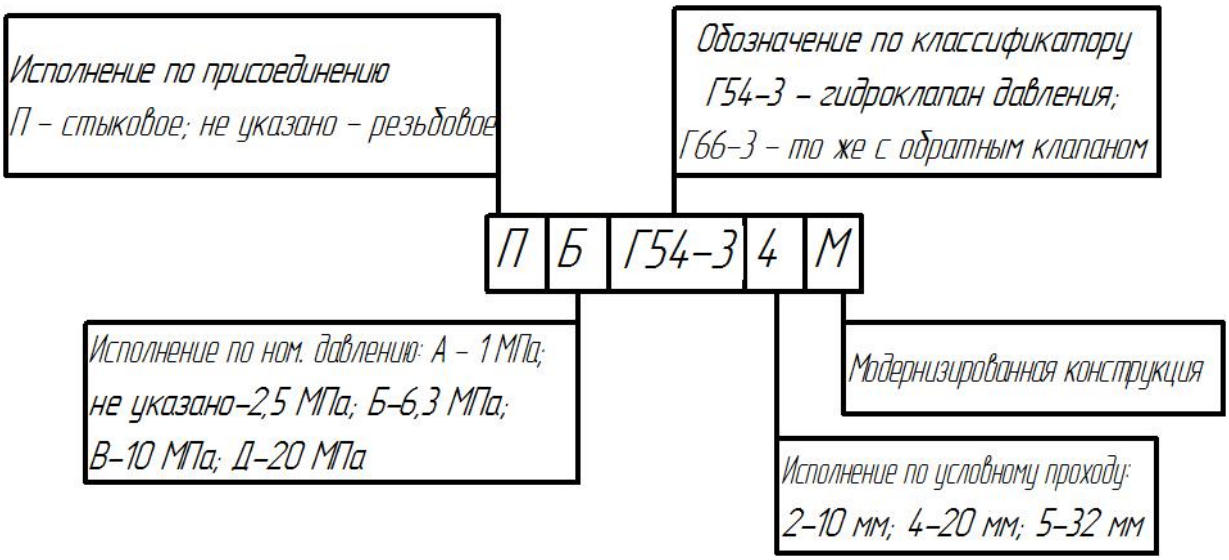


Рис. П.2 Структура обозначения клапанов давления типов Г54-3 (по ТУ2-053-1628-83) и Г66-3 (по ТУ2-053-1627-83).

Приложение 5

Основные параметры насосов для гидроприводов

Параметр	НПл 5/16	НПл 8/6,3	НПлР 20/16	НПлР 20/6,3	НПлР 50/16	НПлР 50/6,3	НПлР 80/16	НПлР 80/6,3	НПлР 125/16	НПлР 1250/6,3
Рабочий объем, $см^3$	5	8	7-20	7-20	15-50	15-50	27-80	27-80	41-125	41-125
Номинальная подача, л/мин	5,3	5,8	24	26,5	63,5	68,5	97	107	152	172
Давление на выходе из насоса, МПа										
номинальное	16	6,3	16	6,3	16	6,3	16	6,3	16	6,3
максимальное	18	7	18	7	18	7	18	7	18	7
Мощность										
номинальная	2,8	1,04	8,5	3,8	22,5	8,8	32	14,5	52	22,5
затрачиваемая при рном и нулевой подаче	-	-	2	0,8	3,5	1,4	7	2,6	10	4,5
КПД при номинальном режиме										
объемный	0,71	0,76	0,8	0,85	0,79	0,86	0,84	0,88	0,83	0,87
полный	0,5	0,58	0,69	0,73	0,7	0,74	0,78	0,8	0,79	0,8
Диапазон регулирования давления, МПа	-	-	6,3-16	2,5-6,3	6,3-16	2,5-6,3	6,3-16	2,5-6,3	6,3-16	2,5-6,3

РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ Приложение 6

Основные параметры золотниковых распределителей

Параметр	Тип распределителя						
	В6	1Р6	В10	1Р10	В16	1Р203	1Р323
Условный проход, мм	6		10		16	20	32
Расход рабочей жидкости, л/мин	12,5-16	20-25	20-32	25-40	80-125	120-180	330-700
Номинальное давление на входе, МПа	32		32		32	32	32
Максимальное давление на выходе, МПа	6		15		6	6	6

