

СОДЕРЖАНИЕ

1. Гидравлика	4
1.1. Силы, действующие на жидкость. Давление в жидкости	4
1.2. Основные физические свойства капельных жидкостей	6
1.3. Свойства гидростатического давления. Основное уравнение гидростатики	8
1.4. Пьезометрическая высота. Вакуум. Измерение давления	10
1.5. Сила давления жидкости на плоскую стенку	12
1.6. Сила давления жидкости на криволинейные стенки	14
1.7. Закон Архимеда	16
1.8. Основные понятия кинематики и динамики жидкости	18
1.9. Расход. Уравнение неразрывности для потока жидкости в трубе	20
1.10. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости	21
1.11. Уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости	23
1.12. Примеры использования уравнения Бернулли в технике.....	26
1.13. Режимы течения жидкости в трубах	29
1.14. Кавитация	32
1.15. Теория ламинарного течения в круглых трубах	34
1.16. Основные сведения о турбулентном течении	37
1.17. Потери напора на трение по длине при турбулентном течении в шероховатых трубах	38
1.18. Местные гидравлические сопротивления	40
1.19. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке и через насадки при постоянном напоре	43
1.20. Гидравлический расчет трубопроводов. Простой трубопровод постоянного сечения.....	47
1.21. Соединения простых трубопроводов.....	49
1.22. Трубопроводы с насосной подачей жидкости.....	51
1.23. Гидравлический удар.....	54
2. Лопастные насосы и гидродинамические передачи	57
2.1. Схема и принцип действия одноступенчатого центробежного насоса	57
2.2. Основные параметры лопастного насоса. Баланс энергии	59

2.3. Характеристики лопастного насоса. Влияние частоты вращения. Коэффициент быстроходности	61
2.4. Работа лопастного насоса на сеть. Параллельное и последовательное подключение насосов к сети	64
2.5. Кавитация в центробежных насосах	67
2.6. Основные сведения о гидродинамических передачах	69
3. Объемные гидронасосы	74
3.1. Общие сведения об объемных гидромашинах	74
3.2. Основные параметры и характеристики объемного насоса	75
3.3. Поршневые насосы: устройство, принцип действия, неравномерность подачи, индикаторная диаграмма	77
3.4. Поршневые насосы: неравномерность подачи, индикаторная диаграмма	79
3.5. Радиально-поршневые гидромашины	81
3.6. Аксиально-поршневые гидромашины	83
3.7. Пластинчатые гидромашины	86
3.8. Шестеренные гидромашины	89
4. Объемные гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика	91
4.1. Объемные гидро- и пневмоприводы: преимущества и недостатки, области применения, принцип действия	91
4.2. Общая структура, классификация и характеристики объемных гидро- и пневмоприводов	93
4.3. Гидроцилиндры	96
4.4. Гидромоторы	99
4.5. Поворотные гидродвигатели	102
4.6. Направляющие гидораспределители	103
4.7. Обратные клапаны	106
4.8. Гидрозамки	108
4.9. Предохранительные клапаны давления	109
4.10. Редукционные клапаны давления	113
4.11. Дроссели. Гидроприводы с дроссельным регулированием	115
4.12. Регуляторы потока	118
4.13. Гидроприводы с объемным регулированием	120

4.14.	Гидроприводы со смешанным регулированием	122
4.15.	Вспомогательная гидроаппаратура.....	125
4.16.	Пневмосистема подготовки сжатого воздуха	131
4.17.	Примеры использования гидроприводов в технике	133
4.18.	Примеры использования пневмоприводов в технике	136

1. Гидравлика

1.1. Силы, действующие на жидкость. Давление в жидкости

Жидкость в гидравлике рассматривают как *непрерывную среду*, заполняющую пространство без пустот и промежутков, т.е. отвлекаются от молекулярного строения жидкости и ее частицы, даже бесконечно малые, считают состоящими из большого числа молекул. Вследствие текучести (подвижности частиц) в жидкости действуют силы не сосредоточенные, а *непрерывно распределенные по ее объему (массе) или поверхности*. В связи с этим внешние силы (силы, действующие на объемы жидкости) разделяют на *массовые (объемные)* и *поверхностные*.

Массовые силы в соответствии со вторым законом Ньютона пропорциональны массе жидкости (для однородной жидкости – ее объему). К ним относятся сила тяжести и сила инерции переносного движения (действует на жидкость, например, при относительном ее покое в ускоренно движущихся сосудах). *Единичная массовая сила* (ускорение, соответствующее массовой силе) – массовая сила, отнесенная к единице массы.

Поверхностные силы непрерывно распределены по поверхности жидкости и при равномерном их распределении пропорциональны площади этой поверхности. Они обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием газов или твердых стенок, соприкасающихся с жидкостью. Согласно 3-му закону Ньютона, с такими же силами, но в противоположном направлении, жидкость действует на соседние с нею тела. *Единичная поверхностная сила* (напряжение поверхностной силы) – поверхностная сила, отнесенная к единице площади.

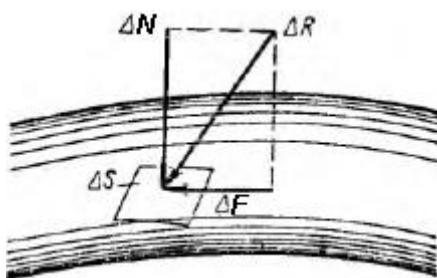


Рисунок 1.1.1 – Составляющие поверхностной силы

В общем случае поверхностная сила ΔR , действующая на площадке ΔS , направлена под некоторым углом к ней, и ее можно разложить (рисунок 1.1.1) на нормальную ΔN составляющую (силу давления) и тангенциальную ΔF

составляющую (силу трения). На соответствующие составляющие можно разложить и напряжение поверхности силы.

Нормальное напряжение, т.е. напряжение силы давления, обозначается буквой p и называется гидромеханическим (в случае покоя – гидростатическим) давлением, или просто *давлением*. Касательное напряжение, т.е. напряжение трения, обозначается буквой τ . При равномерном распределении поверхностных сил по площадке ΔS *среднее давление* и *среднее касательное напряжение* определяют соответственно

$$p = \frac{\Delta N}{\Delta S}, \quad \tau = \frac{\Delta F}{\Delta S}. \quad (1.1.1)$$

За единицу измерения напряжения поверхности силы в Международной системе единиц (СИ) принят паскаль: 1 Па = 1 Н/м². Наряду с этой единицей широко применяются килопаскаль (кПа), мегапаскаль (МПа) и др., а в технической системе единиц измерения – килограмм-сила на квадратный сантиметр (кгс/см²) и др. Кроме того, для измерения используются внесистемные единицы – техническая атмосфера (ат), бар, миллиметры ртутного столба (мм. рт. ст.). Ниже приведены соотношения между некоторыми единицами измерения напряжения поверхности силы:

$$1 \text{ МПа} = 1000 \text{ кПа} = 1000000 \text{ Па};$$

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 \approx 98100 \text{ Па};$$

$$1 \text{ бар} = 100000 \text{ Па};$$

$$1 \text{ мм. рт. ст.} \approx 133,4 \text{ Па.}$$

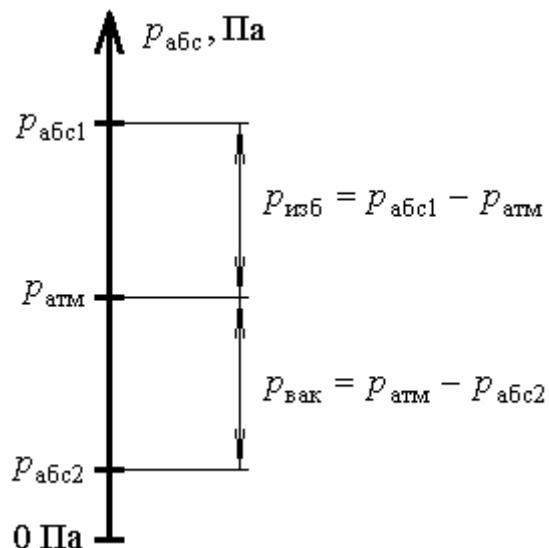


Рисунок 1.1.2 – Соотношения между абсолютным, атмосферным, избыточным и вакуумметрическим давлениями

Если давление отсчитывают от абсолютного нуля (рисунок 1.1.2), то его называют *абсолютным* ($p_{\text{абс}}$), а если от атмосферного давления $p_{\text{атм}}$, то *избыточным* ($p_{\text{изб}}$) или *вакуумметрическим* ($p_{\text{вак}}$).

1.2. Основные физические свойства капельных жидкостей

К основным физическим свойствам жидкостей относят: плотность, удельный вес, сжимаемость, температурное расширение, вязкость, сопротивление растяжению, поверхностное натяжение, испаряемость, растворимость газов в жидкостях.

1. *Плотность* ρ (кг/м³) – масса m жидкости, заключенная в единице объема V .
2. *Удельный вес* γ (Н/м³) – вес G единицы объема жидкости V .

Для однородной жидкости данные параметры определяются по формулам (g – ускорение свободного падения):

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad \gamma = \frac{G}{V} = \rho \cdot g. \quad (1.2.1)$$

3. *Сжимаемость* – свойство жидкости изменять свой объем под действием давления, характеризуемое *коэффициентом объемного сжатия* β_{P} (м²/Н) или *объемным модулем упругости* $E_{\text{Ж}}$ (Па). Рассматривая связь между этими параметрами и конечные приращения объема и давления (индекс «0» – начальные значения величин)

$$\beta_{\text{P}} = \frac{1}{E_{\text{Ж}}}, \quad \Delta V = V - V_0, \quad \Delta p = p - p_0,$$

можно приближенно описать свойство сжимаемости жидкости и изменение плотности жидкости при изменении давления следующими уравнениями:

$$\frac{\Delta V}{V_0} \approx -\beta_{\text{P}} \cdot \Delta p = -\frac{\Delta p}{E_{\text{Ж}}}, \quad \rho \approx \frac{\rho_0}{1 - \beta_{\text{P}} \cdot \Delta p} = \frac{\rho_0}{1 - \frac{\Delta p}{E_{\text{Ж}}}}. \quad (1.2.2)$$

Знак минус в формуле (1.2.2) обусловлен тем, что положительному приращению давления соответствует отрицательное приращение объема жидкости.

Для капельных жидкостей объемный модуль упругости $E_{\text{Ж}}$ несколько уменьшается с увеличением температуры и возрастает с повышением давления. Для воды при атмосферном давлении он приближенно составляет 2000 МПа.

4. *Температурное расширение* – свойство жидкости изменять свой объем при изменении температуры и постоянном давлении, характеризуемое *коэффициентом объемного расширения* β_T ($1/^\circ\text{C}$). Математическое описание данного свойства осуществляется аналогично предыдущему. Рассматривая конечные приращения объема и температуры (индекс «0» – начальные значения величин)

$$\Delta V = V - V_0, \quad \Delta T = T - T_0,$$

получим приближенные уравнения:

$$\frac{\Delta V}{V_0} \approx \beta_T \cdot \Delta T, \quad \rho \approx \frac{\rho_0}{1 + \beta_T \cdot \Delta T}. \quad (1.2.3)$$

Для воды коэффициент β_T возрастает с увеличением давления и температуры ($0,000014\dots 0,0007 \text{ } 1/^\circ\text{C}$), для минеральных масел в среднем равен $0,0008 \text{ } 1/^\circ\text{C}$.

5. *Вязкость* – свойство жидкости сопротивляться сдвигу (скольжению) ее слоев. Вязкость – свойство противоположное *текучести* (более вязкие жидкости являются менее текучими, и наоборот).

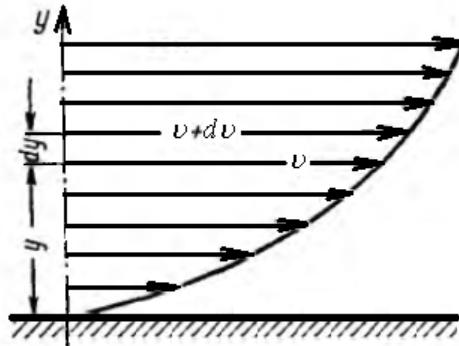


Рисунок 1.2.1 – Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

При течении жидкости вдоль твердой стенки происходит торможение потока, обусловленное вязкостью (рисунок 1.2.1). Скорость v уменьшается по мере уменьшения расстояния y от стенки (при $y = 0$ скорость $v = 0$). Между слоями происходит проскальзывание, сопровождающееся возникновением касательного напряжения (напряжения трения), которое, согласно гипотезе Ньютона, зависит от рода жидкости и характера течения. При слоистом течении:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}, \quad (1.2.4)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

dv – приращение скорости (рисунок 1.2.1), м/с ;

dy – приращение координаты, м .

Таким образом, в большинстве жидкостей напряжение трения возникает лишь при ее течении (это относится к так называемым ньютоновским жидкостям).

Наряду с коэффициентом μ используют кинематический коэффициент вязкости ν , $\text{м}^2/\text{с}$,

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.2.5)$$

Ниже приведены соотношения между системными и несистемными единицами измерения вязкости – 1 пуз (1 П) для динамического коэффициента, 1 сантистокс (1 сСт) для кинематического коэффициента:

$$1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad 1 \text{ сСт} = 0,000001 \text{ м}^2/\text{с}.$$

В жидкостях вязкость связана с силами молекулярного сцепления, поэтому там она уменьшается с ростом температуры. Кроме того, вязкость жидкостей несколько увеличивается с ростом давления (зависимость проявляется при давлениях в несколько десятков МПа).

В газах вязкость обусловлена в основном беспорядочным тепловым движением молекул, интенсивность которого увеличивается с ростом температуры (вязкость увеличивается с ростом температуры).

1.3. Свойства гидростатического давления. Основное уравнение гидростатики

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости и их практические приложения.

1. На неподвижную жидкость из поверхностных сил могут действовать только силы давления. Причем на внешней поверхности рассматриваемого объема жидкости силы давления всегда направлены по нормали внутрь объема жидкости (силы давления являются сжимающими). Под внешней поверхностью понимают *свободную поверхность* (поверхность, разделяющую жидкость и газ), или твердые стенки или поверхность объема, мысленно выделяемого из общего объема жидкости.

2. В любой точке жидкости *гидростатическое давление не зависит от ориентировки площадки, на которую оно действует*, т.е. от углов ее наклона по отношению к координатным осям:

$$p_X = p_Y = p_Z = p_n, \quad (1.3.1)$$

где p_X, p_Y, p_Z – гидростатическое давление, действующее в данной точке на грань, нормальную оси OX , оси OY , оси OZ соответственно, Па;

p_n – гидростатическое давление, действующее в данной точке по нормали к грани, расположенной под произвольным углом к координатным осям, Па.

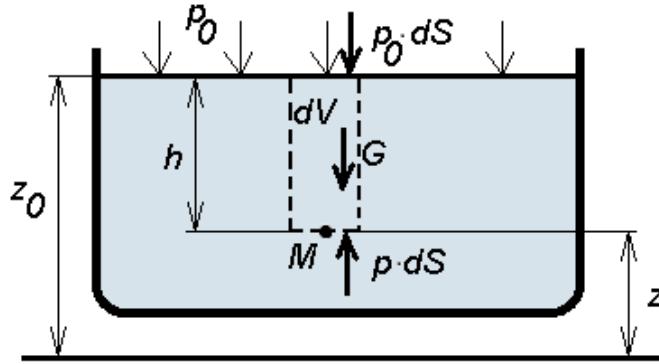


Рисунок 1.3.1 – Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Рассмотрим распространенный частный случай равновесия жидкости в сосуде (рисунок 1.3.1), когда на нее *действует лишь одна массовая сила – сила тяжести*, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости.

Свободную поверхность жидкости будем считать горизонтальной плоскостью, на которой действует давление p_0 . Найдем гидростатическое давление p в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h , с помощью условия равновесия выделенного из общей массы объема жидкости dV (*равенство нулю векторной суммы всех действующих на выделенный объем жидкости сил*):

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h. \quad (1.3.2)$$

Полученное уравнение называют *основным уравнением гидростатики*. Как видно, давление в любой точке покоящейся жидкости складывается из давления на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Величина p_0 является одинаковой для всех точек объема жидкости, поэтому, учитывая свойство гидростатического давления, можно сказать: давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково (закон Паскаля).

Таким образом, давление жидкости линейно возрастает с увеличением глубины и на данной глубине есть величина постоянная.

Уравнение (1.3.2) можно представить, используя понятия *напора* – удельной энергии единицы веса жидкости ($m = \text{Дж}/\text{Н}$):

$$H_{\text{гст}0} = z_0 + \frac{p_0}{\rho \cdot g} = z + \frac{p}{\rho \cdot g} = H_{\text{гст}}, \quad (1.3.3)$$

где $H_{\text{гст}0}$, $H_{\text{гст}}$ – гидростатические напоры (высоты), м;

z_0 , z – координаты (геометрические напоры (высоты)), м;

$p_0/(\rho \cdot g)$, $p/(\rho \cdot g)$ – пьезометрические напоры (высоты), м.

Так как точка M взята произвольно, можно утверждать, что для *всего рассматриваемого неподвижного объема жидкости гидростатический напор есть величина постоянная*:

$$H_{\text{гст}} = z + \frac{p}{\rho \cdot g} = \text{const.} \quad (1.3.4)$$

1.4. Пьезометрическая высота. Вакуум. Измерение давления

Пьезометрическая высота (напор), равная $p/(\rho \cdot g)$, представляет собой высоту столба данной жидкости, соответствующую данному давлению p (абсолютному или избыточному).

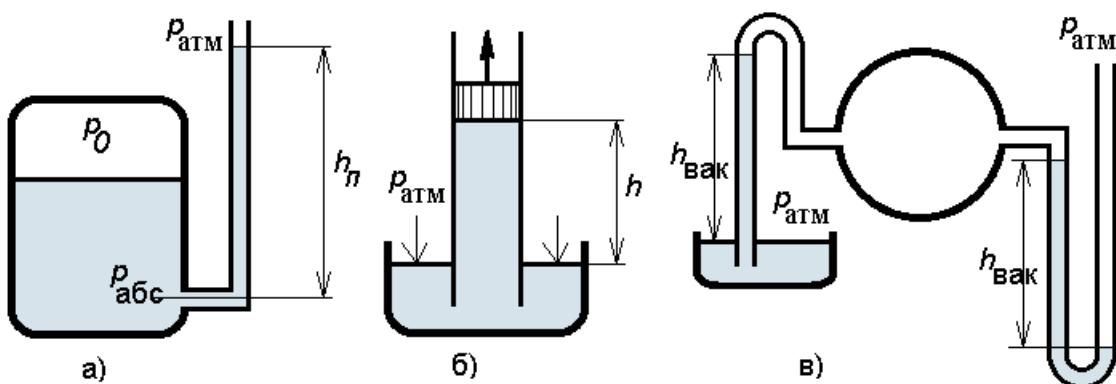


Рисунок 1.4.1 – Измерение давления

Пьезометрическую высоту (напор), соответствующую избыточному давлению, можно определить по *пьезометру*. Он представляет собой вертикальную стеклянную трубку, верхний конец которой открыт в атмосферу, а нижний присоединен к емкости, в которой измеряется давление (рисунок 1.4.1, а).

Основное уравнение гидростатики (1.3.2) применительно к жидкости в пьезометрической трубке:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + \rho \cdot g \cdot h_{\text{п}}, \quad (1.4.1)$$

где $p_{\text{абс}}$ – абсолютное давление на уровне присоединения пьезометра, Па;

$p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, Па;

h_{Π} – высота подъема жидкости в пьезометре, м.

$$h_{\Pi} = \frac{p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho \cdot g}, \quad (1.4.2)$$

где $p_{\text{изб}}$ – избыточное давление жидкости на уровне присоединения пьезометра, Па.

Очевидно, что если на свободную поверхность покоящейся жидкости действует атмосферное давление, то пьезометрическая высота для любой точки рассматриваемого объема жидкости равна глубине расположения этой точки.

Если абсолютное давление в жидкости или газе меньше атмосферного, то говорят, что имеет место *разрежение, или вакуум*. За величину разрежения, или вакуума, принимается недостаток до атмосферного давления:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho \cdot g}, \quad (1.4.3)$$

Возьмем, например, трубу с плотно пригнанным к ней поршнем, опустим нижний ее конец в сосуд с жидкостью и будем постепенно поднимать поршень (рисунок 1.4.1, б). Жидкость будет следовать за поршнем и вместе с ним поднимется на некоторую высоту h от свободной поверхности с атмосферным давлением. Так как для точек, расположенных под поршнем, глубина погружения относительно свободной поверхности отрицательна, согласно уравнению (1.3.2), абсолютное давление жидкости непосредственно под поршнем $p_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot h$, а вакуумметрическое давление и вакуумметрическая высота:

$$p_{\text{вак}} = \rho \cdot g \cdot h \text{ и } h_{\text{вак}} = h.$$

По мере подъема поршня абсолютное давление жидкости под ним уменьшается. Нижним пределом для абсолютного давления в жидкости является 0 Па, а максимальное значение вакуума численно равно $p_{\text{атм}}$, поэтому теоретическую максимальную высоту всасывания h_{max} жидкости можно определить, приняв абсолютное давление под поршнем 0 Па:

$$h_{\text{max}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho \cdot g}.$$

При нормальном атмосферном давлении (0,1033 МПа) высота h_{max} равна для воды 10,33 м, для бензина 13,8 м, для ртути 0,760 м.

Простейшим устройством для измерения вакуума может служить стеклянная трубка в двух вариантах (рисунок 1.4.1, в). Вакуум в емкости можно измерять при помощи U-образной трубки (правая часть рисунка) или перевернутой U-образной трубки, один конец которой опущен в сосуд с жидкостью (левая часть рисунка).

Для измерения избыточных давлений жидкостей и газов в лабораторных условиях помимо пьезометра пользуются жидкостными и механическими манометрами (для вакуумметрических давлений – *вакуумметрами*, для атмосферного давления – *барометрами*).

Механические манометры (пружинные или мембранные) применяют для измерения давлений более 0,2…0,3 МПа. Принцип их действия основан на деформации полой пружины или мембраны под действием измеряемого давления. Через механизм эта деформация передается стрелке, которая показывает величину измеряемого давления на циферблате.

Наряду с механическими манометрами применяют *электрические манометры*. В качестве чувствительного элемента (датчика) в электроманометре используют мембрану. Под действием измеряемого давления мембрана деформируется и через передаточный механизм перемещает движок потенциометра, который вместе с указателем включен в электрическую схему.

1.5. Сила давления жидкости на плоскую стенку

Используем основное уравнение гидростатики (1.3.2) для нахождения полной силы давления F жидкости на некоторую плоскую стенку, наклоненную к горизонту под произвольным углом α (рисунок 1.5.1).

Пусть для определенности стенка имеет форму прямоугольника длиной L и шириной b . Ось ОХ направим по линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости, а ось ОY – перпендикулярно к этой линии в плоскости стенки.

Сила давления жидкости в некоторой произвольной точке стенки на глубине h с учетом формулы (1.3.2):

$$F = p \cdot S = p_0 \cdot S + \rho \cdot g \cdot h \cdot S = F_0 + F_{\text{ж}},$$

где S – площадь поверхности стенки, м^2 ;

p_0 – давление на свободной поверхности жидкости (по условию задачи равно атмосферному $p_{\text{атм}}$), Па;

F_0 – составляющая силы давления от внешнего давления, Н;

$F_{\text{Ж}}$ – составляющая силы давления от веса жидкости, Н.

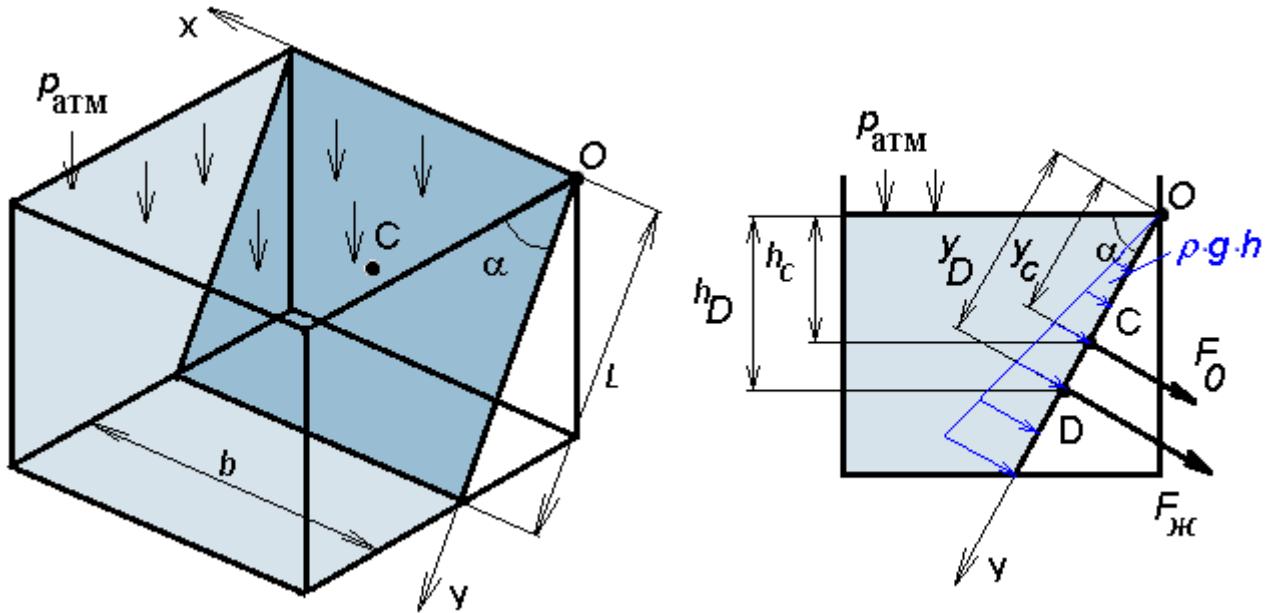


Рисунок 1.5.1 – Схема для определения силы давления жидкости на плоскую стенку

Данная формула не может быть напрямую использована для нахождения полной силы давления, так как глубина расположения h для различных точек поверхности стенки будет разной. Применив методы дифференцирования и интегрирования, понятия центра тяжести и статического момента площади стенки относительно координатной оси, получим окончательно следующий результат

$$F = F_0 + F_{\text{Ж}}, \quad F_0 = p_0 \cdot S, \quad F_{\text{Ж}} = \rho \cdot g \cdot h_C \cdot S, \quad (1.5.1)$$

где h_C – глубина расположения центра тяжести стенки, м.

Таким образом, *полная сила давления жидкости на плоскую стенку* равна произведению площади стенки на гидростатическое давление в центре тяжести этой площади.

Применительно к рассматриваемой прямоугольной стенке получим:

$$F = F_0 + F_{\text{Ж}}, \quad F_0 = p_{\text{атм}} \cdot L \cdot b, \quad F_{\text{Ж}} = \rho \cdot g \cdot \left(\frac{L}{2} \cdot \sin \alpha \right) \cdot L \cdot b.$$

Если давление газа с другой стороны стенки равно давлению газа на свободной поверхности стенки, составляющая силы внешнего давления равна нулю $F_0 = 0$.

Так как внешнее давление p_0 передается всем точкам площади S одинаково, то составляющая F_0 будет приложена в центре тяжести площади S .

Для нахождения точки приложения составляющей силы давления $F_{ж}$ от веса жидкости (точка D) применим теорему механики, согласно которой момент равнодействующей силы относительно оси OX равен сумме моментов составляющих сил, а также вспомним понятие момента инерции площади стенки относительно координатной оси, проходящей через центр тяжести стенки. Тогда координата y_D точки приложения силы $F_{ж}$:

$$y_D = y_C + \frac{J_{x0}}{y_C \cdot S}, \quad (1.5.2)$$

где y_C – координата расположения центра тяжести стенки, м;

J_{x0} – момент инерции площади относительно центральной оси, параллельной OX, м^4 .

Таким образом, точка приложения силы $F_{ж}$ расположена ниже центра тяжести площади стенки. Если давление p_0 равно атмосферному, то точка D и будет *центром давления*.

Применимально к рассматриваемой прямоугольной стенке:

$$y_C = \frac{L}{2}, \quad S = L \cdot b, \quad J_{x0} = \frac{b \cdot L^3}{12}, \quad y_D = \frac{L}{2} + \frac{2 \cdot b \cdot L^3}{12 \cdot L \cdot L \cdot b} = \frac{L}{2} + \frac{L}{6} = \frac{2}{3} \cdot L.$$

1.6. Сила давления жидкости на криволинейные стенки

Нахождение силы давления жидкости на поверхности произвольной формы в общем случае сводится к определению *трех составляющих суммарной силы и трех моментов*. Чаще всего рассматривают *цилиндрические* или *сферические* поверхности, имеющие вертикальную плоскость симметрии. Сила давления жидкости в этом случае сводится к равнодействующей силе, лежащей в плоскости симметрии.

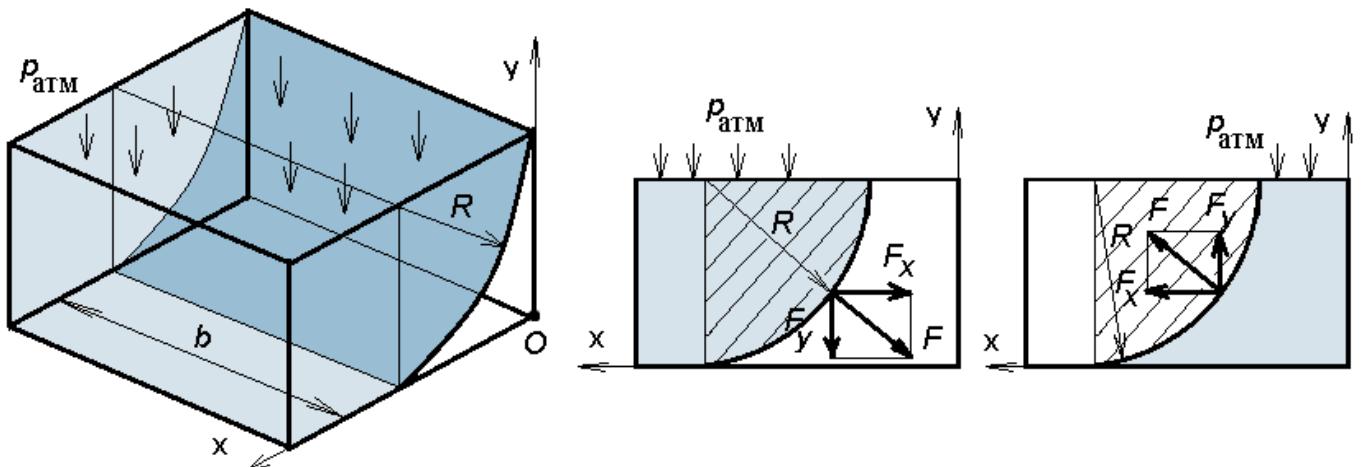


Рисунок 1.6.1 – Схема для определения силы давления жидкости на цилиндрическую поверхность

Возьмем цилиндрическую поверхность с образующей, перпендикулярной к плоскости чертежа (рисунок 1.6.1, слева), и определим силу давления жидкости на эту поверхность в двух случаях: 1) жидкость расположена над стенкой (рисунок 1.6.1, в центре); 2) жидкость расположена под стенкой (рисунок 1.6.1, справа).

В первом случае выделим объем жидкости, ограниченный рассматриваемой цилиндрической поверхностью, вертикальными поверхностями, проведенными через границы этого участка, и свободной поверхностью жидкости, и рассмотрим условия его равновесия в вертикальном и горизонтальном направлениях. На рисунке 1.6.1 данный объем показан заштрихованным.

Горизонтальная составляющая силы давления жидкости определяется по формуле (1.5.1). Причем в качестве плоской стенки будет выступать вертикальная проекция цилиндрической стенки S_y (прямоугольник со сторонами R и b). Тогда:

$$\begin{aligned} S_y &= R \cdot b, & h_C &= \frac{R}{2}, \\ F_x &= F_{x0} + F_{xЖ}, & F_{x0} &= p_{\text{атм}} \cdot S_y, & F_{xЖ} &= \rho \cdot g \cdot h_C \cdot S_y. \end{aligned} \quad (1.6.1)$$

Вертикальная составляющая силы давления жидкости определяется с учетом давления на свободной поверхности жидкости и веса жидкости выделенного объема жидкости над цилиндрической стенкой (1/4 объема цилиндра радиусом R и высотой b). Здесь в качестве плоской стенки будет выступать горизонтальная проекция цилиндрической стенки S_x (прямоугольник со сторонами R и b). Тогда:

$$\begin{aligned} S_x &= R \cdot b, & F_y &= F_{y0} + G, \\ F_{y0} &= p_{\text{атм}} \cdot S_x, & G &= m \cdot g = \rho \cdot V \cdot g = \rho \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot R^2 \cdot b \right) \cdot g. \end{aligned} \quad (1.6.2)$$

Полная сила давления жидкости на цилиндрическую стенку:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \quad (1.6.3)$$

Когда жидкость расположена снизу (рисунок 1.6.1, справа), гидростатическое давление во всех точках цилиндрической поверхности имеет те же значения, что и в первом случае, но направление его будет противоположным, и суммарные силы F_x и F_y определяются теми же формулами (1.6.1) и (1.6.2), но с обратным знаком.

При этом под величиной G следует понимать так же, как и в первом случае, вес жидкости в объеме, ограниченном цилиндрической поверхностью, вертикальными

поверхностями, проведенными через границы этого участка, и горизонтальной плоскостью, совпадающей со свободной поверхностью жидкости. На рисунке 1.6.1 данный объем показан заштрихованным. Однако в этом случае этот объем уже не будет заполнен жидкостью.

1.7. Закон Архимеда

Закон Архимеда, обычно формулируется так: на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила F_A , направленная вертикально вверх, численно равная весу жидкости, вытесненной телом, и приложенная в центре тяжести объема погруженной части тела $V_{\text{пчт}}$:

$$F_A = \rho \cdot g \cdot V_{\text{пчт}}, \quad (1.7.1)$$

где ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

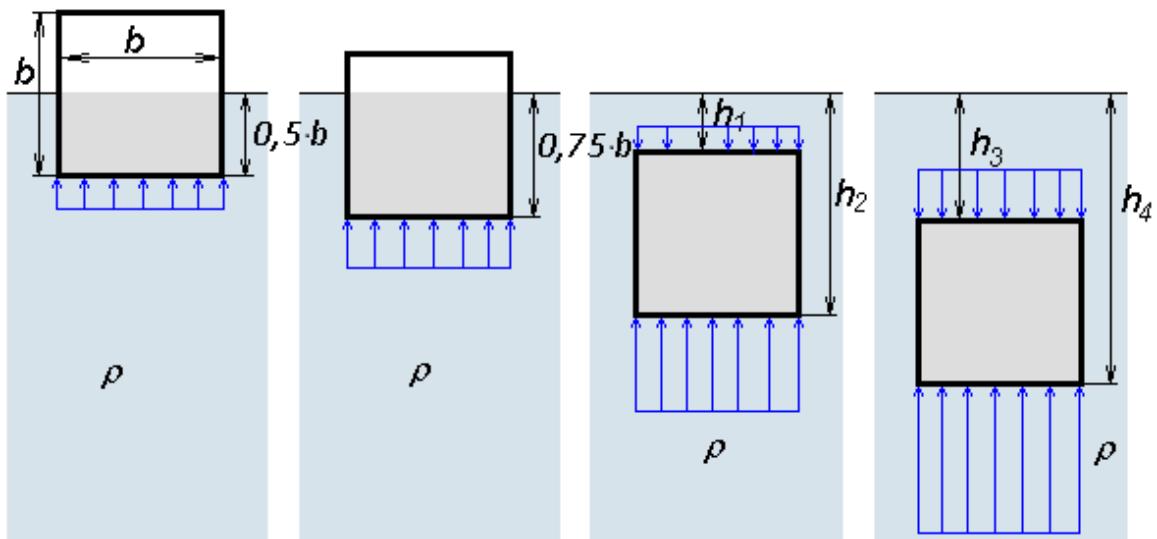


Рисунок 1.7.1 – Схема для рассмотрения закона Архимеда

Выталкивающая сила (сила Архимеда) является *суммарной вертикальной силой давления*, действующей на погруженное тело. Покажем это на примере погруженного в жидкость тела, имеющего форму куба со стороной b (рисунок 1.7.1). Пусть в начальный момент времени куб погружен наполовину.

Давление на свободной поверхности жидкости, согласно закону Паскаля, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково. Поэтому оно будет действовать и на верхнюю, и на нижнюю поверхности куба, создавая одинаковые по величине, но противоположно направленные силы давления (происходит компенсация).

Однако, согласно основному уравнению гидростатики (1.4.1), на нижнюю поверхность куба будет действовать избыточное давление, вызванное весом

жидкости на глубине расположения данной поверхности (на рисунке 1.7.1 распределение этого давления на поверхностях куба для разных случаев погружения показано синим цветом):

$$p_{\text{изб}} = \rho \cdot g \cdot h = \rho \cdot g \cdot 0,5 \cdot b.$$

Таким образом, на нижнюю поверхность куба будет действовать сила давления, направленная вверх (выталкивающая сила):

$$F_A = p_{\text{изб}} \cdot S = (\rho \cdot g \cdot 0,5 \cdot b) \cdot b \cdot b.$$

Если сравнить полученное выражение с формулой (1.7.1) и учитывая полный объем тела $V = b^3$, можно заметить

$$F_A = (\rho \cdot g \cdot 0,5 \cdot b) \cdot b \cdot b = \rho \cdot g \cdot 0,5 \cdot b^3 = \rho \cdot g \cdot 0,5 \cdot V = \rho \cdot g \cdot V_{\text{пчт}},$$

что и доказывает, что сила Архимеда является силой давления.

По мере *дальнейшего погружения тела* его нижняя поверхность оказывается на большей глубине (глубина $0,75 \cdot b$ на рисунке 1.7.1), где избыточное давление будет так же больше (как и объем погруженной части тела), поэтому сила Архимеда возрастет.

Согласно формуле (1.7.1), *при дальнейшем погружении полностью погруженного тела* сила Архимеда изменяться не будет, так как $V_{\text{пчт}} = V = \text{const.}$

Если рассмотреть, например, два случая полного погружения куба на рисунке 1.7.1, можно заметить, что помимо избыточного давления, действующего на нижнюю поверхность куба и создающего силу давления, направленную вверх,

$$F_{\text{давл2}} = (\rho \cdot g \cdot h_2) \cdot b^2, \quad F_{\text{давл4}} = (\rho \cdot g \cdot h_4) \cdot b^2,$$

появляется избыточное давление, действующее на верхнюю поверхность куба и создающее силу давления, направленную вниз,

$$F_{\text{давл1}} = (\rho \cdot g \cdot h_1) \cdot b^2, \quad F_{\text{давл3}} = (\rho \cdot g \cdot h_3) \cdot b^2.$$

Сила Архимеда является равнодействующей этих двух противоположно направленных сил давления, поэтому в обоих случаях ее величина будет одинаковой

$$F_{\text{давл2}} - F_{\text{давл1}} = (\rho \cdot g \cdot h_2) \cdot b^2 - (\rho \cdot g \cdot h_1) \cdot b^2 = \rho \cdot g \cdot b^2 \cdot (h_2 - h_1) = \rho \cdot g \cdot b^2 \cdot b,$$

$$F_{\text{давл4}} - F_{\text{давл3}} = (\rho \cdot g \cdot h_4) \cdot b^2 - (\rho \cdot g \cdot h_3) \cdot b^2 = \rho \cdot g \cdot b^2 \cdot (h_4 - h_3) = \rho \cdot g \cdot b^2 \cdot b.$$

Для полностью погруженного в жидкость тела $V_{\text{пчт}} = V$, поэтому при сравнении веса тела $G = m \cdot g = \rho_{\text{т}} \cdot V \cdot g$ и архимедовой силы $F_A = \rho \cdot g \cdot V_{\text{пчт}}$, *достаточно*

соотношении между собой плотность тела ρ_t и плотность жидкости ρ . Тогда возможны три случая:

- 1) $G > F_A$ – тело тонет;
- 2) $G = F_A$ – тело плавает в полностью погруженном состоянии;
- 3) $G < F_A$ – тело всплывает и плавает на поверхности тела в частично погруженном состоянии.

1.8. Основные понятия кинематики и динамики жидкости

Движущаяся жидкая среда состоит из множества частиц, движущихся одна относительно другой. Поэтому *скорость* в данной точке пространства, занятого движущейся жидкостью, является *функцией координат* этой точки, *а иногда и времени*. Таким образом, задачей кинематики жидкости является определение скорости в любой точке жидкой среды, т.е. нахождение поля скоростей.

В некоторых случаях при описании течений будем использовать понятие так называемой *идеальной жидкости*, т.е. такой воображаемой жидкости, которая совершенно лишена вязкости. В ней возможен только один вид напряжений – нормальные напряжения сжатия (гидромеханическое давление).

Давление в движущейся идеальной жидкости обладает теми же свойствами, что и в неподвижной жидкости, т.е. на внешней поверхности жидкости оно направлено по внутренней нормали, а в любой точке внутри жидкости – по всем направлениям одинаково.

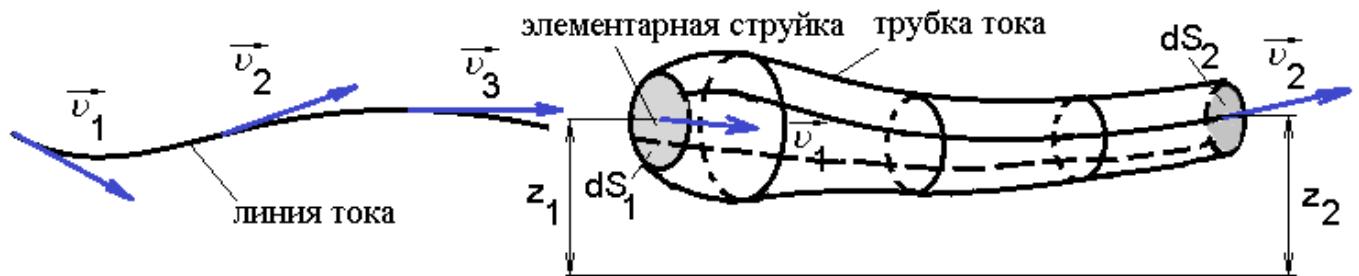


Рисунок 1.8.1 – Понятие линии тока, трубки тока, элементарной струйки

Помимо траекторий движения частиц жидкости будем использовать и понятие *линии тока*, т.е. такой кривой, в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлен по касательной (рисунок 1.8.1).

Установившимся (стационарным) называется течение жидкости, неизменное по времени, при котором давление и скорость являются функциями только координат, но *не зависят от времени*. Давление и скорость могут изменяться при

перемещении частицы жидкости из одного положения в другое, но в данной неподвижной относительно канала точке давление и скорость при установившемся движении не изменяются по времени, т.е.

$$\begin{aligned} p &= f_1(x, y, z), & v_x &= f_2(x, y, z), & v_y &= f_3(x, y, z), & v_z &= f_4(x, y, z), \\ \frac{\partial p}{\partial t} &= 0, & \frac{\partial v_x}{\partial t} &= 0, & \frac{\partial v_y}{\partial t} &= 0, & \frac{\partial v_z}{\partial t} &= 0. \end{aligned} \quad (1.8.1)$$

Здесь индексы у скорости означают ее проекции на соответствующие координатные оси, жестко связанные с каналом.

Примеры такого течения: истечение жидкости из сосуда, в котором поддерживается постоянный уровень, или движение жидкости в трубопроводе, создаваемое центробежным насосом с постоянной частотой вращения вала.

Траектории частиц жидкости при установившемся течении являются неизменными по времени и совпадают с линиями тока.

Неустановившимся (нестационарным) называется течение жидкости, все характеристики которого (или некоторые из них) изменяются по времени в точках рассматриваемого пространства. Тогда в общем случае:

$$p = f_1(x, y, z, t), \quad v_x = f_2(x, y, z, t), \quad v_y = f_3(x, y, z, t), \quad v_z = f_4(x, y, z, t). \quad (1.8.2)$$

Примеры такого течения: быстрое опорожнение сосуда через отверстие в дне или движение во всасывающей или напорной трубе насоса, поршень которого совершает возвратно-поступательное движение.

При неустановившемся течении траектории различных частиц, проходящих через данную точку пространства, могут иметь разную форму (*траектории не совпадают с линиями тока*).

Если в движущейся жидкости взять бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, то образуется трубчатая поверхность, называемая *трубкой тока*. Часть потока, заключенная внутри трубы тока, называется *элементарной струйкой* (рисунок 1.8.1). При стремлении поперечных размеров струйки к нулю она в пределе стягивается в линию тока.

В любой точке трубы тока векторы скорости направлены по касательной, а нормальные к этой поверхности составляющие скорости отсутствуют, следовательно, при установившемся движении *боковая поверхность струйки непроницаема для частиц жидкости*.

Потоки конечных размеров будем рассматривать как совокупность элементарных струек (*струйное течение*). Из-за разных скоростей соседние струйки будут скользить одна по другой, но не будут перемешиваться одна с другой.

Живым сечением, или просто сечением потока, называется в общем случае поверхность в пределах потока, проведенная нормально к линиям тока. Далее будем рассматривать такие потоки, в которых струйки можно считать параллельными и, следовательно, живые сечения – плоскими.

Напорными называют течения в закрытых каналах без свободной поверхности, в которых давление вдоль потока изменяется (течения в трубопроводах, насосах, гидроаппаратах).

Течения в реках и открытых каналах являются *безнапорными* (течения со свободной поверхностью, давление на которой постоянное).

1.9. Расход. Уравнение неразрывности для потока жидкости в трубе

Расходом называется количество жидкости, протекающее через живое течение потока (струйки) в единицу времени.

Это количество можно измерить в единицах объема, в единицах веса (силы тяжести) или в единицах массы, в связи с чем различают *объемный* Q ($\text{м}^3/\text{с}$), *весовой* Q_G ($\text{Н}/\text{с}$) и *массовый* Q_m ($\text{кг}/\text{с}$) расходы, выражения для которых, а также соотношения между представлены ниже (t – время, с):

$$Q = \frac{V}{t}, \quad Q_G = \frac{G}{t} = g \cdot Q_m = \rho \cdot g \cdot Q, \quad Q_m = \frac{m}{t} = \rho \cdot Q. \quad (1.9.1)$$

Для элементарной струйки, имеющей бесконечно малые площади сечений, можно считать истинную скорость v одинаковой во всех точках каждого сечения.