Величина внутренних утечек в распределителях

Диаметр условного прохода, D_y, мм	6	10	16	20	32
Максимальная утечка, $см^3$/мин	200	200	400	500	800

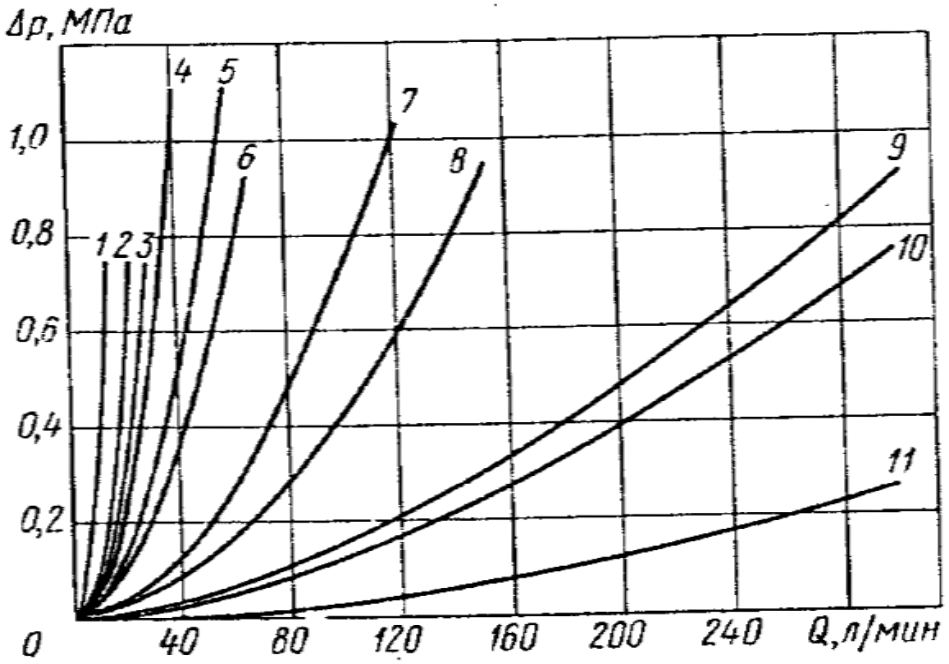


Рис.П.3 Зависимость полных потерь давления Δр в распределителях от расхода Q масла/

1 – распр. типа ПЕ6; 2 – распр. типа В6, схема 64; 3 – распр. типа В6, схема 574, 44, 34; 1Р6 схема 64; В10, схема 64; Р103В, схема 64; 4 – распр. типа 1Р6, схема 574, 44, 34; 5 – распр. типа В10, схема 574, 44, 34, Р103В, схема 574, 44, 34; 6 – распр. типа 1Р10, схемы 574, 44, 34 и 64; 7 – распр. типа В16, схема 64; 8 – распр. типа В16, схема 574, 44, 34; 9 – распр. типа 2Р20, все схемы; 10 – распр. типа 1Р203, все схемы; 11 – 1Р323, все схемы