Пусть за время dt через струйку протекает объем жидкости dV , т.е. частица жидкости проходит путь dx со скоростью v (рисунок 1.8.1). Объем dV можно выразить как объем цилиндра $dx \cdot dS$ высотой dx и площадью основания dS . Тогда объемный расход жидкости через струйку dQ :

$$dQ = \frac{dV}{dt} = \frac{dx \cdot dS}{dt} = v \cdot dS. \quad (1.9.2)$$

Для потока конечных размеров в общем случае скорость имеет различное значение в разных точках сечения, поэтому расход надо определять как сумму элементарных расходов струек

$$Q = \int_S dQ = \int_S v \cdot dS. \quad (1.9.3)$$

Обычно в инженерных расчетах используют среднюю по сечению скорость (среднерасходную скорость)

$$v_{cp} = \frac{Q}{S}. \quad (1.9.4)$$

Тогда выражения (1.9.1) можно представить как:

$$Q = v_{cp} \cdot S, \quad Q_G = \rho \cdot g \cdot v_{cp} \cdot S, \quad Q_m = \rho \cdot v_{cp} \cdot S. \quad (1.9.5)$$

Основываясь на *законе сохранения вещества*, на предположении *о сплошности (неразрывности) течения* и на указанном выше *свойстве непроницаемости «боковой стенки» трубы тока*, для установившегося течения несжимаемой жидкости можно утверждать, что объемный расход во всех сечениях элементарной струйки сохраняется постоянным (рисунок 1.8.1):

$$dQ = v_1 \cdot dS_1 = v_2 \cdot dS_2 = \dots = \text{const} \quad (1.9.6)$$

Это уравнение называется *уравнением объемного расхода* для элементарной струйки или *уравнением неразрывности (сплошности)*.

Аналогичное уравнение можно составить и для *потока конечных размеров*, ограниченного непроницаемыми стенками, только вместо истинных скоростей следует ввести среднерасходные скорости:

$$Q = v_{cp1} \cdot S_1 = v_{cp2} \cdot S_2 = \dots = \text{const} \quad (1.9.7)$$

Следствие из последнего уравнения: при уменьшении площади поперечного сечения канала среднерасходная скорость будет увеличиваться, и наоборот, при увеличении площади скорость будет снижаться.

1.10. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Рассмотрим *установившееся течение идеальной жидкости*, находящейся под действием лишь одной массовой силы – силы *тяжести*. Применим к массе жидкости в объеме участка элементарной струйки между сечениями 1-1 и 2-2 (рисунок 1.8.1) *теорему механики* о том, что работа сил, приложенных к телу, равна приращению кинетической энергии этого тела. Такими силами в данном случае являются силы давления, действующие нормально к поверхности рассматриваемого

участка струйки, и сила тяжести. Обозначим z_1, z_2 – высоты расположения центров тяжести соответствующих сечений, отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения (рисунок 1.8.1).

Полученное в результате преобразований уравнение называется *уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости* (индексы «1» и «2» относятся к сечениям 1-1 и 2-2 соответственно):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = \dots = \text{const} \quad (1.10.1)$$

или $H_1 = H_2 = \dots = \text{const}$,

где H_1, H_2 – полные напоры (высоты), м;

z_1, z_2 – геометрические напоры (высоты), м;

$p_1/(\rho \cdot g), p_2/(\rho \cdot g)$ – пьезометрические напоры (высоты), м;

$v_1^2/(2 \cdot g), v_2^2/(2 \cdot g)$ – скоростные напоры (высоты), м.

Так как сечения взяты произвольно, следовательно, и для любого другого сечения этой же струйки полный напор будет иметь то же значение. Итак, для *идеальной движущейся жидкости сумма трех напоров (высот): геометрического, пьезометрического и скоростного есть величина постоянная вдоль струйки*.

Следствие из уравнения Бернулли и уравнения неразрывности для горизонтального участка струйки: *при сужении струйки скорость течения жидкости увеличивается, а давление уменьшается, и наоборот, при расширении струйки скорость уменьшается, а давление возрастает*.

Если умножить все составляющие в уравнении (1.10.1) на ускорение свободного падения g , то получим форму записи *уравнения Бернулли в удельных энергиях* (энергиях, приходящихся на единицу массы жидкости):

$$g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} = \dots = \text{const} \quad (1.10.2)$$

или $g \cdot H_1 = g \cdot H_2 = \dots = \text{const}$,

где $g \cdot H_1, g \cdot H_2$ – удельные полные механические энергии, Дж/кг;

$g \cdot z_1, g \cdot z_2$ – удельные потенциальные энергии положения, Дж/кг;

$p_1/\rho, p_2/\rho$ – удельные потенциальные энергии давления, Дж/кг;

$v_1^2/2, v_2^2/2$ – удельные кинетические энергии, Дж/кг.

Следовательно, уравнение Бернулли выражает закон сохранения механической энергии в идеальной жидкости: в процессе движения идеальной жидкости одна форма энергии может превращаться в другую, однако удельная полная механическая энергия при этом остается без изменений.

Если умножить все составляющие в уравнении (1.10.2) на плотность жидкости ρ , то получим форму записи уравнения Бернулли в давлениях (энергиях, приходящихся на единицу объема жидкости $\text{Па} = \text{Дж}/\text{м}^3$):

$$\rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} = \dots = \text{const}, \quad (1.10.3)$$

где $\rho \cdot g \cdot z_1, \rho \cdot g \cdot z_2$ – весовые давления, Па;

p_1, p_2 – гидромеханические давления (или просто давления), Па;

$\rho \cdot v_1^2/2, \rho \cdot v_2^2/2$ – динамические давления, Па.

1.11. Уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости

Будем считать, что в пределах рассматриваемых поперечных сечений потока справедлив основной закон гидростатики, например в форме (1.3.4), т.е. *гидростатический напор $z + p/(\rho \cdot g)$ в пределах сечения одинаков для всех точек данного сечения*. Это соответствует действительности для *параллельноструйного течения*, в котором при движении жидкости отдельные струйки оказывают одна на другую в поперечном направлении такое же давление, как слои жидкости в неподвижном состоянии.

При переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к потоку реальной (вязкой) жидкости, имеющему конечные размеры и ограниченному стенками, необходимо учесть факторы, связанные с вязкостью жидкости: *неравномерность распределения скоростей по сечению, а также потери энергии (напора)*.

При движении вязкой жидкости вдоль твердой стенки, например, в трубе, происходит торможение потока вследствие влияния вязкости, а также из-за действия сил молекулярного сцепления между жидкостью и стенкой. Поэтому *наибольшего значения скорость достигает в центральной части потока*, а по мере приближения к стенке она уменьшается практически до нуля (рисунок 1.11.1).

Неравномерное распределение скоростей означает скольжение (сдвиг) одних слоев или частей жидкости по другим, вследствие чего возникают *касательные*

напряжения (напряжения трения). Кроме того, движение вязкой жидкости часто сопровождается *вихреобразованием* и *перемешиванием*. Все это требует затраты энергии, поэтому *удельная энергия движущейся вязкой жидкости уменьшается вдоль потока*, постепенно расходуясь на преодоление сопротивлений.

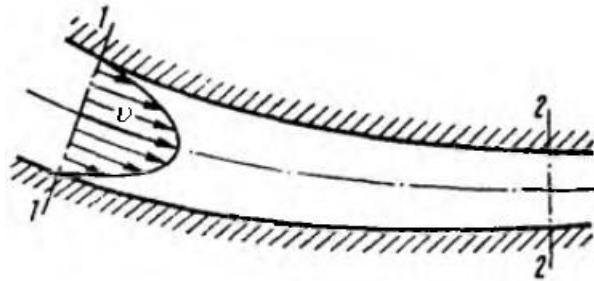


Рисунок 1.11.1 – Распределение скоростей в поперечном сечении реального потока вязкой жидкости в канале

Из-за неравномерного распределения скоростей приходится вводить в рассмотрение *среднерасходную скорость*, а также *среднее значение удельной энергии жидкости* в данном сечении.

Тем не менее, можно доказать, что использование в уравнении Бернулли среднерасходных скоростей приводит к занижению реального скоростного напора (удельной кинетической энергии) вязкой жидкости. Поэтому приходится использовать поправку, учитывающую неравномерность распределения скоростей – *безразмерный коэффициент Кориолиса (коэффициент кинетической энергии)*:

$$\alpha = \frac{\frac{\int \rho \cdot v^3 \cdot dS}{2}}{\frac{\rho \cdot v_{cp}^3 \cdot S}{2}}, \quad (1.11.1)$$

Для реального распределения скоростей (рисунок 1.11.1) – $\alpha > 1$, а при равномерном распределении скоростей – $\alpha = 1$.

Тогда *уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) несжимаемой жидкости* записывается в напорах так:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_{cp1}^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{v_{cp2}^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{\text{пот}} \quad (1.11.2)$$

$$\text{или } H_{cp1} = H_{cp2} + \Delta h_{\text{пот}},$$

где H_{cp1}, H_{cp2} – средние полные напоры (высоты), м;

$v_{cp1}^2/(2 \cdot g), v_{cp2}^2/(2 \cdot g)$ – скоростные напоры (высоты), найденные по среднерасходным скоростям в соответствующих сечениях, м;

$\Delta h_{\text{пот}}$ – суммарная потеря полного напора на участке между рассматриваемыми сечениями, м.

Уравнение Бернулли и его формы применимы не только для жидкостей, но и для газов при условии, что скорость их движения значительно меньше скорости звука.

Энергетический смысл уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости: *баланс механической энергии с учетом потерь*. Механическая энергия, теряемая жидкостью, превращается в *тепловую энергию*. Однако повышение температуры при этом часто бывает почти малозаметным, потому что удельная теплоемкость жидкостей обычно велика по сравнению с потерями механической энергии, а также ввиду того, что теплота непрерывно рассеивается в окружающую среду.

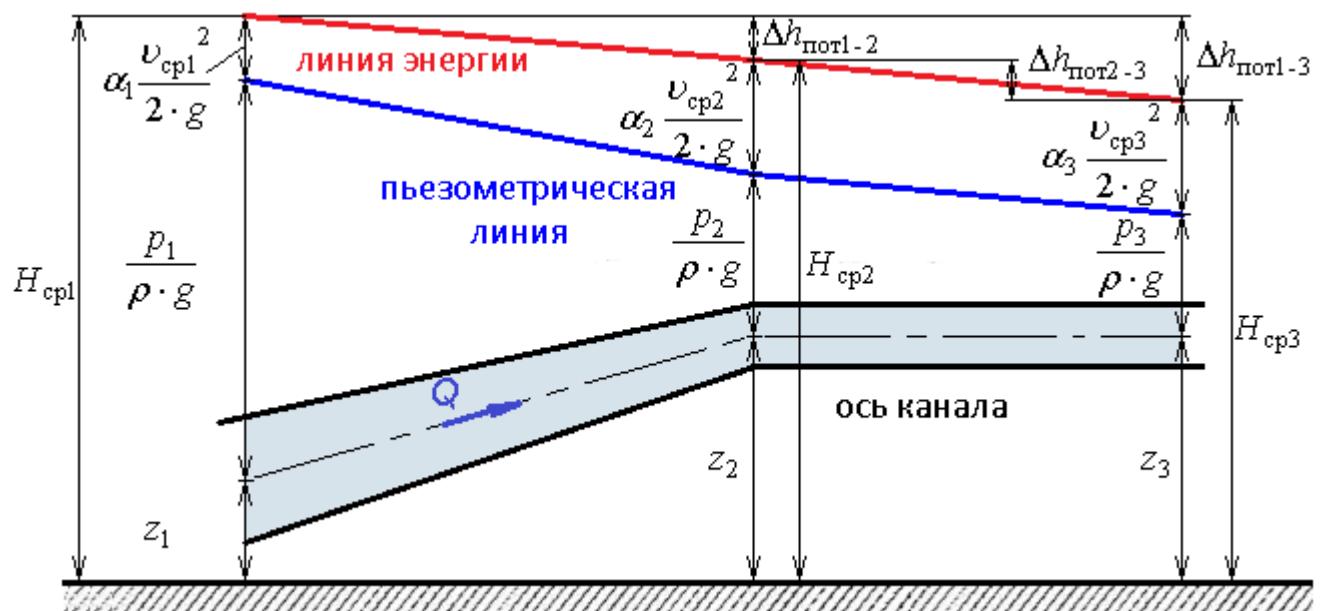


Рисунок 1.11.2 – Графическая иллюстрация уравнения Бернулли для реального потока в канале

Уравнение Бернулли можно представить графически в виде диаграммы напоров, изменяющихся вдоль потока вязкой жидкости, движущейся в канале (рисунок 1.11.2). Подобные графики широко используют в технике при расчетах гидравлических и тепловых сетей.

Потери удельной энергии (напора), или *гидравлические потери*, зависят от формы, размеров канала, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней. Вязкость жидкости является первопричиной всех гидравлических потерь, но далеко не всегда оказывает существенное влияние на их величину.

Гидравлические потери обычно разделяют на *местные потери* и *потери на трение по длине*.

Местные потери энергии обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размера канала, вызывающими деформацию потока (*изменяется скорость жидкости и обычно возникают крупные вихри*).

Потери на трение по длине – это потери энергии, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения, т.е. при равномерном течении, и возрастают пропорционально длине трубы. Они обусловлены *внутренним трением в жидкости*, а потому имеют место не только в шероховатых, но и в гладких трубах.

1.12. Примеры использования уравнения Бернулли в технике

В качестве таких примеров можно привести: трубку Пито, трубку Пито-Прандтля, расходомер Вентури, карбюратор и струйный насос (эжектор). Рассмотрим принцип действия некоторых из них (подробнее данный материал можно изучить самостоятельно с помощью соответствующей литературы).

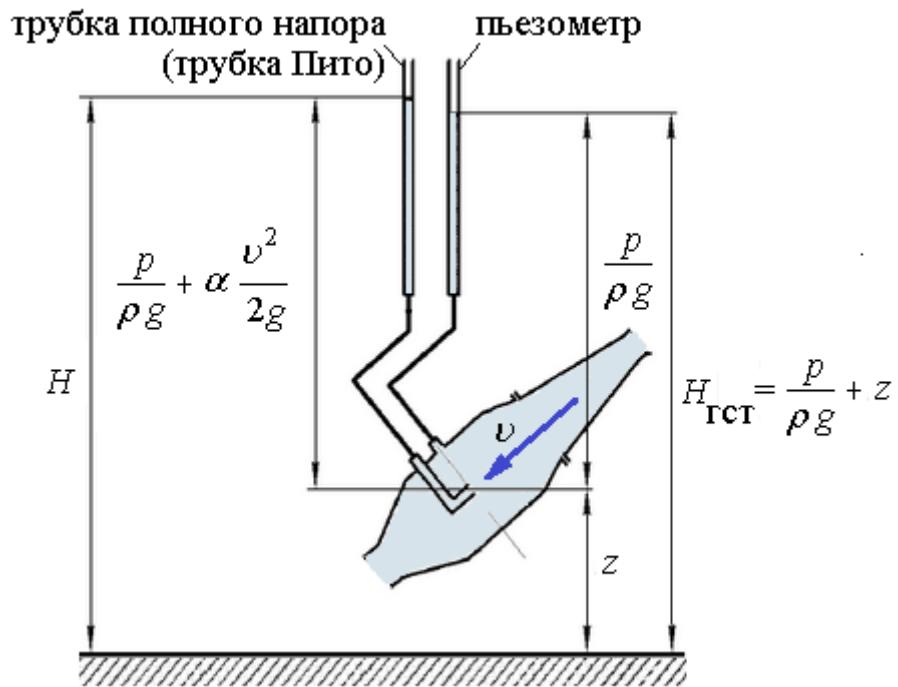


Рисунок 1.12.1 – Схема установки трубки полного напора (трубки Пито) с пьезометром в канале

Трубка полного напора (трубка Пито) представляет собой трубку, изогнутую под углом 90° отверстием навстречу потоку, которая показывает *полный напор* жидкости в данной точке сечения (рисунок 1.12.1).

При совместном использовании *трубки Пито* и *пьезометра* можно определить локальную (местную) скорость движения жидкости. Скорость частиц жидкости, попадающих в отверстие трубы, уменьшается до нуля (это подтверждается тем, что

уровень в трубке при установившемся течении жидкости в канале не изменяется). Следовательно, давление в трубке увеличивается на величину динамического давления. В результате жидкость в трубке Пито поднимается над уровнем жидкости в пьезометре на высоту, равную локальному скоростному напору. Измерив разность высот подъема жидкости в трубке Пито и пьезометре ΔH , легко определить скорость жидкости в данной точке:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H}. \quad (1.12.1)$$

На этом же принципе основано измерение скорости звукового полета самолета с помощью *трубки Пито-Прандтля*, совмещающей в себе функции трубки полного напора и пьезометра (рисунок 1.12.2, а). Можно записать уравнение Бернулли для сечений 0-0 (невозмущенный поток) и 1-1 (где $v_1 = 0$) струйки, которая набегает на трубку вдоль ее оси и затем растекается по ее поверхности. Тогда, учитывая, что боковые отверстия трубки приближенно воспринимают давление невозмущенного потока $p_2 \approx p_0$, получим:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}. \quad (1.12.2)$$

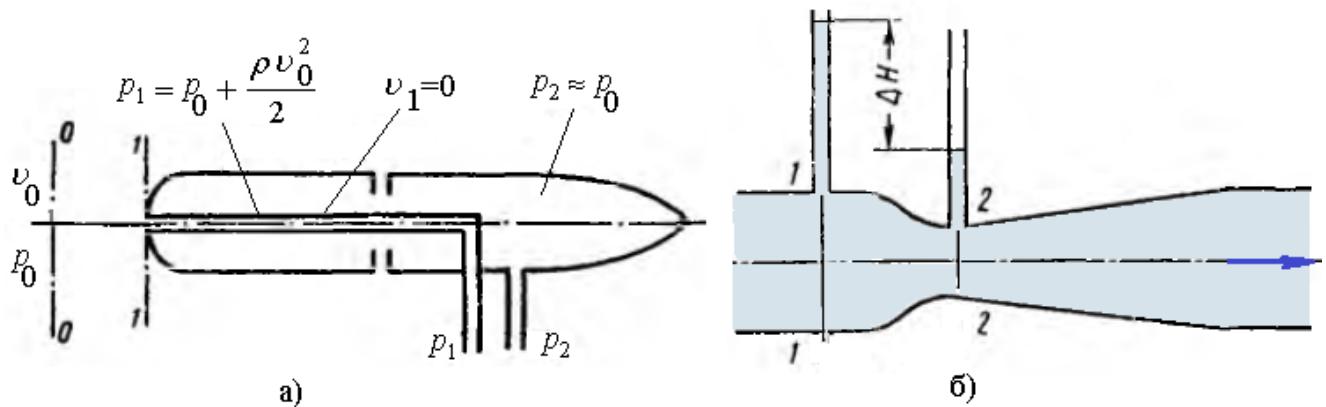


Рисунок 1.12.2 – Схема трубы Пито-Прандтля (а) и расходомера Вентури (б)

Расходомер Вентури представляет собой устройство, устанавливаемое в трубопроводах и осуществляющее сужение потока – дросселирование (рисунок 1.12.2, б). Он состоит из плавно сужающегося участка (сопла) и постепенно расширяющегося участка (диффузора). Скорость потока в суженном месте возрастает, а давление падает. Возникает разность давлений, которая измеряется двумя пьезометрами или дифференциальным U-образным манометром. Эта разность увеличивается пропорционально величине расхода жидкости через расходомер. Зная величину коэффициента C (предварительные испытания и

сравнение показаний с эталонным расходомером) и наблюдая за показанием пьезометров, можно найти расход в трубопроводе $Q = C \cdot \sqrt{\Delta H}$.

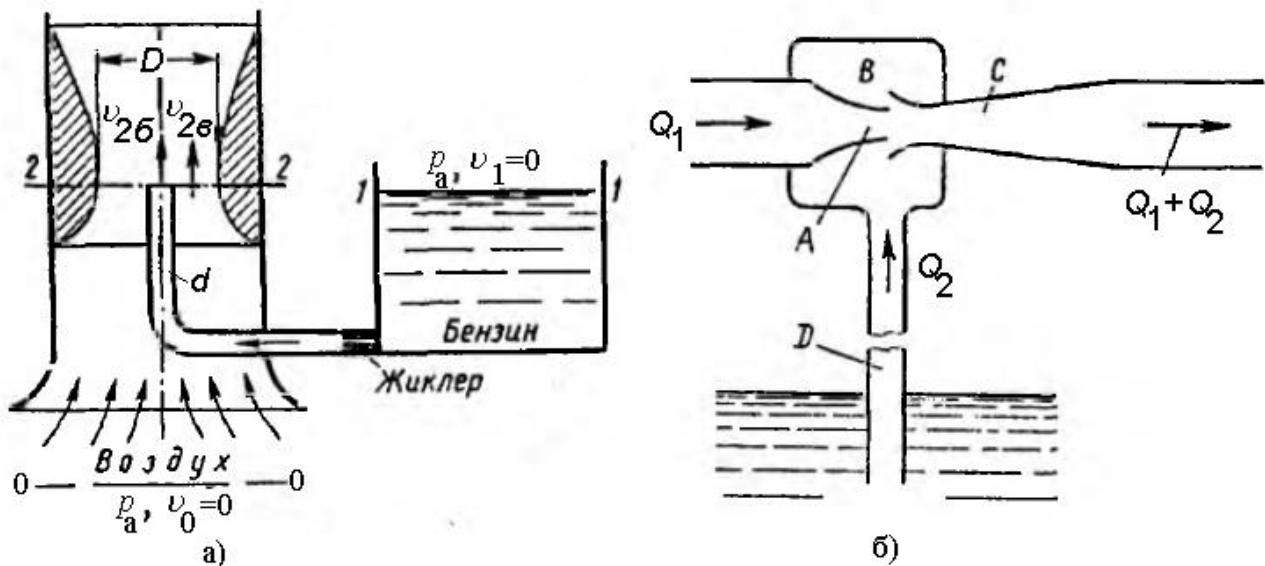


Рисунок 1.12.3 – Схема карбюратора (а) и эжектора (б)

Карбюратор поршневых двигателей внутреннего сгорания служит для подсоса бензина и смешения его с потоком воздуха (рисунок 1.12.3, а). Поток воздуха, засасываемого в двигатель, сужается в том месте, где установлен распылитель бензина (обрез трубки диаметром d). Скорость воздуха в этом сечении возрастает, а давление, согласно уравнению Бернулли падает. Благодаря пониженному давлению бензин вытекает в поток воздуха. Причем с помощью уравнений Бернулли для сечений 0-0 и 2-2 и для сечений 1-1 и 2-2, при заданных размерах и коэффициентах сопротивления можно найти связь между массовыми расходами бензина и воздуха.

Струйный насос (эжектор) состоит из плавно сходящегося насадка А (рисунок 1.12.3, б), осуществляющего сжатие потока, и постепенно расширяющейся трубки С, установленной на некотором расстоянии от насадка в камере В. Вследствие увеличения скорости потока давление в струе на выходе из насадка и по всей камере В значительно понижается. В расширяющейся трубке скорость уменьшается, а давление возрастает приблизительно до атмосферного (если жидкость вытекает в атмосферу), следовательно, в камере В давление обычно меньше атмосферного, т.е. возникает *разрежение* (вакуум). Под действием разрежения жидкость из нижнего резервуара всасывается по трубе D в камеру В, где происходят слияние и дальнейшее перемешивание двух потоков.

1.13. Режимы течения жидкости в трубах

При исследовании сложных течений реальных жидкостей, необходимо выбрать определяющими для изучаемого процесса или явления факторы и установить зависимость от них искомой величины либо *аналитически* (возможно лишь для некоторых задач с использованием упрощенных математических моделей), либо *экспериментально* (требуется научно обоснованная постановка опытов, планирование экспериментов и др. на основе *теории гидродинамического подобия*).

Гидродинамическое подобие складывается из трех составляющих:

- 1) *геометрического подобия* (пропорциональность сходственных размеров и равенство соответствующих углов);
- 2) *кинематического подобия* (пропорциональность местных скоростей в сходственных точках и равенство углов, характеризующих направление скоростей);
- 3) *динамического подобия* (пропорциональность сил, действующих на сходственные объемы и равенство углов, характеризующих направление сил).

Осуществить соблюдение пропорциональности всех сил в потоке (полное гидродинамическое подобие) весьма затруднительно, поэтому обычно имеют дело с частичным подобием (*пропорциональность лишь главных сил*). Если взять за основу силы инерции и сравнивать с ними другие силы, то условие гидродинамического подобия потоков I и II удобно записать в виде *равенства безразмерных чисел Ньютона* $Ne_I = Ne_{II}$ для сходственных сечений или

$$\left(\frac{F}{\rho \cdot v^2 \cdot L^2} \right)_I = \left(\frac{F}{\rho \cdot v^2 \cdot L^2} \right)_{II}, \quad (1.13.1)$$

где F – основная сила в потоке, Н;

L – характерный линейный размер потока или канала, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

v – скорость движения жидкости, м/с.

Можно рассмотреть три характерных частных случая условия (1.13.1):

1. *Течение идеальной жидкости*: учитываются силы давления и силы инерции.

Условие подобия потоков I и II записывается в виде *равенства безразмерных чисел Эйлера* $Eu_I = Eu_{II}$ для сходственных сечений или

$$\left(\frac{p}{\rho \cdot v^2} \right)_I = \left(\frac{p}{\rho \cdot v^2} \right)_{II}. \quad (1.13.2)$$

2. *Напорное течение вязкой жидкости*: учитываются силы вязкого трения и силы инерции. Условие подобия потоков I и II записывается в виде *равенства безразмерных чисел Рейнольдса* $Re_I = Re_{II}$ для сходственных сечений или

$$\left(\frac{v \cdot L}{\nu} \right)_I = \left(\frac{v \cdot L}{\nu} \right)_{II}. \quad (1.13.3)$$

3. *Безнапорное течение вязкой жидкости*: учитываются сила тяжести и силы инерции. Условие подобия потоков I и II записывается в виде *равенства безразмерных чисел Фруда* $Fr_I = Fr_{II}$ для сходственных сечений или

$$\left(\frac{v^2}{g \cdot L} \right)_I = \left(\frac{v^2}{g \cdot L} \right)_{II}. \quad (1.13.4)$$

Применим полученное во 2-м случае число подобия (число Рейнольдса Re) для изучения *режимов течения жидкости в трубах*.

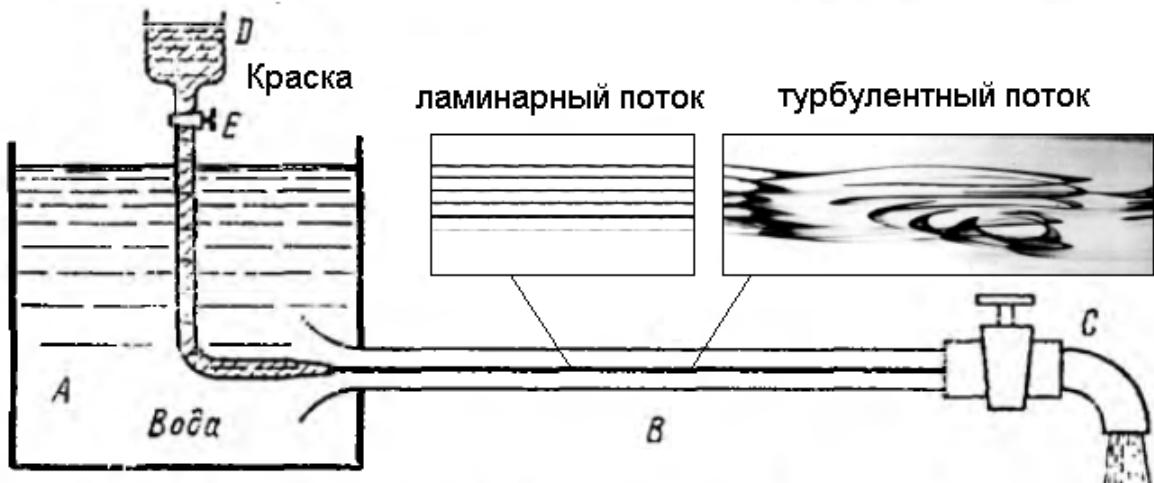


Рисунок 1.13.1 – Схема установки для демонстрации режимов течения жидкости и фотоснимки распространения в потоке шести струек краски для ламинарного и турбулентного течений

Указанные течения жидкости можно наблюдать с помощью установки, показанной на рисунке 1.13.1. Она состоит из резервуара А с водой, от которого отходит стеклянная труба В с краном С на конце, и сосуда D с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой в поток воды внутри стеклянной трубы В.

При небольшом открытии крана С (небольшой скорости воды в трубе В) струйка краски не будет перемешиваться с потоком воды, она будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания. Пьезометр или трубка Пито, присоединенные к трубе, показывают неизменность давления и скорости по

времени, отсутствие колебаний (пульсаций). Все линии тока вполне определяются формой канала, по которому течет жидкость. Это так называемое *ламинарное (слоистое) течение* (рисунок 1.13.1).

При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана С картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости струйка краски начинает колебаться, затем размываться и перемешиваться с потоком воды, становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр или трубка Пито показывают непрерывные пульсации давления и скоростей. Течение становится *турбулентным* (рисунок 1.13.1). Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Режим течения данной жидкости в данной трубе изменяется при определенной средней по сечению скорости течения, которую называют критической, соответствующем *критическому* числу *Рейнольдса* Re_{kp} (для труб круглого поперечного сечения $Re_{kp} \approx 2320$).

В данном случае число Рейнольдса определяется по формуле (*в качестве характерного линейного размера выбран внутренний диаметр трубы d*):

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} = \frac{v \cdot d}{\nu}. \quad (1.13.5)$$

Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. Зная вязкость и скорость движения жидкости, диаметр трубы, можно рассчитать число Re и, сравнив его с критическим, определить режим течения. При $Re < Re_{kp}$ течение является *ламинарным*, при $Re > Re_{kp}$ – *турбулентным*. При $Re = 2300 \dots 4000$ имеет место переходный, критический режим.

Для потоков некруглого сечения (нецилиндрические трубы) число Рейнольдса рассчитывается через гидравлический диаметр D_g или через гидравлический радиус R_g канала

$$Re = \frac{v \cdot 4 \cdot R_g}{\nu} = \frac{v \cdot D_g}{\nu}. \quad (1.13.6)$$

Гидравлический радиус R_g можно найти, зная площадь живого сечения потока $S_{ж}$ и смоченный периметр сечения Π_{cm} :

$$R_g = \frac{S_{ж}}{\Pi_{cm}}. \quad (1.13.7)$$

Физическим смыслом критерия Рейнольдса является отношение сил инерции к силам вязкого трения в потоке. Поэтому изменение числа Re означает, что изменяется соотношение основных сил в потоке, поэтому безразмерные коэффициенты (например, коэффициент Кориолиса и др.) могут также несколько измениться. Поэтому *все коэффициенты следует рассматривать как функции числа Рейнольдса* (хотя в некоторых интервалах числа Re эти коэффициенты могут не изменяться).

1.14. Кавитация

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых каналах происходят явления, связанные с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. с превращением ее в пар, а также с выделением из жидкости растворенных в ней газов. Условием начала фазового перехода является *равенство абсолютного давления жидкости и давления насыщенных паров этой жидкости* $p_{\text{абс}} = p_{\text{н.п.}}$.

Это возможно либо за счет нагрева жидкости до температуры кипения (давление насыщенного пара повышается до абсолютного давления жидкости, рисунок 1.14.1), либо за счет снижения абсолютного давления жидкости до давления насыщенного пара при постоянной температуре.

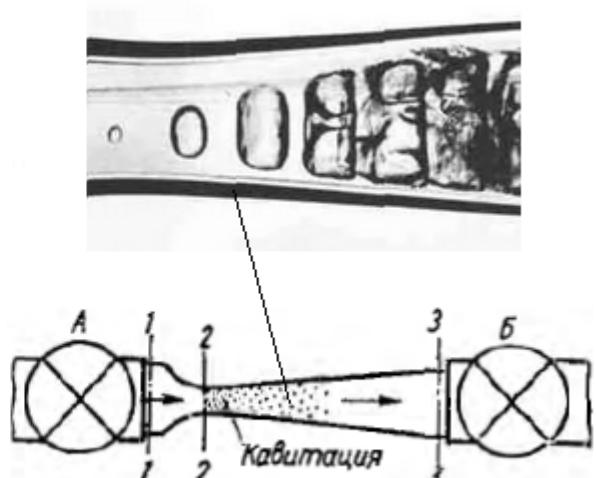
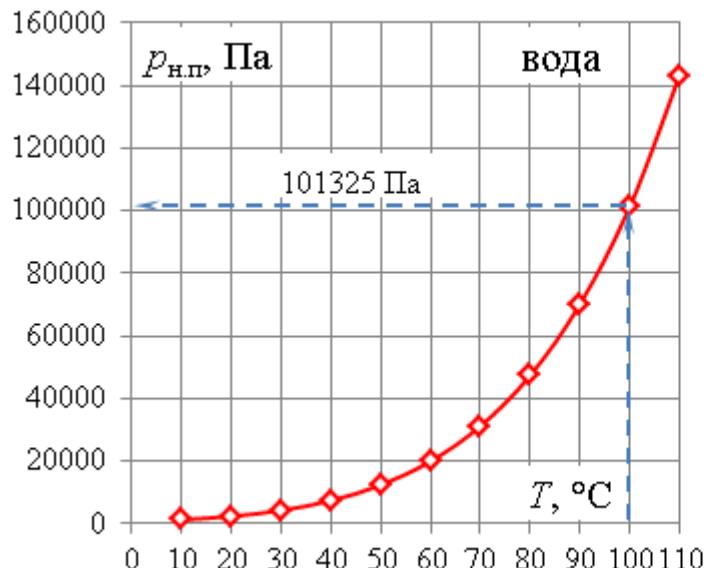


Рисунок 1.14.1 – Зависимость давления насыщенных паров воды от температуры, схема установки для демонстрации кавитации в канале и фотография кавитационных пузырьков

Таким образом, *кавитацией* называют местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырьков (каверн), обусловленное местным

падением давления в потоке до давления насыщенного пара при постоянной температуре.

Наглядно это явление можно продемонстрировать на простом устройстве (рисунок 1.14.1). Вода под давлением в несколько атмосфер подводится к регулировочному крану (вентилю) А и далее протекает через прозрачную трубку Вентури, которая сначала плавно сужает поток, затем еще более плавно расширяет и через кран Б выводит в атмосферу.

При небольшом открытии регулировочного крана и, следовательно, при малых значениях расхода и скорости жидкости падение давления в узком месте трубы незначительно, поток вполне прозрачен, и *кавитация отсутствует*.

При постепенном открытии крана происходит увеличение скорости жидкости в трубке и падение абсолютного давления. При значении этого давления, равного давлению насыщенных паров, в узком месте трубы появляется отчетливо видимая зона *кавитации*, представляющая собой область местного кипения жидкости и последующих конденсации паров и растворения газов.

Размеры зоны кавитации возрастают по мере дальнейшего открытия крана, т.е. при увеличении давления в сечении 1-1, а следовательно, и расхода. Однако как бы при этом ни возрастал расход, давление в узком сечении 2-2 сохраняется равным давлению насыщенных паров.

Кавитация сопровождается характерным *шумом*.

Конденсация пузырьков пара и сжатие пузырьков газа происходит очень быстро, поэтому в момент схлопывания пузырьков возникают местные гидроудары (значительное повышение давления в отдельных точках), вызывающие при длительном воздействии *эрзационное разрушение* металлических стенок.

Образование каверн приводит к уменьшению живого сечения потока, росту в нем скорости, *увеличению гидравлического сопротивления* канала.

Кавитация в гидромашинах (насосах и гидротурбинах) и на лопастях быстро вращающихся гребных винтов приводит, кроме всего перечисленного выше, к *резкому снижению коэффициента полезного действия*.

Таким образом, можно сделать вывод, что *кавитацию не следует допускать* в трубопроводах, гидромашинах, кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах, жиклерах и других гидроаппаратов гидросистем.

Для характеристики местных гидравлических сопротивлений в отношении кавитации применяется безразмерный критерий, называемый *числом кавитации*:

$$\chi = \frac{p_1 - p_{\text{н.п.}}}{\frac{\rho \cdot v_1^2}{2}}, \quad (1.14.1)$$

где p_1 и v_1 – абсолютное давление и скорость потока в сечении трубы перед местным сопротивлением.

Число кавитации используется как *критерий подобия* течений с кавитацией. Значение χ , при котором в местном сопротивлении начинается кавитация, называется *критическим числом кавитации* $\chi_{\text{кр.}}$ (определяется в основном формой местного сопротивления, а также в некоторой степени числом Рейнольдса Re).

Экспериментальные кавитационные характеристики гидроаппаратов получают при постоянном расходе ($Re = \text{const}$) и постепенном уменьшении давления, а затем представляют в безразмерном виде в виде зависимости гидравлического сопротивления от числа кавитации: при $\chi < \chi_{\text{кр.}}$ сопротивление не зависит от χ , а при $\chi = \chi_{\text{кр.}}$ – резко возрастает.

1.15. Теория ламинарного течения в круглых трубах

Теория ламинарного течения основывается на законе трения Ньютона (1.2.4). В данном случае вязкое трение между слоями движущейся жидкости является единственным источником потерь напора $\Delta h_{\text{пот.тр}}$ (потерь давления $\Delta p_{\text{пот.тр}}$).

Рассмотрим установившееся ламинарное течение жидкости в *прямой круглой горизонтальной цилиндрической трубе* (внутренним диаметром $d = 2 \cdot r_0$) на участке между сечениями 1-1 и 2-2 (длиной L) достаточно далеко от входа в нее, где поток уже вполне *стабилизировался* (рисунок 1.15.1).

Ввиду постоянства диаметра трубы, скорость жидкости будет постоянной, а коэффициент Кориолиса будет неизменным вдоль потока вследствие его стабильности, поэтому уравнение Бернулли для выбранных сечений:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{пот.тр}} \text{ или } p_1 = p_2 + \Delta p_{\text{пот.тр}}. \quad (1.15.1)$$

Если выделить в потоке жидкости цилиндрический объем радиусом r , соосный с трубой и имеющий основания в выбранных сечениях и записать уравнение равномерного движения выделенного жидкого объема (равенство нулю суммы сил

давления и вязкого трения, действующих на объем), то можно получить линейную зависимость *касательного напряжения от радиуса трубы* (рисунок 1.15.1):

$$\tau(r) = \frac{\Delta p_{\text{пот.тр}} \cdot r}{2 \cdot L}. \quad (1.15.2)$$

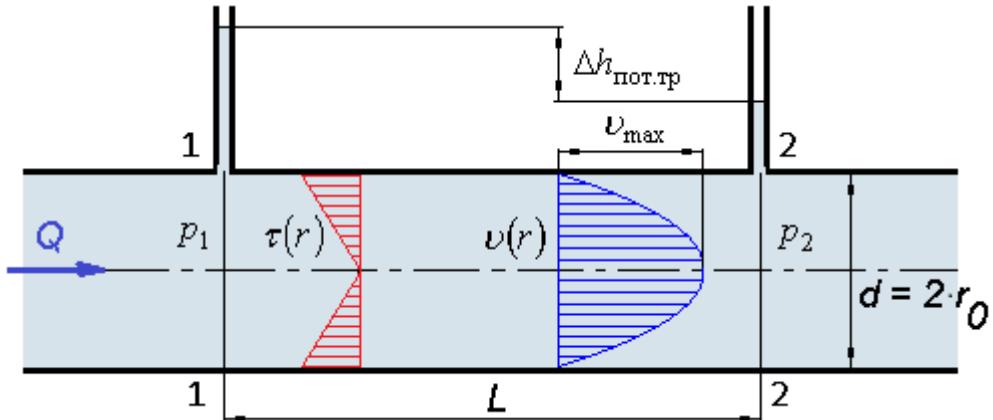


Рисунок 1.15.1 – К теории ламинарного течения жидкости в трубе

Если выразить касательное напряжение из закона трения Ньютона (1.2.4) и подставить в формулу (1.15.2), то после преобразований можно прийти к параболической зависимости *скорости движения жидкости от радиуса трубы* (рисунок 1.15.1):

$$v(r) = v_{\max} \cdot \left(1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right), \quad (1.15.3)$$

где v_{\max} – максимальная скорость (скорость на оси трубы)

$$v_{\max} = \frac{\Delta p_{\text{пот.тр}} \cdot r_0^2}{4 \cdot \mu \cdot L}. \quad (1.15.4)$$

Применение полученных выражений (1.15.3), (1.15.4), а также уравнения неразрывности в форме (1.9.6) даст после *интегрирования выражение для объемного расхода жидкости в трубе*:

$$Q = v_{\text{ср}} \cdot S = \frac{\Delta p_{\text{пот.тр}} \cdot r_0^2}{8 \cdot \mu \cdot L} \cdot \pi \cdot r_0^2, \quad (1.15.5)$$

откуда видно, что среднерасходная скорость при ламинарном течении в 2 раза меньше максимальной $v_{\text{ср}} = 0,5 \cdot v_{\max}$.

Из выражения (1.15.5) можно получить уравнение *закона Пуазейля*, который показывает, что при ламинарном течении в трубе круглого сечения потеря напора на трение пропорциональна расходу и вязкости в 1-й степени и обратно пропорциональна диаметру в 4-й степени:

$$\Delta h_{\text{пот.тр}} = \frac{128 \cdot \nu \cdot L \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot d^4}. \quad (1.15.6)$$

Потери напора на трение по длине независимо от режима течения можно определить через среднерасходную скорость по формуле Вейсбаха-Дарси:

$$\Delta h_{\text{пот.тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v_{\text{ср}}^2}{2 \cdot g}, \quad (1.15.7)$$

где λ – безразмерный коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси). Если вспомнить выражение для числа Рейнольдса (1.13.5), то объединение уравнений (1.15.6) и (1.15.7) даст формулу Пуазейля для данного коэффициента:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (1.15.8)$$

То есть потеря напора на трение по длине при ламинарном течении пропорциональна скорости в 1-й степени.

Зная закон распределения скоростей по сечению трубы, легко определить коэффициент Кориолиса α , учитывающий неравномерность распределения скоростей в уравнении Бернулли, для случая стабилизированного ламинарного течения жидкости в круглой трубе.

Объединяя между собой формулы (1.11.1), (1.15.3)-(1.15.5), проводя интегрирование и другие преобразования, приходим к выводу, что действительная кинетическая энергия ламинарного потока с параболическим распределением скоростей в 2 раза превышает кинетическую энергию того же потока, но при равномерном распределении скоростей:

$$\alpha = 2. \quad (1.15.9)$$

Таким же путем доказывается, что секундное количество движения ламинарного потока с параболическим распределением скоростей в β раз больше количества движения того же потока при равномерном распределении скоростей.

Аналогичный коэффициенту Кориолису коэффициент β называется коэффициентом Буссинеска (коэффициентом количества движения)

$$\beta = \frac{\int v^2 \cdot dS}{v_{\text{ср}}^2 \cdot S}, \quad (1.15.10)$$

который в ламинарном потоке равен

$$\beta = \frac{4}{3}. \quad (1.15.11)$$

Изложенная теория нуждается в поправках для следующих случаев: при течении на начальном участке трубы, где происходит постепенное формирование профиля скоростей (стабилизация потока); при течении с теплообменом; при течении в капиллярах и зазорах с облитерацией; при течении с большими перепадами давления.

1.16. Основные сведения о турбулентном течении

Для турбулентного течения характерны: перемешивание жидкости, формирование вихрей, пульсации скоростей и давлений. Как показывают эксперименты, скорость в фиксированной точке потока беспорядочно колеблется во времени около некоторого осредненного значения (пульсации скорости показаны на рисунке 1.16.1). Если осредненные скорость и давление, а также расход жидкости не изменяются во времени, то турбулентное течение *установившееся*. Причем на практике такое течение встречается довольно часто. Но, строго говоря, турбулентный поток всегда является неустановившимся.

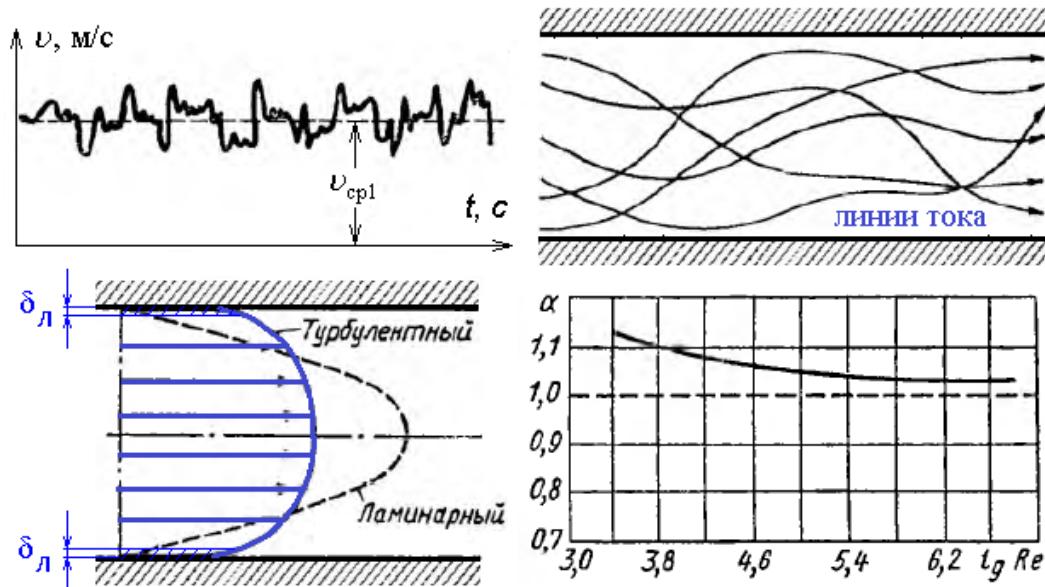


Рисунок 1.16.1 – Пульсация скорости, характер линий тока, профиль скоростей и зависимость коэффициента Кориолиса от числа Рейнольдса

Траектории частиц, проходящих через данную неподвижную точку в разные моменты времени, являются кривыми линиями различной формы, несмотря на прямолинейность трубы. Характер линий тока в данный момент времени также отличается большим разнообразием (рисунок 1.16.1).

Профиль осредненных по времени скоростей в поперечном сечении турбулентного потока существенно отличается от того, которое присуще ламинарному течению (рисунок 1.16.1). Распределение скоростей при турбулентном течении более равномерное, а нарастание скорости у стенки более кротое, чем в ламинарном потоке.

Поэтому коэффициент Кориолиса α при турбулентном течении ($1,13\dots1,025$) значительно меньше, чем при ламинарном. Кроме того, он снижается, постепенно приближаясь к единице, с ростом числа Рейнольдса (рисунок 1.16.1). В связи с этим в большинстве случаев для турбулентных потоков можно принимать $\alpha = 1$.

Помимо вязких касательных напряжений большую роль приобретают касательные напряжения, связанные с перемешиванием и непрерывным переносом количества движения в поперечном направлении. Касательное напряжение на стенке трубы в турбулентном потоке и соответственно *потери энергии на трение по длине значительно больше*, чем в ламинарном при одинаковых числах Рейнольдса (ламинарный режим при этом неустойчив).

Ввиду сложности турбулентного течения и трудностей его аналитического исследования до настоящего времени для него *не имеется достаточно строгой и точной теории*. В большинстве случаев для практических расчетов пользуются экспериментальными данными, систематизированными на основе теории гидродинамического подобия.