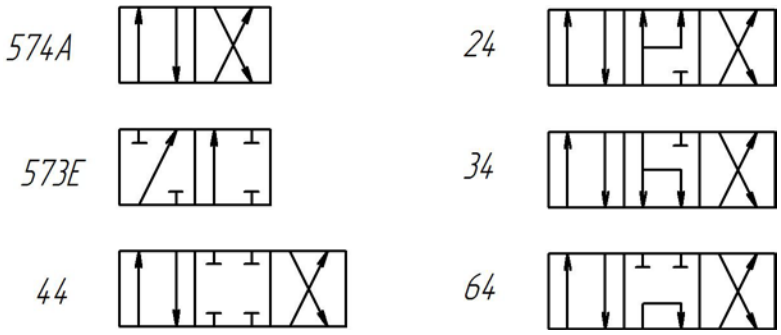


Рис. П.4 Исполнения золотниковых распределителей по гидросхеме

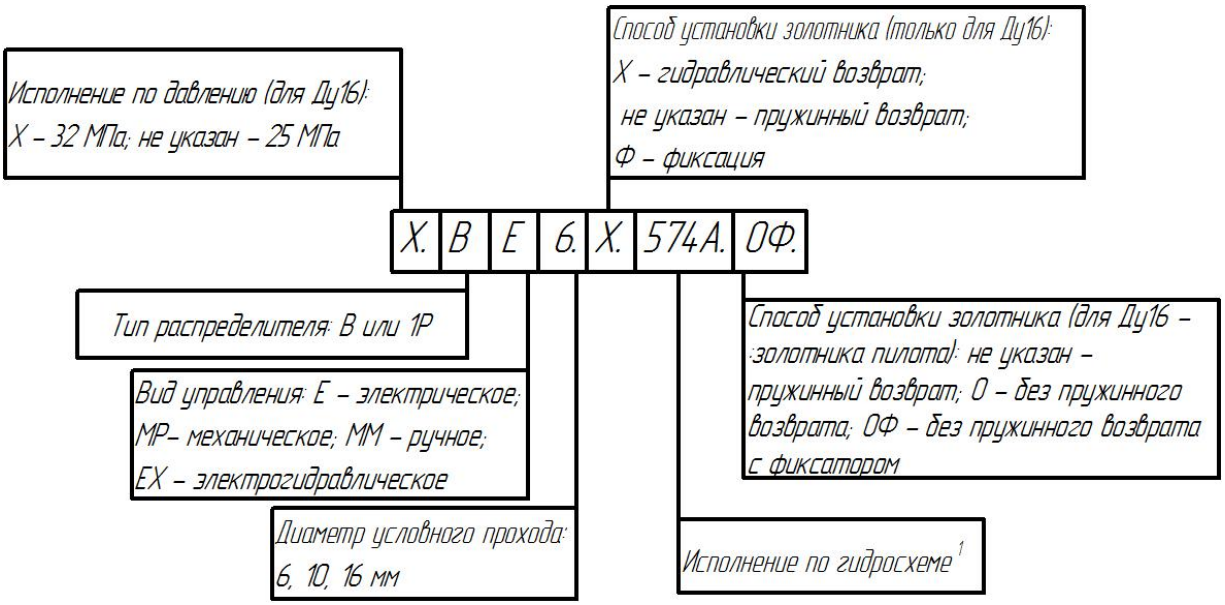


Рис. П.5 Структура условных обозначений золотниковых гидрораспределителей D_y6, D_y10, D_y16 (тип В по ГОСТ 24679-81 или тип 1Р по ТУ2-053-1815-86).
1 – варианты исполнений по гидросхеме в соответствии с рис. П.3