Как показывают эксперименты, при турбулентном течении жидкости непосредственно на стенке трубы обычно имеется *вязкий подслой* – это очень тонкий слой жидкости, движение в котором является слоистым (ламинарным) и происходит без перемешивания, а скорость круто нарастает от нуля на стенке до некоторой конечной величины на границе подслоя. Толщина вязкого подслоя δ_L (рисунок 1.16.1) уменьшается с ростом числа Рейнольдса.

1.17. Потери напора на трение по длине при турбулентном течении в шероховатых трубах

Потери напора на трение по длине при турбулентном течении ($Re > 2320$) в шероховатых трубах определяются по формуле Вейсбаха-Дарси (1.15.7). Главная трудность здесь – нахождение коэффициента гидравлического трения λ .

Одна и та же шероховатость может совершенно не оказывать влияния на сопротивление трубы большого диаметра, но значительно увеличить сопротивление трубы малого диаметра. Поэтому в расчетах важно учитывать не столько абсолютный размер бугорков шероховатости Δ (*абсолютную шероховатость*), сколько отношение шероховатости к внутреннему диаметру трубы Δ/d (*относительную шероховатость*). Кроме того, на сопротивление влияет *характер шероховатости* (простейший случай равномерно распределенная зернистая шероховатость). Таким образом, *коэффициент гидравлического трения* при турбулентном течении в шероховатых трубах является функцией типа:

$$\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta}{d}\right). \quad (1.17.1)$$

Характер влияния этих двух параметров на сопротивление труб зависит, кроме всего прочего, от соотношения абсолютной шероховатости трубы и толщины вязкого подслоя (рисунок 1.17.1). Если $\Delta < \delta_l$ труба считается *гидравлически гладкой* (вязкий подслой не позволяет шероховатости стенки дополнительно турбулизировать поток). Если $\Delta > \delta_l$ труба считается *гидравлически шероховатой* (выступы шероховатости, проникая в турбулентное ядро потока, дополнительно турбулизируют поток).

Естественная шероховатость всегда неравномерна, поэтому для расчетов используется *эквивалентная абсолютная шероховатость* Δ_ϑ (характерные значения для труб из различных материалов можно найти в справочниках).

Как следует из экспериментов, например опытов И.И. Никурадзе, при турбулентном течении в шероховатых трубах можно выделить *три области значений числа Рейнольдса*, отличающиеся друг от друга характером изменения коэффициента гидравлического трения λ (рисунок 1.17.1):

1) для области гидравлически гладких труб используется *формула Блазиуса*:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \text{ при } 2320 < \text{Re} < 20 \cdot \frac{d}{\Delta}, \quad (1.17.2)$$

2) для области гидравлически шероховатых труб применяются универсальная *формула Альтишуля*:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_\vartheta}{d} \right)^{0,25}, \text{ при } 20 \cdot \frac{d}{\Delta} < \text{Re} < 500 \cdot \frac{d}{\Delta}, \quad (1.17.3)$$

3) для области квадратичного сопротивления (автомодельности или независимости от числа Рейнольдса) применяются универсальная формула Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta \mathcal{E}}{d} \right)^{0,25}, \text{ при } \text{Re} > 500 \cdot \frac{d}{\Delta}. \quad (1.17.4)$$

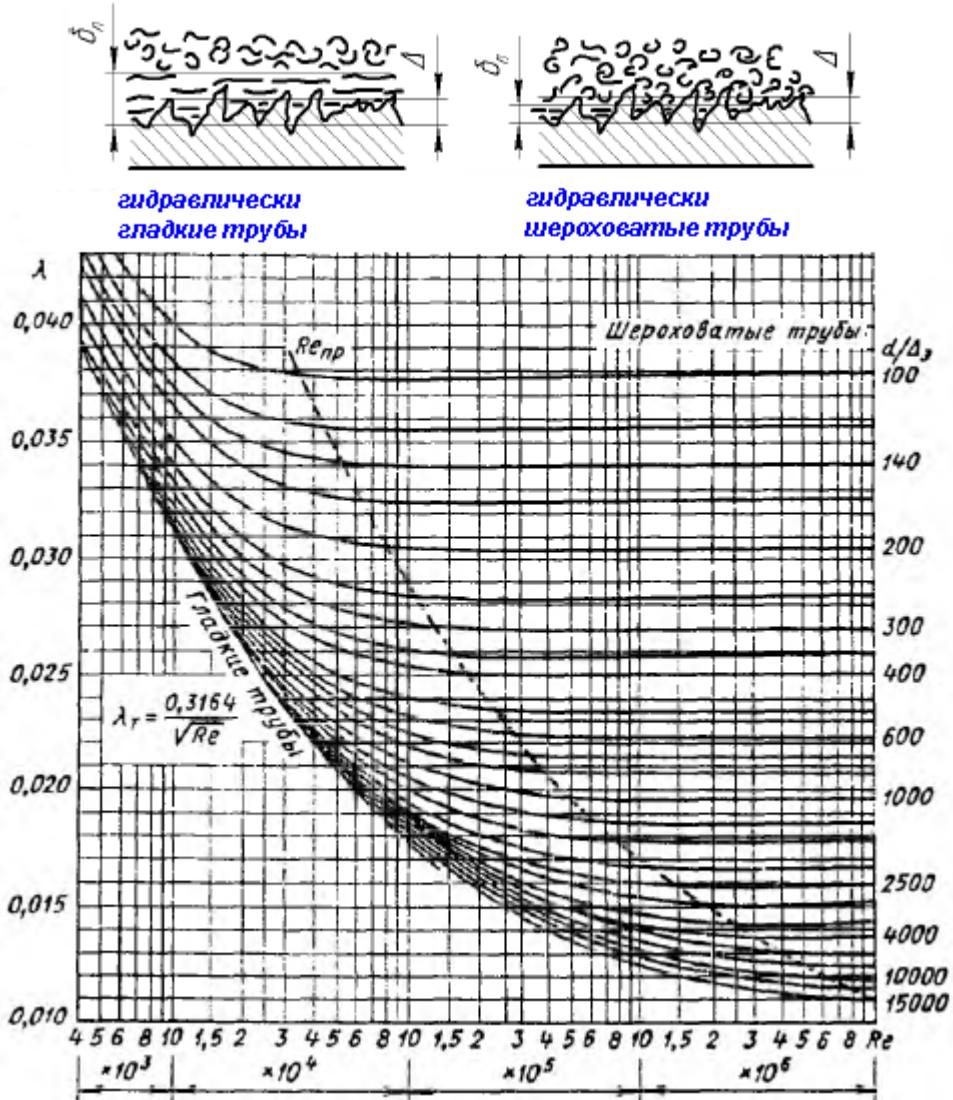


Рисунок 1.17.1 – Вязкий (ламинарный) подслой в гидравлически гладких и гидравлически шероховатых трубах и зависимость коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса для труб с естественной шероховатостью

При определении потерь на трение по длине шероховатой трубы *некруглого поперечного сечения* в формулу Вейсбаха-Дарси вместо обычного диаметра d подставляется $4 \cdot R_t$ (гидравлический радиус определяется по формуле (1.13.7)).

1.18. Местные гидравлические сопротивления

Местными гидравлическими сопротивлениями считаются гидроаппараты и такие элементы трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или

конфигурации канала происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок канала с формированием вихрей, что и является основной причиной потерь механической энергии (рисунок 1.18.1).

Простейшими местными сопротивлениями являются: внезапные расширения и сужения канала, постепенные расширения (диффузоры) и сужения (конфузоры), плавные и резкие повороты канала (колена и отводы) и т.п.

Более сложные случаи сопротивлений (например, *текущие жидкости через вентиль, фильтр, клапан и др.*) являются, по сути, комбинациями простейших сопротивлений.

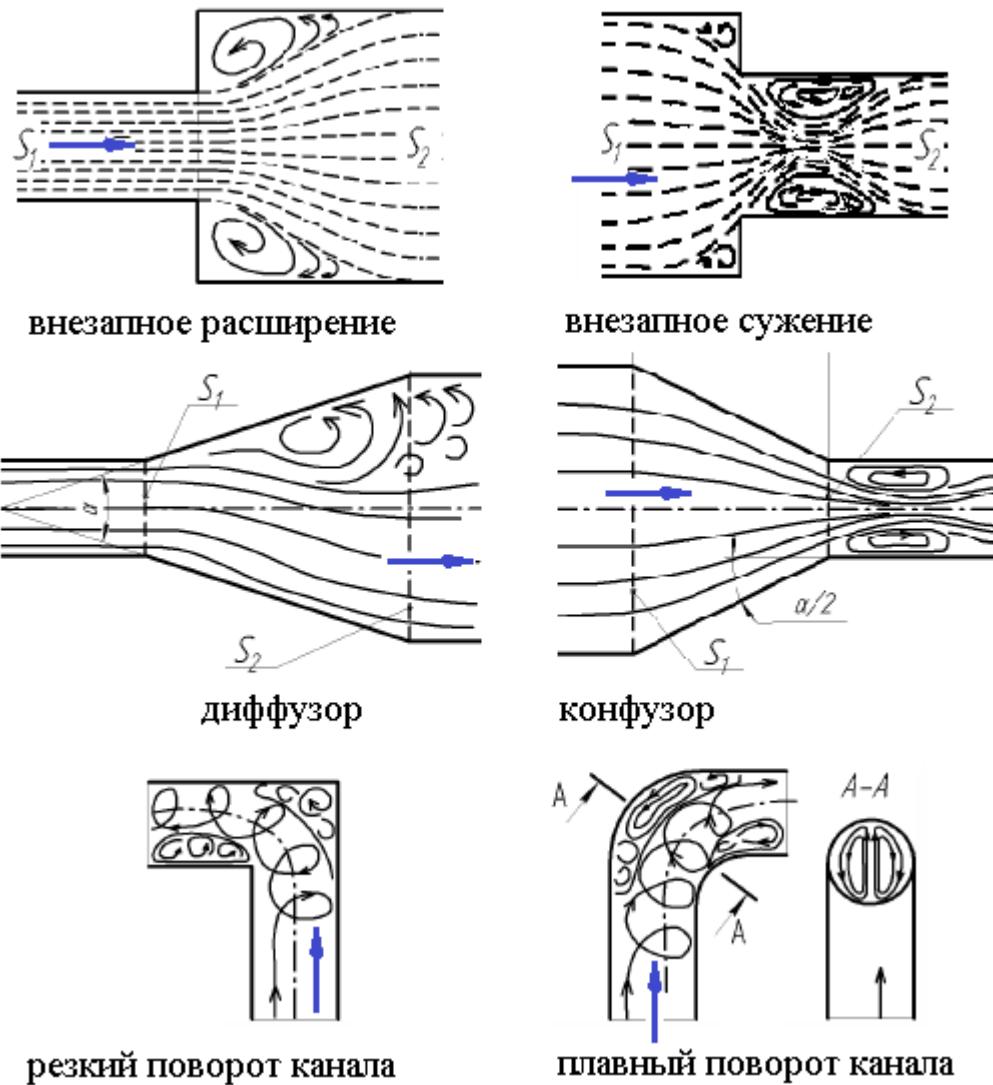


Рисунок 1.18.1 – Схемы течения жидкости в простейших местных гидравлических сопротивлениях

Как показывают опыты, потери напора в местных гидравлических сопротивлениях (*местные потери напора*) пропорциональны скорости течения жидкости во 2-й степени (*формула Вейсбаха*):

$$\Delta h_{\text{пот.м}} = \zeta \cdot \frac{v_{\text{ср}}^2}{2 \cdot g}, \quad (1.18.1)$$

где ζ – безразмерный *коэффициент местного сопротивления*, который в общем случае зависит от формы и размеров сопротивления, числа Рейнольдса, относительной шероховатости стенок и т.п.

При ламинарном режиме течения следует учитывать существенное возрастание влияния гидравлического трения на местные потери напора.

Если же диаметр канала и, следовательно, скорость в ней изменяются по длине, то за *расчетную скорость* в формуле (1.18.1) выбирают *максимальную из двух скоростей*.

Коэффициенты местного сопротивления определяются *с помощью справочных таблиц и эмпирических формул*. Рассмотрим в качестве примера два простейших местных сопротивления.

1. *Внезапное расширение* канала (рисунок 1.18.1). Местные потери напора (расчетная скорость – скорость на входе в сопротивление):

$$\Delta h_{\text{пот.м (расш)}} = \zeta_{\text{расш}} \cdot \frac{v_{\text{cp1}}^2}{2 \cdot g}, \quad (1.18.2)$$

где $\zeta_{\text{расш}}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении определяется по соотношению площадей поперечных сечений канала на входе S_1 и выходе S_2 :

$$\zeta_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 = \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)^2. \quad (1.18.3)$$

При расширении канала в большую полость (гидробак, полость гидроцилиндра и др.) или истечении из канала в окружающую среду:

$$\zeta_{\text{расш}} \approx 1. \quad (1.18.4)$$

2. *Внезапное сужение* канала (рисунок 1.18.1). Местные потери напора (расчетная скорость – скорость на выходе из сопротивления):

$$\Delta h_{\text{пот.м (суж)}} = \zeta_{\text{суж}} \cdot \frac{v_{\text{cp2}}^2}{2 \cdot g}, \quad (1.18.5)$$

где $\zeta_{\text{суж}}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении определяется по соотношению площадей поперечных сечений канала на входе S_1 и выходе S_2 :

$$\zeta_{\text{суж}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) = 0,5 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2\right). \quad (1.18.6)$$

Если поток сужается при выходе из большой полости (гидробака, полости гидроцилиндра и др.) в канал или поступает из окружающей среды в канал:

$$\zeta_{\text{суж}} \approx 0,5. \quad (1.18.7)$$

При экспериментальном определении местных потерь напора в общем случае используется выражение, полученное из уравнения Бернулли (коэффициенты Кориолиса принимаются равными единице):

$$\Delta h_{\text{пот.м}} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{cp1}}^2 - v_{\text{cp2}}^2}{2 \cdot g}. \quad (1.18.8)$$

1.19. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке и через насадки при постоянном напоре

Рассмотрим различные случаи истечения жидкости из резервуаров, баков, котлов через отверстия и насадки (короткие трубы разной формы) в атмосферу или в пространство, заполненное газом или той же жидкостью.

Этот случай движения жидкости характерен тем, что в процессе истечения *запас потенциальной энергии жидкости в резервуаре превращается с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию свободной струи*.

Основная задача в данном случае: определение *скорости истечения и расхода жидкости* для различных форм отверстий и насадков.

Рассмотрим большой резервуар с жидкостью под давлением p_0 , имеющий малое круглое отверстие в стенке на достаточно большой глубине H_0 от свободной поверхности (рисунок 1.19.1).

Пусть отверстие выполнено в виде сверления *в тонкой стенке без обработки входной кромки* (или в толстой стенке с заострением входной кромки с внешней стороны). Через него жидкость вытекает в воздушное (газовое) пространство с давлением p_1 .

При истечении частицы жидкости приближаются к отверстию из всего прилежащего объема, двигаясь ускоренно по различным плавным траекториям. Струя отрывается от стенки у кромки отверстия и затем несколько сжимается.

Сжатие струи обусловлено необходимостью плавного перехода от различных направлений движения жидкости в резервуаре, в том числе от радиального движения по стенке, к осевому движению в струе.

Так как размер отверстия предполагается малым по сравнению с напором H_0 и размерами резервуара, и следовательно, его боковые стенки и свободная поверхность жидкости не влияют на приток жидкости к отверстию, то наблюдается *совершенное (максимальное) сжатие струи*.

Степень сжатия оценивается безразмерным *коэффициентом сжатия* ε , равным отношению площади сжатого поперечного сечения струи S_c к площади отверстия S_0 :

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0}. \quad (1.19.1)$$

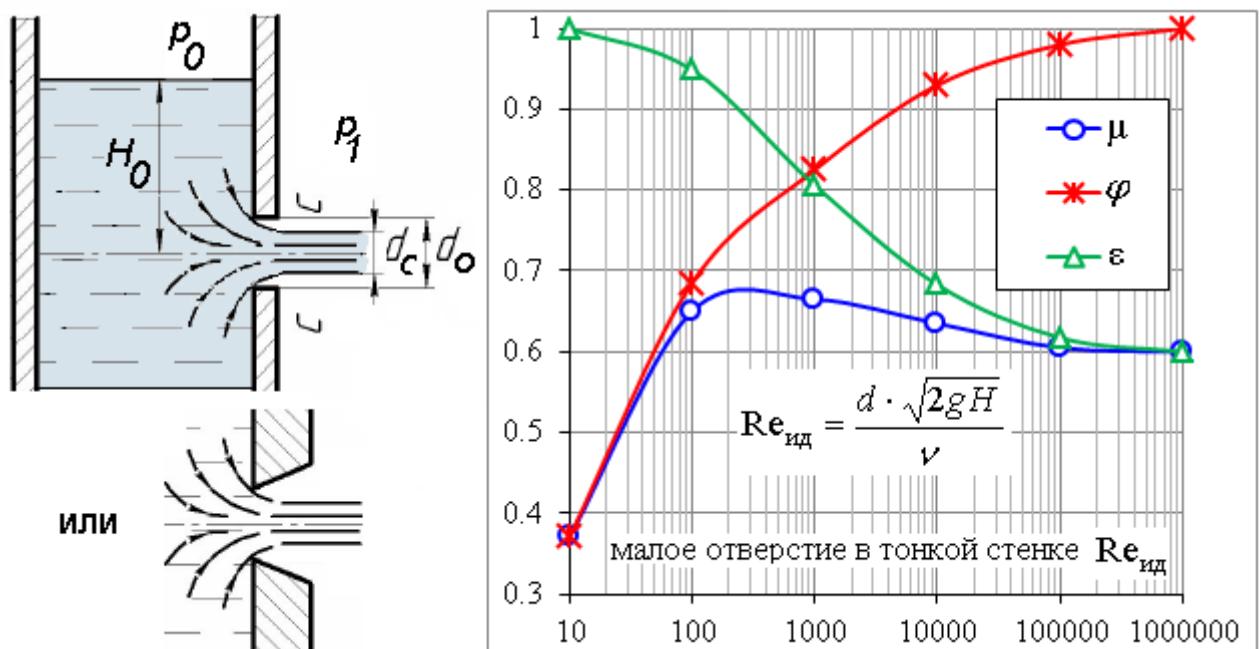


Рисунок 1.19.1 – Схемы истечения жидкости из резервуара через малое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре и зависимость коэффициентов истечения от числа Рейнольдса, подсчитанного по идеальной скорости истечения

Если записать уравнение Бернулли для движения жидкости от свободной поверхности в резервуаре (где давление p_0 , а скорость можно считать равной нулю) до самого узкого круглого сечения струи (где давление сделалось равным давлению p_1 окружающей среды), то будем иметь *действительную скорость истечения*:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \quad (1.19.2)$$

где H – расчетный напор жидкости на входе в отверстие, м (если $p_1 = p_0$, совпадает с глубиной расположения отверстия относительно свободной поверхности H_0):

$$H = H_0 + \frac{p_0 - p_1}{\rho \cdot g}; \quad (1.19.3)$$

φ – безразмерный коэффициент скорости (отражает отношение действительной скорости истечения v к скорости истечения идеальной жидкости $\sqrt{2 \cdot g \cdot H}$):

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad (1.19.4)$$

где α , ζ – коэффициенты Кориолиса и коэффициент сопротивления отверстия соответственно.

Действительная скорость истечения и всегда несколько меньше идеальной *из-за сопротивления и неравномерного распределения скоростей* по сечению струи, поэтому $\varphi < 1$.

Запишем выражение для *действительного расхода* жидкости при истечении:

$$Q = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \quad (1.19.5)$$

где μ – безразмерный коэффициент расхода (отражает отношение действительного расхода Q к тому расходу, который имел бы место при отсутствии сжатия струи и сопротивления $S_o \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$):

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi. \quad (1.19.6)$$

Действительный расход всегда меньше теоретического, поэтому $\mu < 1$.

Введенные в рассмотрение коэффициенты истечения (коэффициенты сжатия ε , сопротивления ζ , скорости φ , расхода μ) зависят в первую очередь *от типа отверстия или насадка*, а также критерия гидродинамического подобия – *числа Рейнольдса* (пример таких зависимостей для малого отверстия в тонкой стенке показаны на рисунке 1.19.1).

С ростом числа Re (с уменьшением влияния сил вязкости), коэффициент φ возрастает в связи с уменьшением коэффициента сопротивления ζ , а коэффициент ε уменьшается вследствие уменьшения торможения жидкости у кромки отверстия и увеличения радиусов кривизны поверхности струи на ее участке от кромки до начала цилиндрической части. Значения φ и ε при этом асимптотически приближаются к их значениям, соответствующим истечению идеальной жидкости.

Насадком называют короткую трубку длиной $(3\dots 4) \cdot d$, прикрепленную к отверстию, чтобы изменить коэффициенты истечения. Существуют следующие

виды насадков: внешний цилиндрический, внутренний цилиндрический, конический сходящийся, конический расходящийся, коноидальный сходящийся (сопло) и др. (рисунок 1.19.2).

Причем скорость истечения и расход жидкости при истечении через тот или иной насадок рассчитываются по формулам (1.19.2) и (1.19.5).

При *безотрывном истечении* струя после входа в *цилиндрический внешний насадок* (рисунок 1.19.2, *а*) сжимается (в узком сечении струи может возникнуть вакуум), затем вследствие взаимодействия сжатой части струи с окружающей ее завихренной жидкостью, струя постепенно расширяется до размеров отверстия и из насадка выходит полным сечением. Расход получается больше, чем при истечении через малое отверстие из-за отсутствия сжатия струи на выходе из насадка. Скорость же оказывается меньше вследствие значительно большего сопротивления.

Если струя после сжатия и отрыва от кромок не расширяется до размеров отверстия (*отрывное истечение*), что связано со снижением давления в узком сечении струи до давления насыщенного пара (при значительных напорах H_0), коэффициенты истечения станут такими же как для малого отверстия.

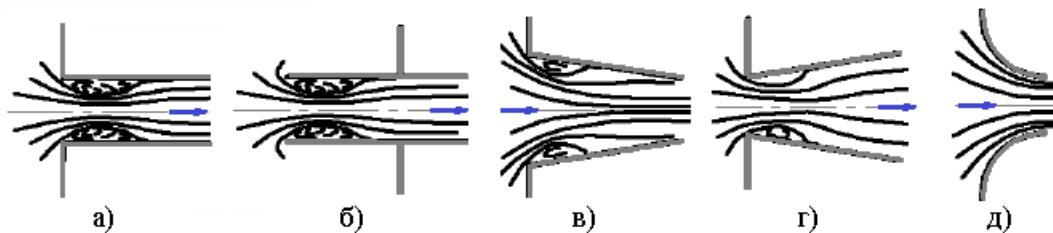


Рисунок 1.19.2 – Схемы течения жидкости для различных типов насадков: *а* – внешний цилиндрический; *б* – внутренний цилиндрический; *в* – конический сходящийся; *г* – конический расходящийся; *д* – коноидальный (сопло)

Цилиндрический внутренний насадок (рисунок 1.19.2, *б*) имеет большее гидравлическое сопротивление, что приводит к уменьшению коэффициентов скорости и расхода.

Конические сходящиеся насадки (рисунок 1.19.2, *в*) применяются в случаях, когда нужно за счет уменьшения скорости значительно увеличить давление, например, в реактивных гидротурбинах, центробежных насосах и др.

В *коническом расходящемся насадке* (рисунок 1.19.2, *г*) сжатие струи больше, чем у цилиндрического внешнего. Потери энергии на внезапное расширение в нем значительно больше потерь в других насадках, что приводит к значительному

уменьшению коэффициентов скорости и расхода (μ определяется относительно выходной площади насадка).

Коноидальный насадок (сопло) имеет входную часть, выполненную по форме струи, что снижает потери и увеличивает коэффициенты скорости и расхода (рисунок 1.19.2, d).

Совместное использование сопла и конического расходящегося насадка позволяет повысить коэффициенты истечения сопла за счет дополнительного снижения давления в узком сечении.

Как показали эксперименты, *при развитом турбулентном режиме* маловязких жидкостей (воды, бензола, керосина и др.) коэффициенты истечения различных видов насадков *можно считать постоянными* (см. таблицу 1.19.1).

Таблица 1.19.1 – Коэффициенты истечения для малого отверстия круглого сечения в тонкой стенке и для различных типов насадков ($Re > 100000$)

№	Тип насадка	μ	φ	ε	ζ
1	Малое отверстие круглого сечения в тонкой стенке	0,62	0,97	0,64	0,065
2	Цилиндрический внешний насадок	0,82	0,82	1,0	0,5
3	Цилиндрический внутренний насадок	0,71	0,71	1,0	1,0
4	Конический сходящийся насадок	0,94	0,96	0,98	0,075
5	Конический расходящийся насадок	0,50	0,5	1,0	3,5
6	Коноидальный насадок	0,98	0,98	1,0	0,04

1.20. Гидравлический расчет трубопроводов. Простой трубопровод постоянного сечения.

Трубопровод называют *простым*, если он не имеет ответвлений.

Трубопроводы могут быть *сложными*, содержащими как *последовательные*, так и *параллельные* соединения или ветви *разветвления*.

Жидкость движется по трубопроводу благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад (разность) уровней энергии может быть создан тем или иным способом: *работой насоса, благодаря разности уровней жидкости, давлением газа*.

Пусть простой трубопровод постоянного сечения расположен произвольно в пространстве (рисунок 1.20.1), имеет общую длину L и диаметр d и содержит ряд местных сопротивлений (суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\zeta$).

Избыточные давления во входном и выходном сечениях обозначим p_1 и p_2 . Среднерасходная скорость потока в этих сечениях вследствие постоянства диаметра трубы одинакова и равна v_{cp} .

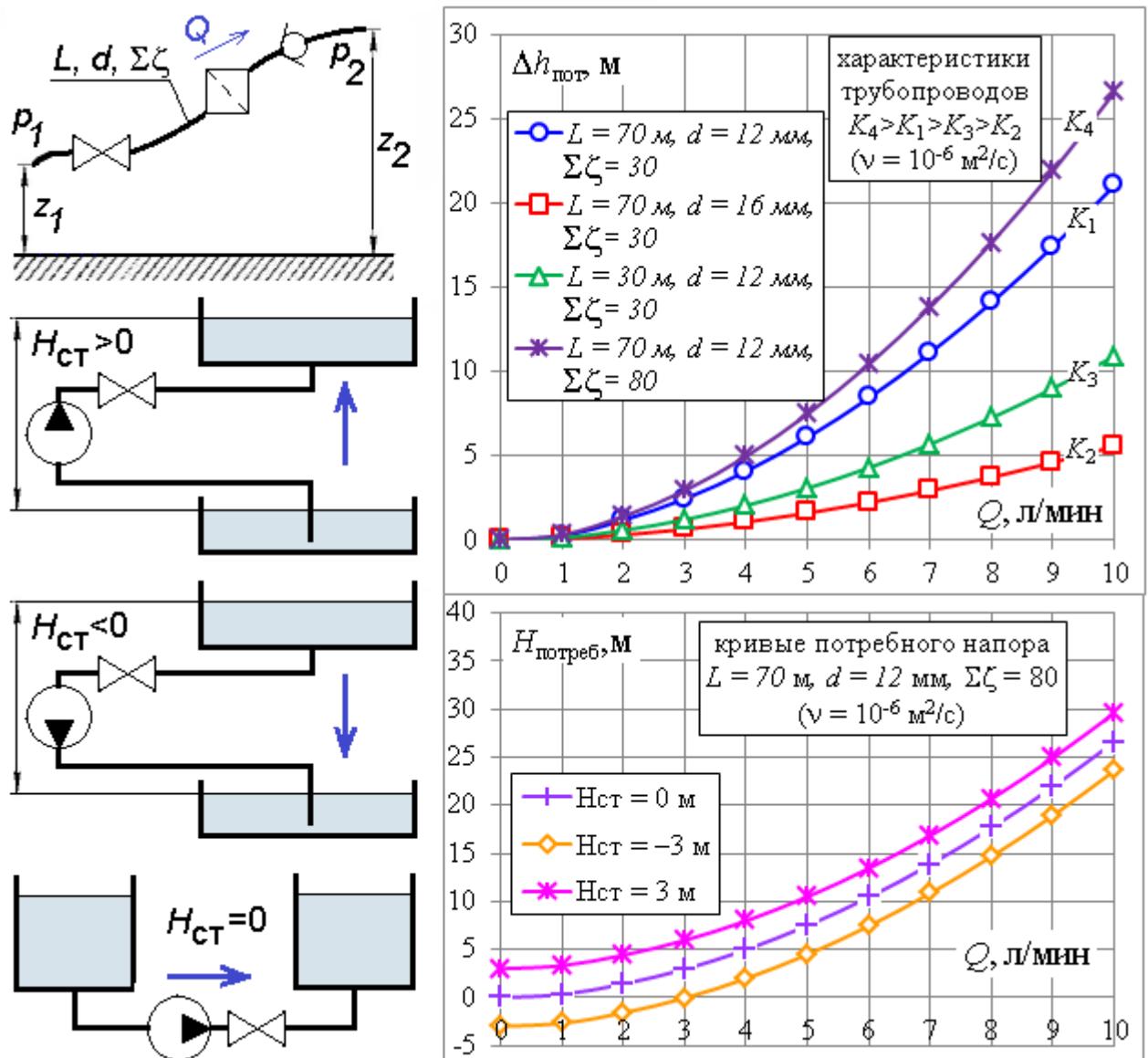


Рисунок 1.20.1 – Схема простого трубопровода, характеристики трубопроводов различного сопротивления, характеристики потребного напора при различном статическом напоре
Суммарные путевые и местные потери напора в трубопроводе с учетом формул (1.15.7) и (1.18.1):

$$\Delta h_{pot} = \Delta h_{pot, tr} + \Delta h_{pot, m} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \Sigma\zeta \right) \cdot \frac{v_{cp}^2}{2 \cdot g}. \quad (1.20.1)$$

Введем в рассмотрение *коэффициент сопротивления трубопровода* K , $\text{с}^2/\text{м}^5$:

$$K = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \Sigma\zeta \right) \cdot \frac{1}{2 \cdot g \cdot S^2} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \Sigma\zeta \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}. \quad (1.20.2)$$

Тогда, записав уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 трубопровода (рисунок 1.20.1), можно получить выражение для *потребного напора* –

пьезометрического напора, который необходимо поддерживать насосу на входе в трубопровод (если эта величина задана, то будем называть ее *располагаемым напором*):

$$H_{\text{потреб}} = H_{\text{ст}} + \Delta h_{\text{пот}} = H_{\text{ст}} + K \cdot Q^2, \quad (1.20.3)$$

где $H_{\text{ст}}$ – *статический напор*, включающий в себя геометрическую высоту подъема жидкости ($z_2 - z_1$) и пьезометрический напор жидкости в конце трубопровода:

$$H_{\text{ст}} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho \cdot g}. \quad (1.20.4)$$

Формула (1.20.3), дополненная выражениями (1.20.2) и (1.20.4), является основой для расчета простых трубопроводов. По ней можно построить *кривую потребного напора* $H_{\text{потреб}}(Q)$, которая изображается в виде *параболы* с показателем степени, равным двум (если принять $\lambda = \text{const}$) или близкой к двум (в общем случае).

Чем больше расход, который необходимо подавать по трубопроводу, тем больше потребный напор. Чем больше коэффициент сопротивления K , тем круче кривые потребного напора.

Величина $H_{\text{ст}} > 0$, если жидкость поднимается или движется в полость с повышенным давлением, и $H_{\text{ст}} < 0$ при опускании жидкости или движении в полость с разрежением (рисунок 1.20.1).

Иногда вместо кривой потребного напора удобнее пользоваться *характеристикой трубопровода*, т.е. зависимостью суммарной потери напора в трубопроводе от расхода $\Delta h_{\text{пот}}(Q)$.

1.21. Соединения простых трубопроводов

1. *Последовательное соединение.* Возьмем несколько труб, например, 1, 2 и 3 одинаковой длины и диаметра, но с различным суммарным коэффициентом местных гидравлических сопротивлений, и соединим их последовательно (рисунок 1.21.1, слева). Очевидно, что при подаче жидкости по такому простому трубопроводу *расход* во всех последовательно соединенных трубах *один и тот же*, а *полная потеря напора* между точками М и N равна *сумме потерь напора* во всех последовательно соединенных трубах:

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 = Q_2 = Q_3; \\ \Delta h_{\text{потM-N}} &= \Delta h_{\text{пот1}} + \Delta h_{\text{пот2}} + \Delta h_{\text{пот3}}. \end{aligned} \quad (1.21.1)$$

Эти уравнения определяют правило построения характеристик последовательного соединения труб. Пусть даны характеристики труб 1, 2 и 3 (рисунок 1.21.1, слева). Чтобы построить характеристику всего последовательного соединения М-Н, следует в соответствии с выражением (1.21.1) *сложить потери напора при одинаковых расходах*, т.е. сложить ординаты всех трех кривых при равных абсциссах.

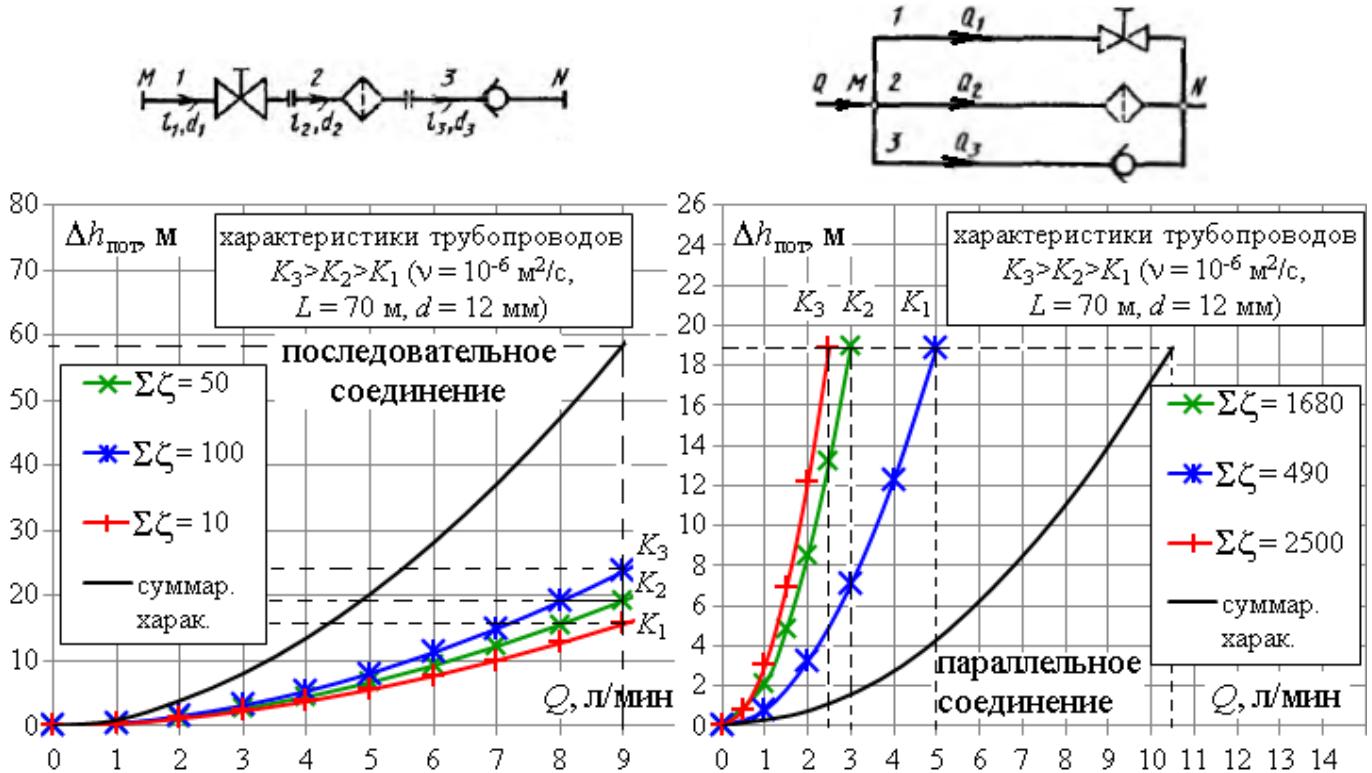


Рисунок 1.21.1 – Характеристики последовательного и параллельного соединения трубопроводов

2. *Параллельное соединение*. Такое соединение нескольких простых трубопроводов (например, 1, 2 и 3) между точками М и Н (рисунок 1.21.1, справа). Для простоты допустим, что трубопроводы расположены в горизонтальной плоскости. Обозначим полные напоры в точках М и Н соответственно через H_M и H_N , расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) – через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_1 , Q_2 , Q_3 ; суммарные потери напора в этих трубопроводах через $\Delta h_{\text{пот}1}$, $\Delta h_{\text{пот}2}$, $\Delta h_{\text{пот}3}$. Очевидно, что *расход в основной магистрали равен сумме расходов* в параллельных трубопроводах:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (1.21.2)$$

Затем выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках М и Н:

$$\Delta h_{\text{пот}1} = H_M - H_N, \quad \Delta h_{\text{пот}2} = H_M - H_N, \quad \Delta h_{\text{пот}3} = H_M - H_N.$$

Отсюда делаем следующий важный вывод:

$$\Delta h_{\text{пот1}} = \Delta h_{\text{пот2}} = \Delta h_{\text{пот3}}, \quad (1.21.3)$$

т.е. *потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой*.

Если их выразить в общем виде через соответствующие расходы:

$$K_1 \cdot Q_1^2 = K_2 \cdot Q_2^2; \quad K_2 \cdot Q_2^2 = K_3 \cdot Q_3^2. \quad (1.21.4)$$

Система уравнений (1.21.2) и (1.21.4) позволяет решать, например, следующую задачу: даны расход в основной магистрали Q и все размеры трубопроводов; определить расходы в параллельных трубопроводах.

Из уравнений (1.21.2) и (1.21.3) следует, что для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов (рисунок 1.21.1, справа) следует *сложить абсциссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах ($\Delta h_{\text{пот}}$)*.

1.22. Трубопроводы с насосной подачей жидкости

В машиностроении основным способом подачи жидкости является принудительная подача насосом. Рассмотрим *совместную работу трубопровода с насосом* и принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости.

Трубопровод с насосной подачей может быть разомкнутым (жидкость перекачивается из одной емкости в другую) или замкнутым (в трубопроводе циркулирует одно и то же количество жидкости).

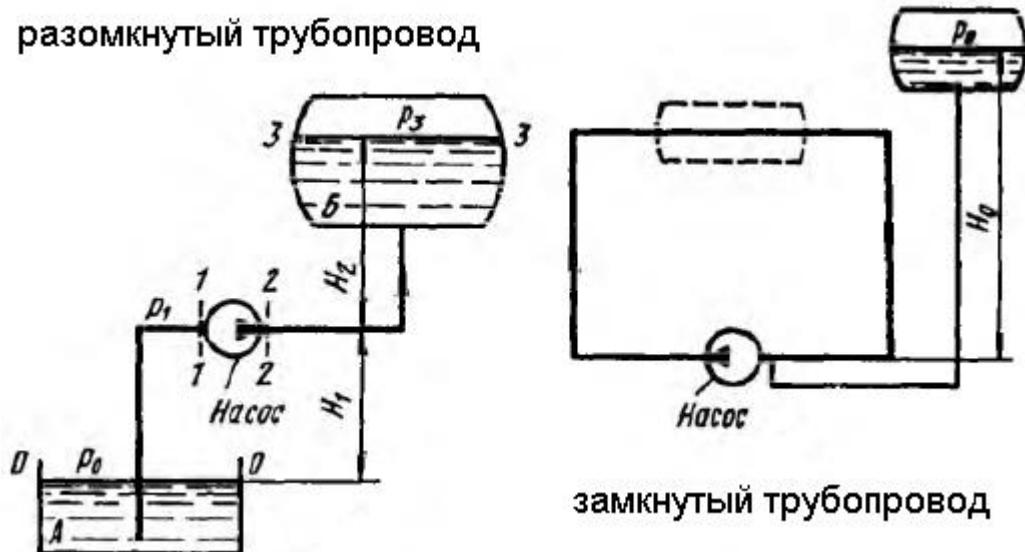


Рисунок 1.22.1 – Трубопроводы с насосной подачей жидкости: разомкнутый и замкнутый

Рассмотрим вначале *разомкнутый трубопровод*, по которому насос перекачивает жидкость из нижнего резервуара с давлением p_0 в другой резервуар с давлением p_3 (рисунок 1.22.1). Высота расположения оси насоса относительно

нижнего уровня H_1 называется *геометрической высотой всасывания*, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, *всасывающим трубопроводом* (линией всасывания). Высота расположения конечного сечения трубопровода, или верхнего уровня жидкости H_2 , называется *геометрической высотой нагнетания*, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, *напорным трубопроводом* (линией нагнетания).

Основное уравнение для расчета всасывающих трубопроводов получается из уравнения Бернулли для сечений 0-0 и 1-1:

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = H_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_{cp1}^2}{2 \cdot g} + \Delta h_{\text{пот.всас.0-1}}. \quad (1.22.1)$$

Оно показывает, что процесс всасывания, т.е. подъем жидкости на высоту H_1 и сообщение ей кинетической энергии и преодоление всех гидравлических сопротивлений происходит за счет использования (с помощью насоса) давления p_0 , которое обычно бывает весьма ограниченным, поэтому расходовать его следует так, чтобы перед входом в насос остался некоторый запас давления p_1 , необходимый для его нормальной бескавитационной работы.

Возможны следующие задачи на расчет всасывающего трубопровода:

1. Даны все размеры и расход и требуется найти абсолютное давление перед входом в насос (проверочный расчет).
2. Дано минимально допустимое абсолютное давление перед входом в насос p_1 и требуется найти одну из величин: минимально необходимое давление p_0 , максимально возможный расход Q_{\max} , минимально допустимый диаметр d_{\min} , максимально возможная высота всасывания $H_{1\max}$.

Основное уравнение для расчета напорных трубопроводов получается из уравнения Бернулли для сечений 2-2 и 3-3:

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_{cp2}^2}{2 \cdot g} = H_2 + \frac{p_3}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{пот.нап.2-3}}. \quad (1.22.2)$$

Введем понятие *напора насоса* – приращение удельной энергии жидкости в насосе (удельная энергия, сообщаемая жидкости насосом):

$$H_{\text{нас}} = \left(\frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_{cp2}^2}{2 \cdot g} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_{cp1}^2}{2 \cdot g} \right). \quad (1.22.3)$$

Если объединить формулы (1.22.1)-(1.22.3):

$$H_{\text{нас}} = \left(H_2 + \frac{p_3}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{пот. нап. 2-3}} \right) - \left(\frac{p_0}{\rho \cdot g} - H_1 - \Delta h_{\text{пот. всас. 0-1}} \right) = H_2 + H_1 + \frac{p_3 - p_0}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{пот. нап. 2-3}} + \Delta h_{\text{пот. всас. 0-1}} = H + \frac{p_3 - p_0}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{сум. пот}} = H_{\text{ст}} + K_{\text{сум}} \cdot Q^2,$$

где H – полная геометрическая высота подъема жидкости ($H_1 + H_2$), м; $K_{\text{сум}}$ – суммарный коэффициент сопротивления всасывающего и напорного трубопроводов, $\text{с}^2/\text{м}^5$.

Сравним полученное выражение с формулой (1.20.3) для потребного напора. Очевидно, что:

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{потреб}}. \quad (1.22.4)$$

Это равенство можно распространить на все случаи устойчивой работы насоса, соединенного с трубопроводом: *при установившемся течении жидкости в трубопроводе насос развивает напор, равный потребному*.

На равенстве (1.22.4) основывается метод расчета трубопроводов, питаемых насосом, который заключается *в совместном построении, в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых*: напорной характеристики насоса $H_{\text{нас}}(Q)$ при постоянной частоте вращения вала и характеристику потребного напора $H_{\text{потреб}}(Q)$ *и в нахождении их точки пересечения* (пример на рисунке 1.22.2).

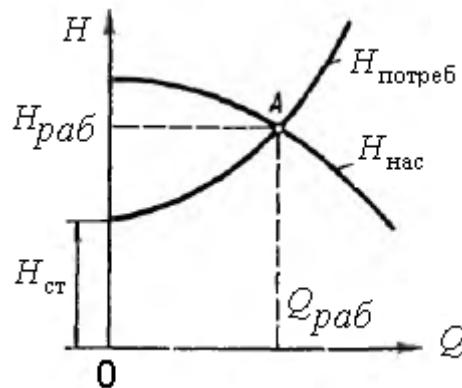


Рисунок 1.22.2 – Графическое нахождение рабочей точки при работе центробежного насоса на трубопровод

Для замкнутого трубопровода (рисунок 1.22.1) геометрическая высота подъема жидкости равна нулю, следовательно,

$$H_{\text{потреб}} = \Delta h_{\text{сум. пот}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = H_{\text{нас}}. \quad (1.22.5)$$

т.е. между потребным напором и напором, создаваемым насосом, справедливо то же равенство.

Замкнутый трубопровод обязательно должен иметь *расширительный, или компенсационный бачок*, соединенный с одним из сечений трубопровода, чаще всего с сечением у входа в насос, где давление имеет минимальное значение (рисунок 1.22.1):

$$p_1 = p_0 + \rho \cdot g \cdot H_0. \quad (1.22.6)$$

В противном случае *абсолютное давление* внутри замкнутого трубопровода было бы *неопределенным, а также переменным* в связи с колебаниями температуры и утечками через неплотности.

1.23. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называют *колебательный процесс*, возникающий в упругом трубопроводе с капельной жидкостью *при внезапном изменении ее скорости*. Он является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, причем величина амплитуды колебаний ограничена вследствие *сжимаемости жидкости и упругой деформации стенок трубопровода*.

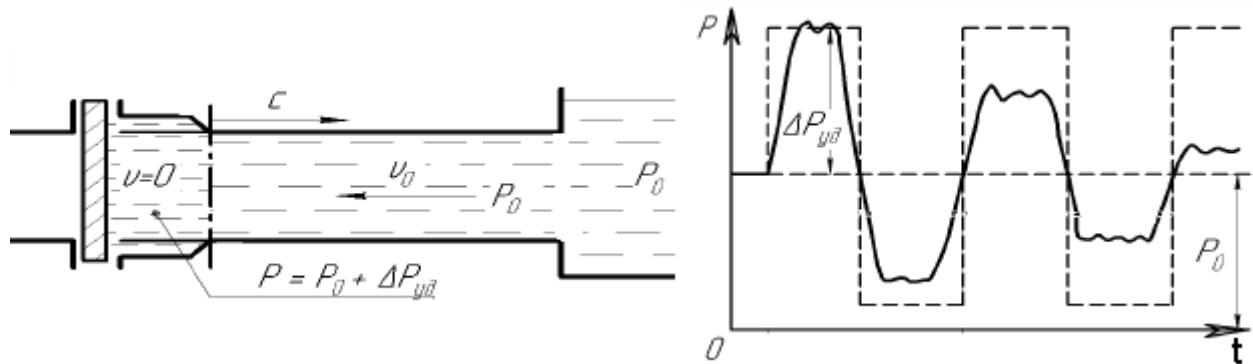


Рисунок 1.23.1 – Начальный момент распространения ударной волны повышенного давления по трубопроводу от внезапно закрывшейся задвижки к резервуару (против направления начального движения жидкости) и диаграмма полного прямого гидроудара

Повышение давления при гидроударе может привести к разрушению трубопровода, требуемая прочность его стенок связана именно с этим параметром. Поэтому часто в инженерной практике под *гидроударом* подразумевается лишь *резкое повышение давления* в напорном трубопроводе *при внезапном торможении потока*, например, при быстром закрытии или открытии органа управления потоком (крана, задвижки и т.д.). Пример распространения ударной волны со скоростью с от внезапно закрывшейся задвижки показан на рисунке 1.23.1 (подробнее со стадиями

развития гидроудара в трубе можно ознакомиться в учебной и учебно-методической литературе).