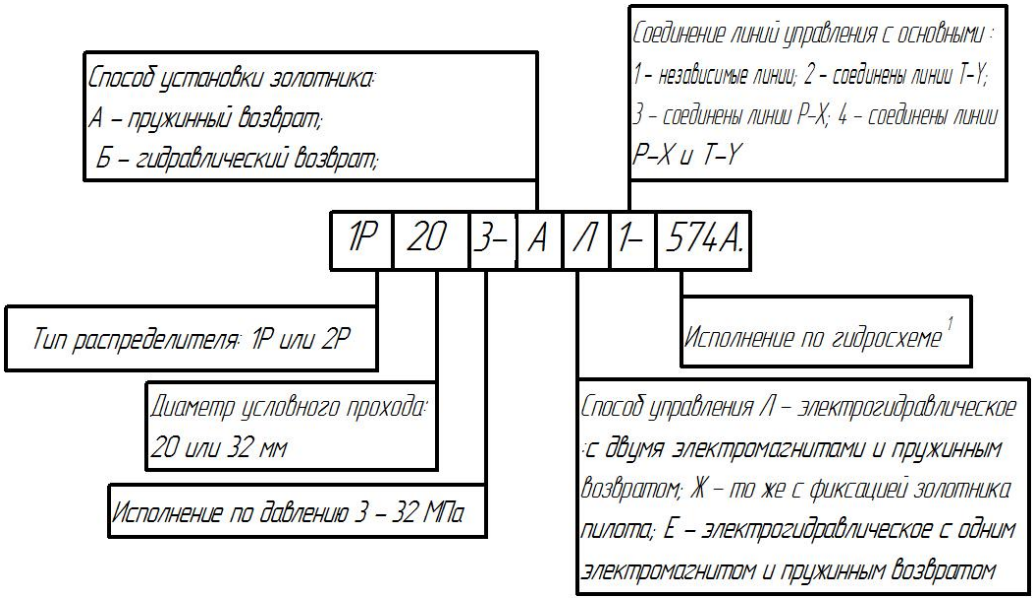


Рис. П.6 Структура условных обозначений золотниковых гидрораспределителей D_y20, D_y32 (тип 1Р по ТУ2-053-1846-87 и 2Р по ТУ2-5023622.04-89)
1 – варианты исполнений по гидросхеме в соответствии с рис. П.3

Параметры дроссель-клапанов трубного (КВМК по ТУ2-053-1753-85 и ДК по ТУ2-053-1651-83) и стыкового (ДК-С по ТУ2-053-1651-83) монтажа

Параметр	КВМК 10G1.1	ДК-12, ДК-С12	КВМК 16G1.1	ДК-20, ДК-С20	КВМК 25G1.1	ДК-32, ДК-С32	КВМК 32G1.1
Диаметр условного прохода, мм	10	12	16	20	25	32	32
Расход масла, л/мин номинальный	32	25	63	63	160	160	250
максимальный	50	40	120	100	300	250	400
минимальный	3	-	5	-	15	-	15
Давление минимальное, МПа	0,05	0,6	0,05	0,6	0,05	0,7	0,05
Потеря давления при полностью открытом дросселе и $Q_{ном}$, МПа не более	0,3	0,3	0,13	0,3	0,2	0,4	0,2
Потеря давления в обратном клапане при $Q_{ном}$, МПа не более	0,1	0,3	0,1	0,1	0,4	0,4	0,1
Утечки, $см^3$/мин, не более							
из дренажа	-	180	-	180	-	240	-
из отвода	-	500	-	500	-	800	-
Внутренние утечки при полностью закрытом дросселе, $см^3$/мин не более	500	-	500	-	800	-	800

Параметры дроссель-клапанов модульного монтажа ДКМ6/3 по ТУ2-053-1397-78 и ДКМ 10/3 по ТУ2-053-1799-86.

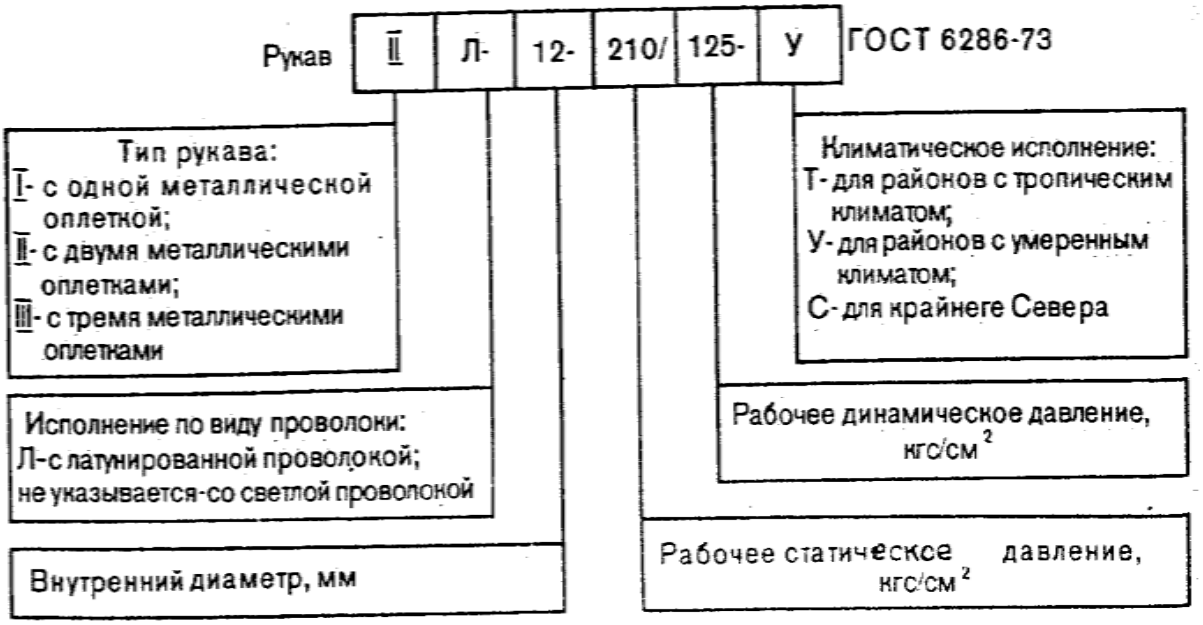
Параметр	**ДКМ 6/3**	**ДКМ 10/3**
Диаметр условного прохода, мм	6	10
Давление на входе, МПа: номинальное	32	32
Давление на входе, МПа: максимальное	35	35
Давление на входе, МПа: минимальное (при $Q_{ном}$)	0,25	0,35
Давление, МПа: открывания обратного клапана	0,15	0,05
Давление, МПа: в сливной линии, не более	32	32
Расход масла, л/мин: номинальный	12,5	6,3
Расход масла, л/мин: максимальный	30	160
Внутренние утечки при номинальном давление через полностью закрытый дроссель $см^3$/мин:	300	350
Перепад давления, при $Q_{ном}$ на обратном клапане, МПа	0,25	0,35
Перепад давления, при $Q_{ном}$ на полностью открытом дросселе, МПа	0,15	0,25