Диаграмма, показанная штриховыми линиями на рисунке 1.23.1, характеризует *теоретическое изменение избыточного давления* непосредственно у крана (закрытие крана предполагается мгновенным) при достаточном запасе давления в резервуаре по сравнению с максимальным повышением давления при гидроударе $p_0 > \Delta p_{уд}$. Сплошными линиями изображено действительное изменение давления по времени: *давление нарастает и падает*, хотя и круто, но *не мгновенно*, кроме того, имеет место *затухание колебаний давления* (уменьшение его амплитудных значений из-за трения и ухода энергии в резервуар).

Фазой гидроудара t_0 называют время, в течение которого возникшая у крана ударная волна достигнет резервуара и, отразившись от него, снова подойдет к запорному устройству:

$$t_0 = \frac{2 \cdot L}{c}, \quad (1.23.1)$$

где L – длина трубопровода, м;

c – скорость распространения ударной волны, м/с:

$$c = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}} \cdot \sqrt{1 + \frac{E_{ж}}{E_{ст}} \cdot \frac{d}{\delta_{ст}}}, \quad (1.23.2)$$

где $E_{ж}$ – модуль упругости жидкости, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$E_{ст}$ – модуль упругости материала стенок трубопровода, Па;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

$\delta_{ст}$ – толщина стенок трубопровода, м.

Если бы труба имела *абсолютно жесткие стенки* (не деформируемые стенки), то скорость распространения ударной волны будет увеличиться и будет равна *скорости распространения звука в жидкости*:

$$c = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}. \quad (1.23.3)$$

Для воды эта скорость равна 1435 м/с, для бензина 1116 м/с, для масла 1200...1400 м/с.

Гидравлический удар называется *полным*, когда происходит полная остановка движения, например, если кран полностью перекрывает трубопровод.

Гидравлический удар называется *неполным*, когда начальная скорость движения жидкости v_0 изменяется до некоторого значения $v < v_0$, например, при частичном перекрытии крана.

Гидравлический удар называется *прямым*, когда закрытие запорного органа происходит достаточно быстро, а, конкретно, при условии $t_{закр} < t_0$. Здесь $t_{закр}$ – время срабатывания запорного устройства (время закрытия крана).

Гидравлический удар называется *непрямым*, когда торможение жидкости происходит при условии $t_{закр} > t_0$.

Наиболее опасным является полный прямой гидроудар.

Максимальное повышение давления при гидроударе $\Delta p_{уд}$ определяется по *формуле Жуковского*, которая зависит от типа гидроудара:

1. Полный прямой гидроудар:

$$\Delta p_{уд} = \rho \cdot v_0 \cdot c; \quad (1.23.4)$$

2. Полный непрямой гидроудар:

$$\Delta p_{уд} = \rho \cdot v_0 \cdot c \cdot \frac{t_0}{t_{закр}}; \quad (1.23.5)$$

3. Неполный прямой гидроудар:

$$\Delta p_{уд} = \rho \cdot (v_0 - v) \cdot c; \quad (1.23.6)$$

4. Неполный непрямой гидроудар:

$$\Delta p_{уд} = \rho \cdot (v_0 - v) \cdot c \cdot \frac{t_0}{t_{закр}}. \quad (1.23.7)$$

2. Лопастные насосы и гидродинамические передачи

2.1. Схема и принцип действия одноступенчатого центробежного насоса

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (*насос*), либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (*гидравлический двигатель*). Насосы применяют для водоснабжения населения и предприятий, в сельском хозяйстве, в химической промышленности, для добычи и транспортировки нефти, подачи топлива в двигателях ракет и т.п. Гидродвигатели имеют большое значение в гидроприводах, а также в энергетике.

Наибольшее распространение получили объемные и лопастные гидромашины. Для лопастной гидромашины характерны равномерная подача и отсутствие четкого разделения во времени процессов всасывания и нагнетания. Ее рабочим органом является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями (внешний диаметр колеса называют *активным диаметром*). Энергия от рабочего колеса жидкости (лопастной *насос*) или от жидкости рабочему колесу (*гидротурбина*) передается путем *динамического взаимодействия* лопастей колеса с обтекающей их жидкостью.

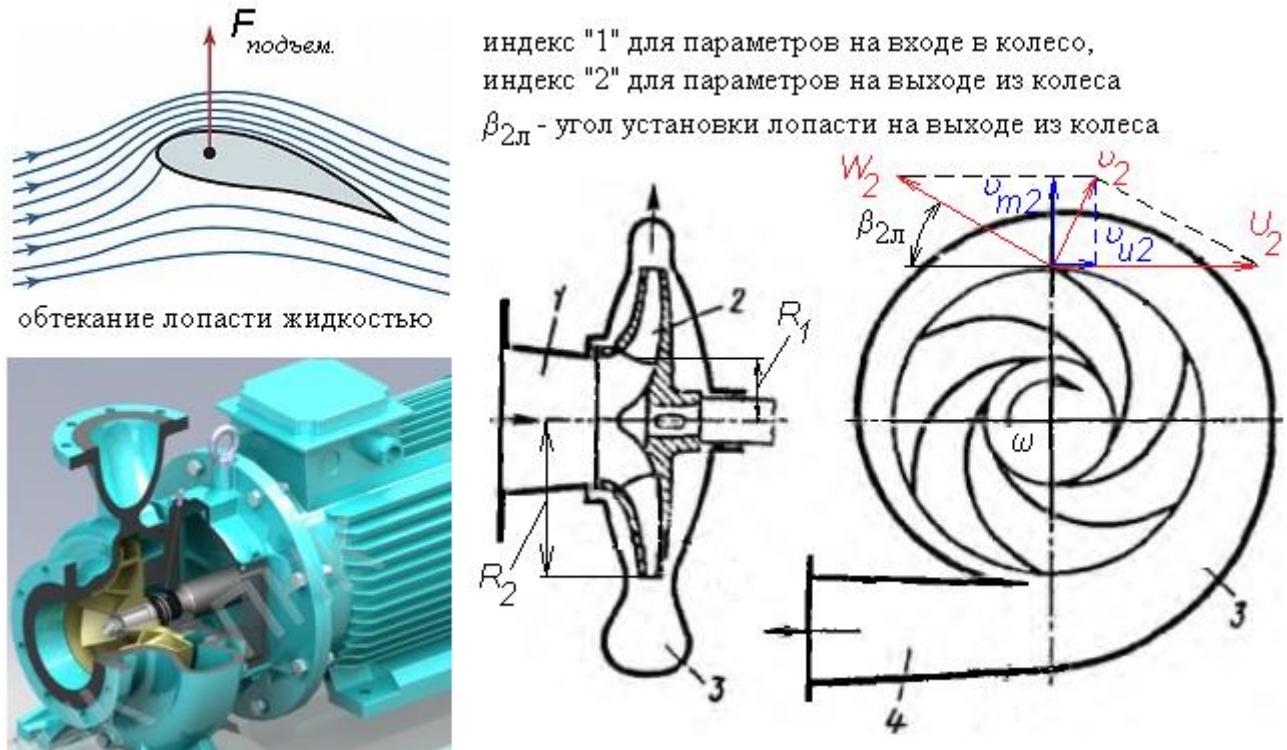


Рисунок 2.1.1 – Формирование подъемной силы на профиле лопасти при обтекании ее жидкостью, одноступенчатый центробежный насос: модель в разрезе и схема, треугольник скоростей

Рассмотрим механизм передачи энергии в лопастном колесе на примере обтекания отдельного крылового профиля (рисунок 2.1.1). При натекании жидкости

на лопасть образуется перепад давлений на верхней и нижней поверхностях профиля и возникает подъемная сила, направление которой зависит от формы лопасти. В *турбине* лопастное колесо будет вращаться, если момент от подъемных сил совпадет с возможным направлением вращения. В *насосе* лопастное колесо приводится во вращение от двигателя, момент подъемных сил на лопастях противодействует вращению, энергия от лопастей передается жидкости.

В качестве примера рассмотрим устройство и принцип действия *одноступенчатого центробежного насоса* (рисунок 2.1.1). Большинство лопастных насосов *не являются самовсасывающими*, поэтому перед началом работы их заполняют перекачиваемой жидкостью. Лопастное колесо 2 рассматриваемого насоса состоит из опорного и покрывного дисков, между которыми установлены лопасти, *изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения*.

Жидкость, вращаясь в колесе, испытывает действие *центробежной силы*, поэтому движется от оси вращения на периферию и попадает в отвод 3. Падение давления, создаваемое при этом в центральной части колеса, способствует *всасыванию жидкости* насосом из трубопровода по *подводу 1*, в задачу которого входит обеспечить равномерное или осесимметричное поле скоростей перед колесом с минимальными потерями энергии.

Отвод 3, в который далее попадает жидкость из колеса, обычно выполняется в виде *спиральной камеры*, обеспечивающей *примерно постоянную среднюю скорость* жидкости за счет постепенного увеличения площади поперечного сечения. На выходе из отвода жидкость движется через *диффузор 4*, который *преобразует часть кинетической энергии* в потенциальную энергию давления, поступает в напорный трубопровод.

Жидкость в лопастном колесе совершает *сложное движение: переносное вращательное* вместе с колесом и *относительное* в каналах колеса. При *допущении о бесконечном числе тонких лопастей* вектор относительной скорости направлен по касательной к поверхности лопасти в данной точке (рисунок 2.1.1).

Окружная скорость U движения жидкости в некоторой точке внутри колеса пропорциональна угловой скорости вращения колеса ω (или частоте вращения n)

$$U = \omega \cdot R = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R, \quad (2.1.1)$$

где R – радиус расположения рассматриваемой точки, м.

Абсолютная v , окружная U , относительная W скорости связаны между собой:

$$\vec{v} = \vec{U} + \vec{W}. \quad (2.1.2)$$

Вектор абсолютной скорости проецируется на радиальное направление (v_m – меридиональная скорость) и окружное направление (v_u – окружная составляющая абсолютной скорости) (рисунок 2.1.1):

$$v = \sqrt{v_u^2 + v_m^2}, \quad v_u = U - v_m \cdot \operatorname{ctg} \beta_{\text{л}}. \quad (2.1.3)$$

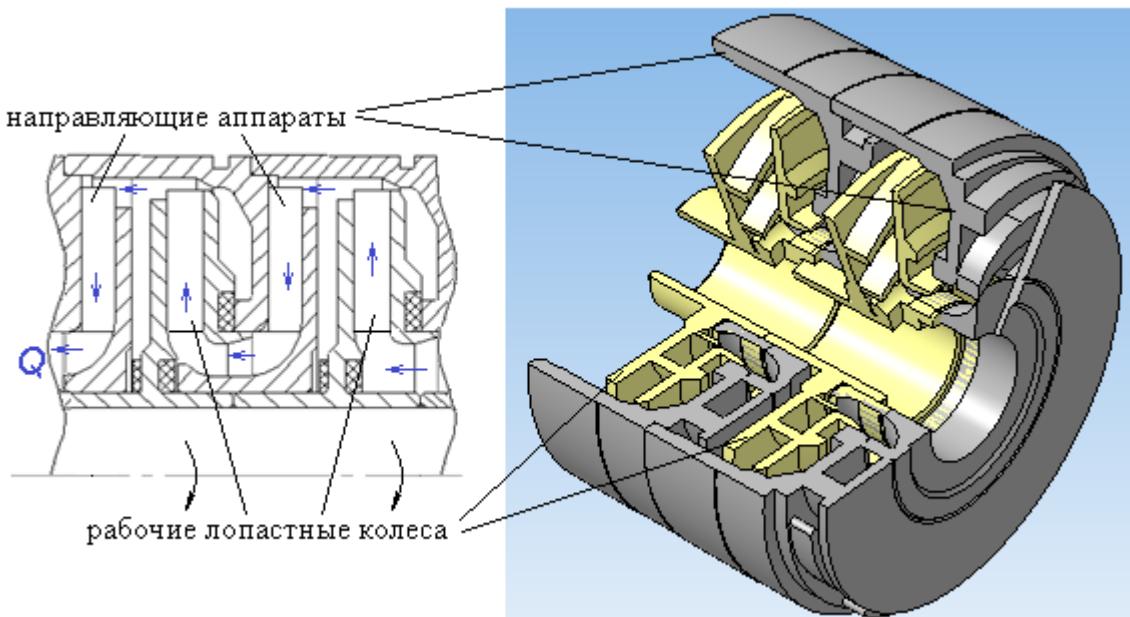


Рисунок 2.1.2 – Схема и модель в разрезе многоступенчатого центробежного насоса (показаны только две ступени)

Многоступенчатые лопастные насосы имеют на одном валу несколько последовательно соединенных вращающихся рабочих колес (рисунок 2.1.2). Причем за каждым колесом вместо спиральной камеры расположен *неподвижный лопастной направляющий аппарат*. Он обеспечивает преобразование кинетической энергии в потенциальную, равномерный подвод жидкости к входу в очередное колесо при заданном угле, характеризующем направление вектора скорости. Многоступенчатые лопастные насосы обеспечивают *значительное увеличение напора при той же подаче*.

2.2. Основные параметры лопастного насоса. Баланс энергии

Основными параметрами лопастного насоса являются:

1. *Подача* Q , $\text{м}^3/\text{с}$ – объем жидкости, перемещаемый насосом через выходной патрубок в единицу времени.
2. *Напор насоса* H , м – энергия, сообщаемая насосом единице веса жидкости:

$$H_{\text{нac}} = \left(\frac{p_{\text{н}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{н}}^2}{2 \cdot g} \right) - \left(\frac{p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} \right). \quad (2.2.1)$$

Здесь индексы «вс» и «н» означают параметры на всасывании и нагнетании соответственно.

3. Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$, Вт:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H_{\text{нac}} \cdot Q. \quad (2.2.2)$$

4. Потребляемая насосом мощность N , Вт:

$$N = M \cdot \omega, \quad (2.2.3)$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м.

5. Коэффициент полезного действия насоса (КПД) η :

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{об}}, \quad (2.2.4)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД, учитывающий потери на трение в подшипниках, в уплотнениях вала и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость (дисковое трение):

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{г}}}{N}, \quad (2.2.5)$$

$N_{\text{г}}$ – гидравлическая мощность при теоретической подаче насоса, Вт;

$\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД, учитывающий утечки через неплотности из корпуса насоса в окружающую среду и перетечки из отвода в подвод через зазор между колесом и корпусом:

$$\eta_{\text{об}} = \frac{N'}{N_{\text{г}}}, \quad (2.2.6)$$

N' – гидравлическая мощность при действительной подаче насоса, Вт;

$\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД, учитывающий потери напора на гидравлическое трение, местные потери напора, ударные потери напора на входе и на выходе колеса:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{N_{\text{п}}}{N'}. \quad (2.2.7)$$

Ударные потери напора на входе в колесо возникают при уменьшении или увеличении подачи насоса относительно расчетной (оптимальной), так при этом происходит отрыв потока от кромки лопасти и вихреобразование из-за отклонения направления относительной скорости от направления касательной к лопасти.

Ударные потери напора на выходе из колеса связаны с тем, что скорость жидкости на выходе из колеса превышает среднюю скорость в спиральной камере (кроме того, не совпадают направления векторов этих скоростей).

Теоретическое значение крутящего момента M на валу насоса можно получить, применив теорему о моменте количества движения жидкости в лопастном колесе: секундное изменение момента количества движения равно моменту внешних сил, действующих на жидкость. Тогда, обозначив индексами «1» и «2» параметры на входе и выходе колеса соответственно (рисунок 2.1.1):

$$M = \rho \cdot Q \cdot (v_{u2} \cdot R_2 - v_{u1} \cdot R_1). \quad (2.2.8)$$

На основе формулы (2.2.2), (2.2.3), (2.2.8), принимая значение КПД насоса равным единице, можно получить основное уравнение лопастных насосов для теоретического значения напора:

$$H_{\text{нас.теор}} = \frac{\omega}{g} \cdot (v_{u2} \cdot R_2 - v_{u1} \cdot R_1). \quad (2.2.9)$$

Если подвод лопастного насоса выполнен в виде прямоосного конфузора, закрутка потока (момент скорости) на входе в колесо отсутствует $v_{u1} \cdot R_1 = 0$.

2.3. Характеристики лопастного насоса. Влияние частоты вращения.

Коэффициент быстроходности

Обычно лопастной насос проектируют под некоторый расчетный режим работы. Однако насос может работать и при другой подаче из разрешенного в паспорте насоса диапазона.

Чтобы знать, как при этом будут изменяться напор, потребляемая мощность, КПД, проводятся испытания насоса на специальном стенде, и по их результатам строятся характеристики насоса при постоянной частоте вращения вала $n = \text{const}$ и постоянных свойствах жидкости: напорная $H_{\text{нас}}(Q)$, мощностная $N(Q)$ и энергетическая $\eta(Q)$.

В качестве примера на рисунке 2.3.1 показаны паспортные характеристики центробежного насоса К 200-125-250Е. По графикам можно найти напор, потребляемую мощность и КПД при любом значении подачи: например, при расчетной (оптимальной) подаче 300 м³/ч получим 50 м, 52 кВт, 60% соответственно.

Иногда возникает необходимость пересчета характеристик насоса на новый режимный параметр – *частоту вращения вала n* . Например, чтобы обеспечить работу насоса с другим двигателем.

Тогда необходимо использовать получаемые с помощью *теории подобия* *формулы пересчета* подачи, напора и мощности при изменении частоты вращения:

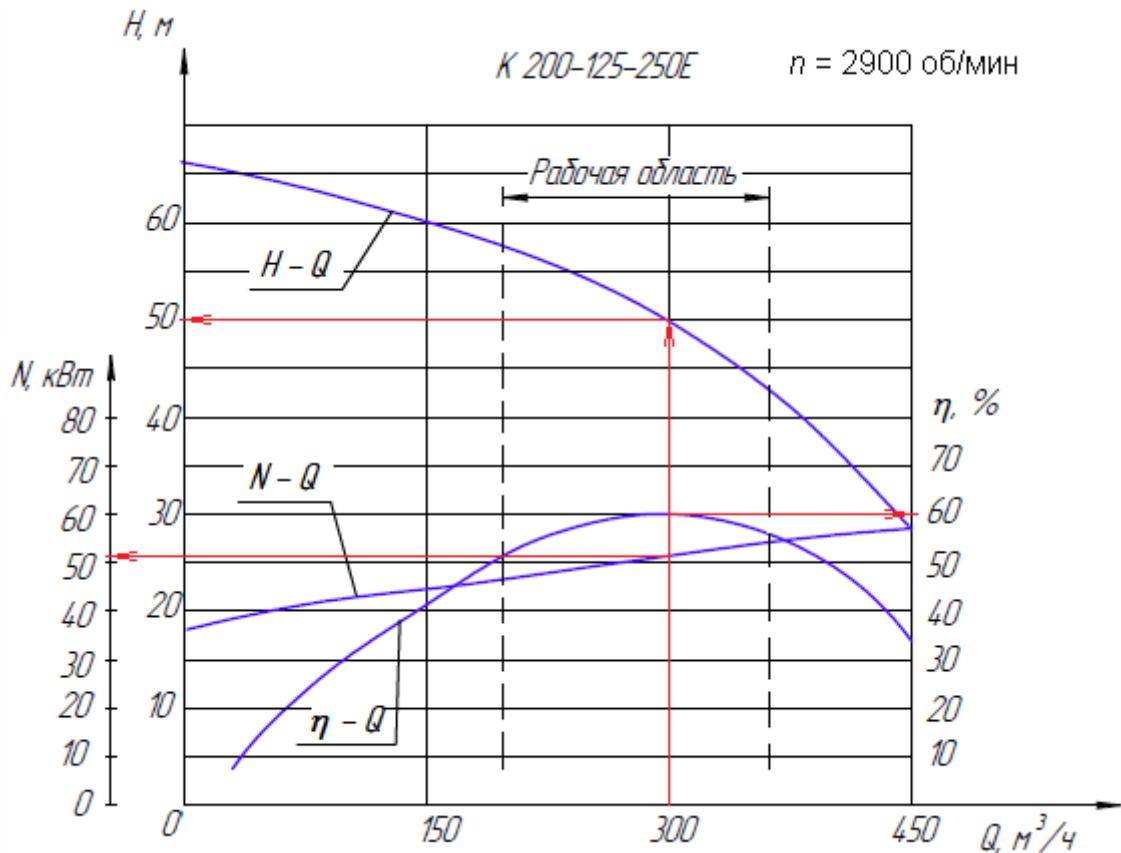


Рисунок 2.3.1 – Паспортные напорная, мощностная, энергетическая характеристики консольного центробежного электронасоса К 200-125-250Е

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1}, \quad (2.3.1)$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2, \quad (2.3.2)$$

$$N_2 = N_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3. \quad (2.3.3)$$

При этом принимается, что при сходственных режимах КПД не изменяется $\eta_2 = \eta_1$. Пример пересчета характеристик насоса К 200-125-250Е при снижении частоты вращения с 2900 до 2500 об/мин (рисунок 2.3.2).

Для использования законов подобия при определении размеров вновь проектируемой гидромашины важно правильно выбрать прототип (модель),

обладающий высокими технико-экономическими показателями на режимах, подобных заданному режиму работы проектируемой машины.