Приложение 8

Параметры рукавов высокого давления по ГОСТ 6286-73

внутренний диаметр рукава мм	наружный диаметр рукава мм		Рабочее давление (Р), Мпа (кгс/см^2)	
	Тип I	Тип II	Тип I	Тип II
4,0	14,5	17,0	20,0 (200)	30,0 (200)
6,0	16,5	19,0	19,0 (190)	28,0 (200)
8,0	18,0	21,0	16,5 (165)	25,0 (250)
10,0	20,5	23,0	15,0 (150)	21,5 (215)
12,0	22,5	25,0	13,5 (135)	21,0 (210)
16,0	27,5	29,0	10,0 (100)	16,0 (160)
20,0	32,0	34,0	9,0 (90)	15,0 (150)
25,0	37,0	39,0	8,0 (80)	12,5 (125)
32,0	44,0	46,0	6,5 (65)	10,0 (100)
38,0	50,0	52,0	4,0 (40)	8,0 (80)
50,0	62,0	64,0	3,0 (30)	4,0 (40)

Пример обозначения рукава высокого давления:



Сортамент стальных бесшовных холоднодеформированных труб. Приложение 9

Нар. диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Нар. диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Нар. диаметр, мм	Толщина стенки, мм
5	0,3…1,5	25…28	0,4…7,0	140	1,6…22
6	0,3…2,0	30…36	0,4…8,0	150	1,8…22
7…9	0,3…2,5	38, 40	0,4…9,0	160	2,0…22
10…12	0,3…3,5	42	1,0…9,0	170	2,0…24
13…15	0,3…4,0	45,48	1,0…10	180	2,0…24
16…19	0,3…5,0	50…76	1,0…12	190	2,8…24
20	0,3…6,0	80…95	1,2…12	200…220	3,0…24
21…23	0,4…6,0	100…108	1,5…18	240	4,5…24
24	0,4…6,5	110…130	1,5…22	250	4,5…24

В указанных пределах диаметр брать из ряда: 7; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 220 мм; толщину стенки - из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 10,0; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

Пример обозначения:

Труба 54х2 ГОСТ 8734-75

Стекольников Максим Владимирович

Шнайдер Марина Геннадьевна

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск Стекольников М.В.
Оригинал-макет Стекольников М.В.

Подписано в печать _____
Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать RISO.
Объем _____ Тираж _____ Заказ № _____

413100, Россия, Саратовская область, г. Энгельс, пл. Свободы, 17
ЭТИ (филиал) СГТУ имени Гагарина Ю.А.