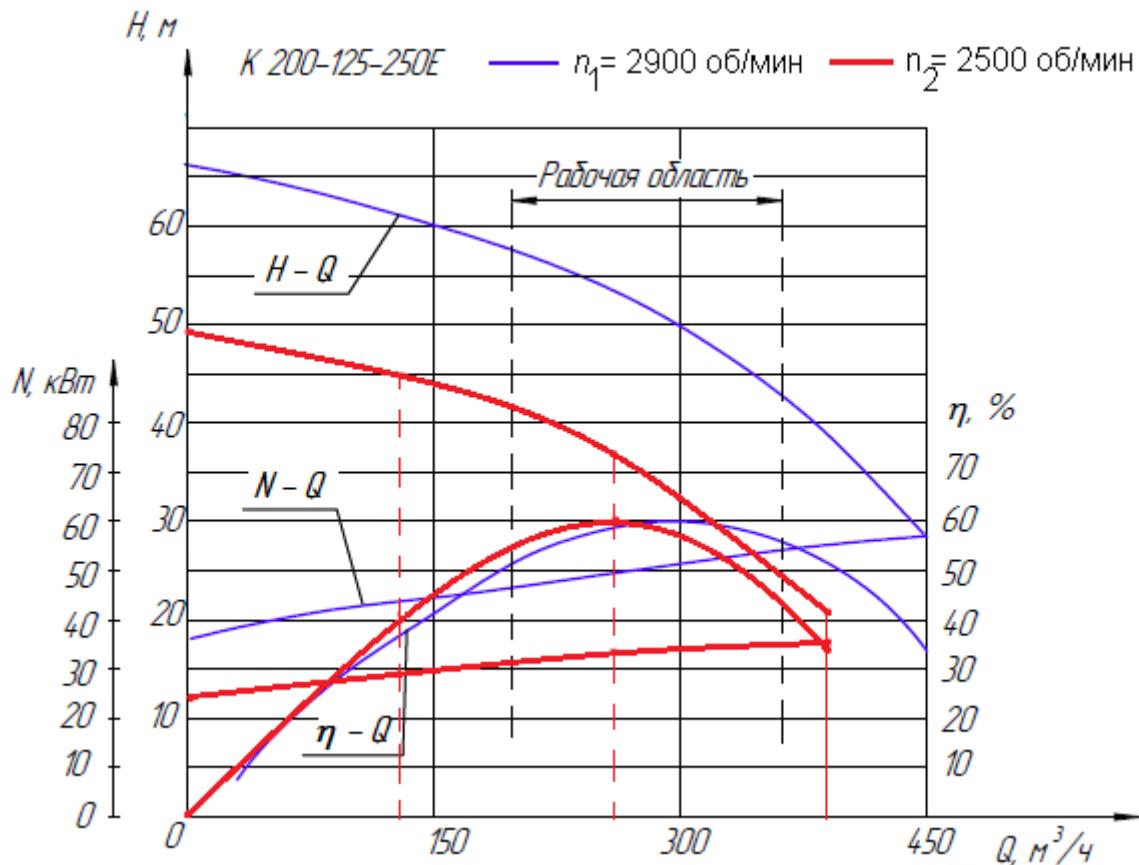


Рисунок 2.3.2 – Пересчет характеристик насоса К 200-125-250Е на новую частоту вращения

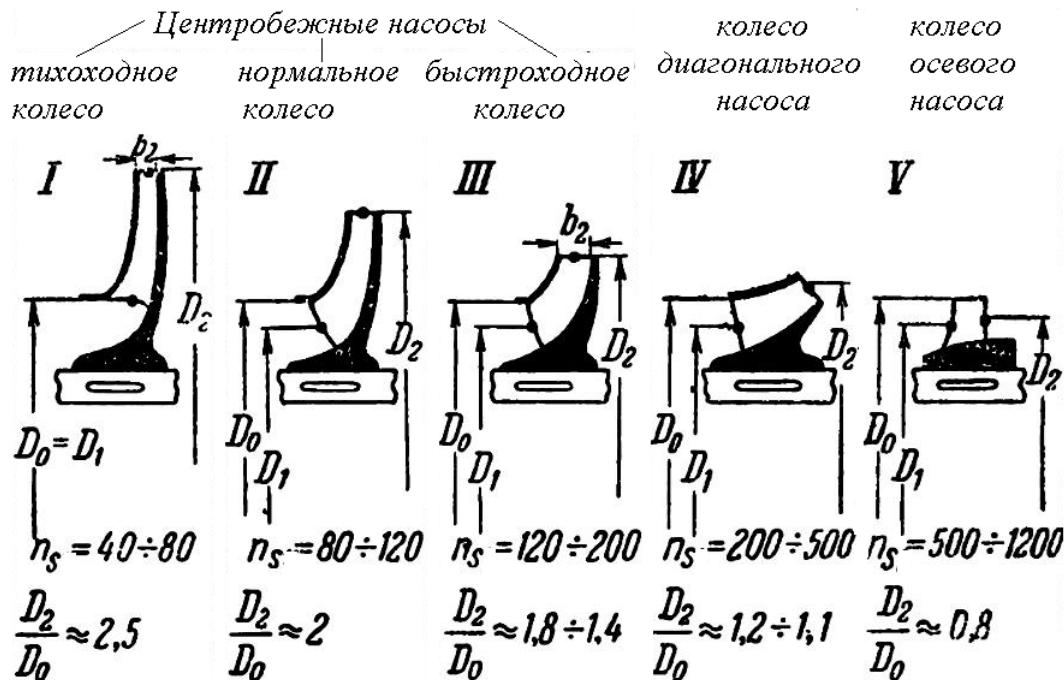


Рисунок 2.3.3 – Классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности

Для этого используется *коэффициент быстроходности*, который служит критерием подобия и является одинаковым для подобных гидромашин (частота вращения n подставляется в об/мин, подача – в м³/с, напор – в метрах, размерность n_s обычно не указывают):

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}}. \quad (2.3.4)$$

При регулировании подачи лопастного насоса величина коэффициента быстроходности может изменяться. Поэтому, характеризуя данный насос с помощью коэффициента быстроходности, имеют в виду *режим с максимальным КПД (оптимальный)*. На рисунке 2.3.3 представлена классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности.

2.4. Работа лопастного насоса на сеть. Параллельное и последовательное подключение насосов к сети

Как уже обсуждалось в разделе 1.22, при установившемся течении жидкости в трубопроводе *насос развивает напор, равный потребному* (формула (1.22.4)).

А также был описан *графический метод расчета трубопроводов, подключенных к насосу*: нахождение точки пересечения напорной характеристики насоса и характеристики потребного напора, построенных в одном и том же масштабе и на одном графике.

Рассмотрим с помощью указанного метода *особенности регулирования* характеристик совместной работы насоса и трубопроводной сети.

К двум самым распространенным способам регулирования относятся:

1. *Регулирование задвижкой, установленной в напорном трубопроводе*. В этом случае будет изменяться характеристика потребного напора (характеристика сети). Например, частичное прикрытие задвижки вызовет рост гидравлического сопротивления, увеличение крутизны характеристики сети (формулы (1.20.2)-(1.20.4)), снижение подачи и увеличение напора насоса (на рисунке 2.4.1 (слева) с 360 до 280 м³/ч, с 42 до 51 м). Данный способ является *наиболее простым, но приводит к значительным потерям энергии* (потери напора на задвижке).

2. *Регулирование частоты вращения вала двигателя*. В этом случае будет изменяться напорная характеристика насоса. Например, некоторое снижение частоты вызовет соответствующее изменение напорной и энергетической характеристик насоса (формулы (2.3.1)-(2.3.2)), снижение подачи и напора насоса (на рисунке 2.4.1 (справа) с 360 до 295 м³/ч, с 42 до 39,5 м). Данный способ является *наиболее эффективным* (нет дополнительных потерь энергии), однако требует

наличия двигателя, допускающего изменение частоты вращения (двигателя внутреннего сгорания, электродвигателя постоянного тока, асинхронного электродвигателя с частотным преобразователем).

К другим способам регулирования относятся: *перепуск части жидкости из напорного трубопровода во всасывающий через задвижку по обводной трубе, обточка лопастного колеса по внешнему диаметру*.

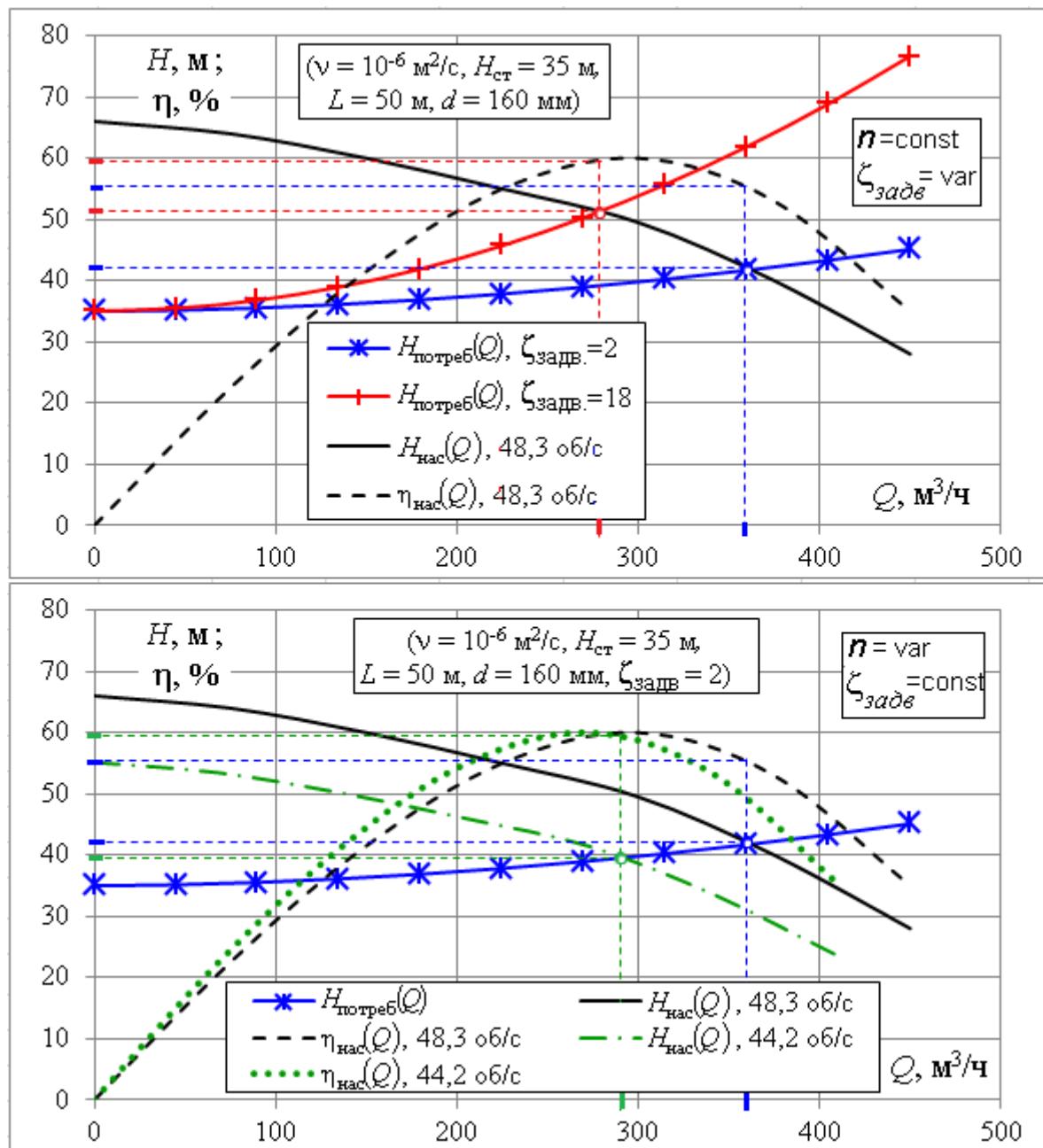


Рисунок 2.4.1 – Характеристики совместной работы лопастного насоса и трубопроводной сети при регулировании задвижкой (верхний) и изменении частоты вращения вала (нижний)

Часто на практике трубопроводная сеть обеспечивается *совместной работой нескольких насосов*.

Рассмотрим, как изменятся напорные характеристики при параллельном и последовательном подключении двух лопастных насосов к трубопроводной сети.

Обычно в этом случае используются одинаковые насосы, однако для наглядности применим насосы разных марок.

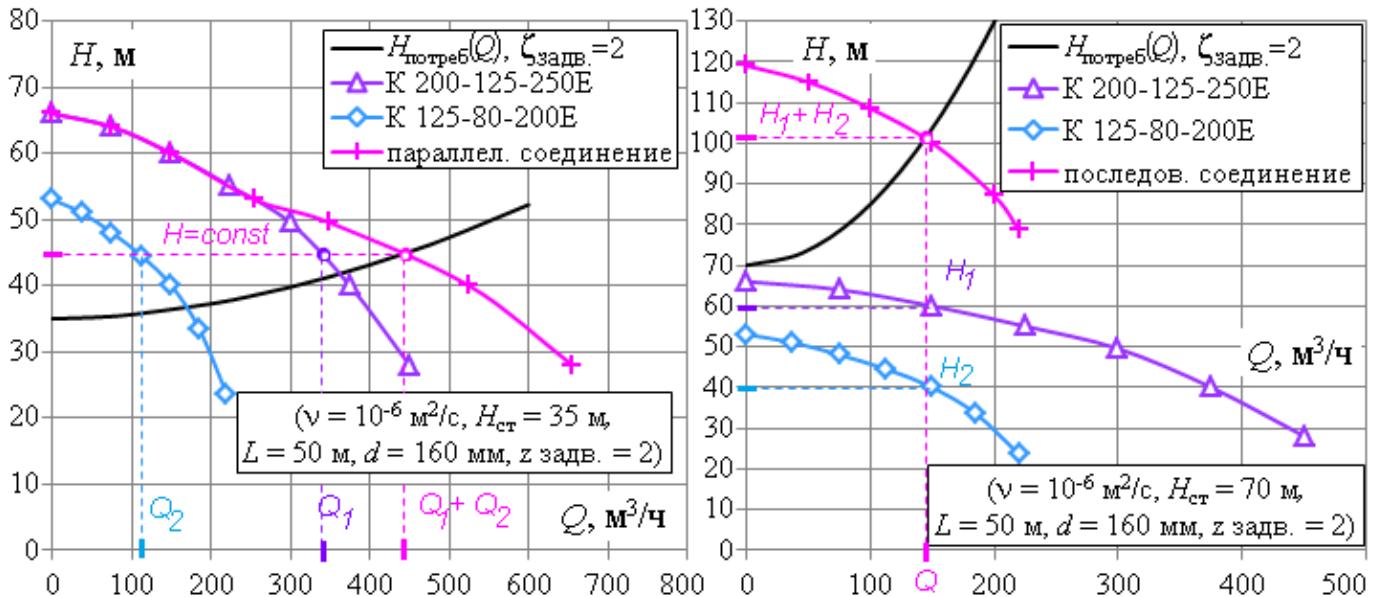


Рисунок 2.4.2 – Характеристики совместной работы двух разных лопастных насосов и трубопроводной сети при двух подключениях: слева – параллельном, справа – последовательном

1. *Параллельное соединение насосов.* Применяется в том случае, если один насос не может обеспечить требуемой подачи жидкости. Целесообразно при пологих напорных характеристиках подключаемых насосов.

Как показано в левой части рисунка 2.4.2, при независимом подключении насос К 200-125-250Е подавал бы в рассмотренную трубопроводную сеть $360 \text{ м}^3/\text{ч}$ жидкости при напоре 41,5 м, насос К 125-80-200Е – $170 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре 37,5 м. При параллельной работе данных насосов в сеть будет поступать $435 \text{ м}^3/\text{ч}$ жидкости (подача 1-го насоса – $330 \text{ м}^3/\text{ч}$, а 2-го – $105 \text{ м}^3/\text{ч}$). Причем напор будет одинаковым (45 м).

2. *Последовательное соединение насосов.* Используется, когда один насос не может обеспечить требуемого напора. Тем не менее, по возможности, вместо этого соединения будет экономичнее использовать многоступенчатые насосы.

Как показано в правой части рисунка 2.4.2, ни насос К 200-125-250Е, ни насос К 125-80-200Е при независимом подключении не смогли бы работать с рассмотренной трубопроводной сетью. При последовательном подключении оба насоса будут подавать в сеть жидкость с одинаковым расходом $145 \text{ м}^3/\text{ч}$. Суммарный напор насосной установки составит около 100 м (напор 1-го насоса – 60 м, а 2-го – 40 м).

2.5. Кавитация в центробежных насосах

Явление кавитации было описано в подразделе 1.14. В частности, было отмечено, что *условием начала кавитации* является падение абсолютного давления до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре.

Сначала проанализируем, где именно внутри центробежного насоса может возникнуть кавитация. Давление неодинаково распределено в различных точках проточной полости центробежного насоса. *Минимальное давление* обычно фиксируется на *вогнутых частях входных кромок лопастей*, причем в точках, наиболее удаленных от оси вращения. Помимо указанных зон кавитация может начаться в *местах отрыва потока жидкости с поверхности лопасти*.

Кроме того, возникновению кавитации способствует увеличение скорости жидкости из-за *увеличения частоты вращения*.

На 1-й стадии кавитация представлена смесью жидкости и пузырьков, на 2-й стадии – паровыми полостями (кавернами) на лопасти, на 3-й стадии вся лопасть попадает внутри каверны (передачи энергии от лопасти к жидкости невозможна).

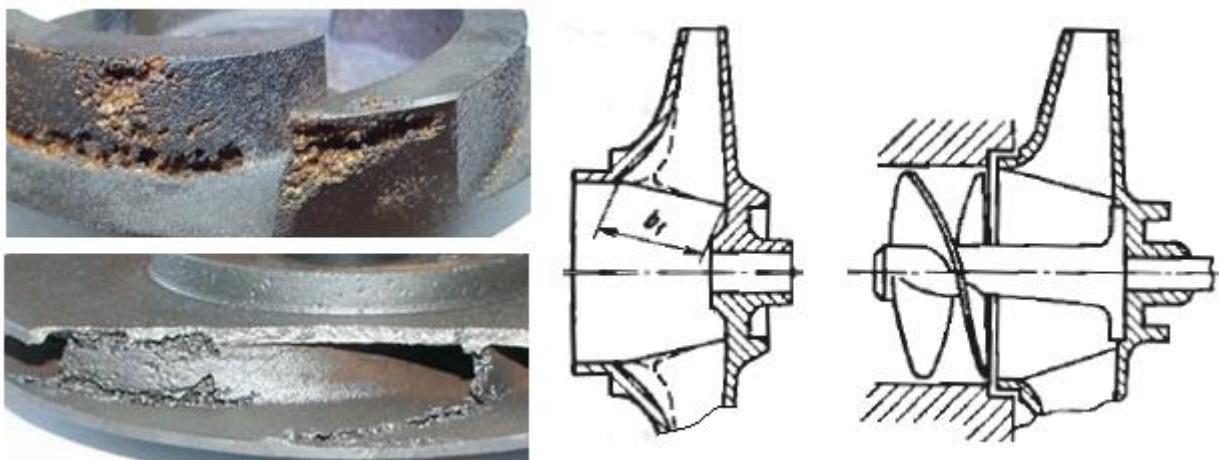


Рисунок 2.5.1 – Кавитационный износ деталей лопастных гидромашин. Примеры борьбы с кавитацией в лопастных насосах: увеличение ширины колеса на входе и установка перед входом в лопастное колесо шнека

Последствия кавитации: падение напора и КПД насоса, постепенное разрушение материала стенок (рисунок 2.5.1), термическая и электрохимическая коррозия, шум, треск, вибрация.

Меры против кавитации: ограничение скорости в проточной полости и предотвращение отрыва потока от лопастей за счет *рациональной формы проходного сечения и профилей лопастей* (рисунок 2.5.1); эксплуатация насосов на режимах, близких к расчетным; подпор жидкости на входе в насос (установка бака, из

которого всасывается жидкость, выше уровня насоса); установка перед входом в лопастное колесо центробежного насоса *осевого колеса или двух- или трехвиткового шнека* (рисунок 2.5.1).

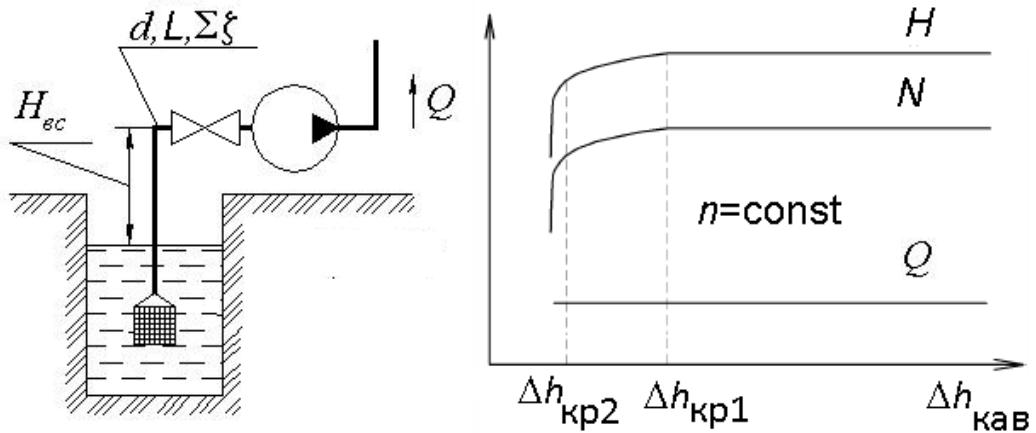


Рисунок 2.5.2 – Схема всасывающей линии и кавитационные характеристики лопастного насоса

Из сказанного выше следует, что *условие бескавитационной работы* типа ($p_{\text{абс.вс}}$ – абсолютное давление жидкости во входном патрубке насоса, $p_{\text{н.п}}$ – давление насыщенных паров)

$$p_{\text{абс.вс}} > p_{\text{н.п}} \quad (2.5.1)$$

является необходимым, но не достаточным, так как гарантирует *отсутствие кавитации лишь во входном патрубке насоса*, но не в лопастном колесе.

Поэтому, согласно уравнению для всасывающего трубопровода (1.22.1), *вероятность возникновения кавитации во входном патрубке возрастает* с увеличением высоты всасывания $H_{\text{вс}}$, скорости движения жидкости во входном патрубке $v_{\text{вс}}$, потерь напора во всасывающем трубопроводе $\Delta h_{\text{пот.вс}}$ (рисунок 2.5.2):

$$\frac{p_{\text{абс.вс}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - H_{\text{вс}} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{пот.вс}}. \quad (2.5.2)$$

Пусть *кавитационный запас* – это параметр, характеризующий превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над давлением ее насыщенных паров, выраженным в метрах столба жидкости:

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{абс.вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g}. \quad (2.5.3)$$

Очевидно, что при одной и той же температуре жидкости и подаче насоса *кавитационный запас снижается с уменьшением давления во входном патрубке*.

Условие бескавитационной работы в этом случае будет иметь вид:

$$\Delta h_{\text{кав}} \geq \Delta h_{\text{доп.кав}}, \quad (2.5.4)$$

где $\Delta h_{\text{доп.кав}}$ – минимально допустимый кавитационный запас, м.

Его определяют в ходе *кавитационных испытаний* насоса при постоянных частоте вращения вала и свойствах жидкости *отдельно для каждого значения подачи* из рабочего диапазона (так как $\Delta h_{\text{доп.кав}}$ увеличивается с ростом подачи).

В течение каждого испытания давление на входе в насос (а значит и кавитационный запас) постепенно уменьшают за счет увеличения высоты всасывания или гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода, поддерживая подачу насоса постоянной и контролируя показания измерительных приборов.

При достижении *1-го критического кавитационного запаса* $\Delta h_{\text{кр1}}$ (рисунок 2.5.2) начинается кавитация, характеризуемая некоторым снижением напора и мощности насоса (размеры каверн на входе в колесо еще невелики).

По мере дальнейшего уменьшения давления достигается *2-й критический кавитационный запас* $\Delta h_{\text{кр2}}$ (рисунок 2.5.2), когда из-за быстрого увеличения каверн до размеров лопастей напор и мощность резко падают, а затем происходит полный срыв работы насоса.

Затем определяют минимально допустимый кавитационный запас для данного значения подачи:

$$\Delta h_{\text{доп.кав}} = (1,1 \dots 1,3) \cdot \Delta h_{\text{кр}}, \quad (2.5.5)$$

причем меньшее значение выбирают, если расчет ведут по $\Delta h_{\text{кр1}}$.

Чем *меньше значение* минимально допустимого кавитационного запаса, тем *ниже вероятность* возникновения кавитации в лопастном насосе.

2.6. Основные сведения о гидродинамических передачах

Гидродинамические передачи (ГДП) – гидравлические передачи, передающие механическую энергию с одного вала на другой с использованием лопастных насосов и турбины (посредством потока жидкости, без жесткого соединения валов).

Различают два вида ГДП: гидродинамические муфты (ГДМ, гидромуфты) и гидродинамические трансформаторы (ГДТ, гидротрансформаторы):

1. *Гидромуфты* – гидродинамические передачи, передающие мощность без изменения крутящего момента.

2. Гидротрансформаторы – гидродинамические передачи, способные изменять крутящий момент.

Для уменьшения потерь энергии, согласно идеи Г. Феттингера, лопастные колеса в ГДП установлены внутри корпуса напротив друг друга с небольшим зазором.

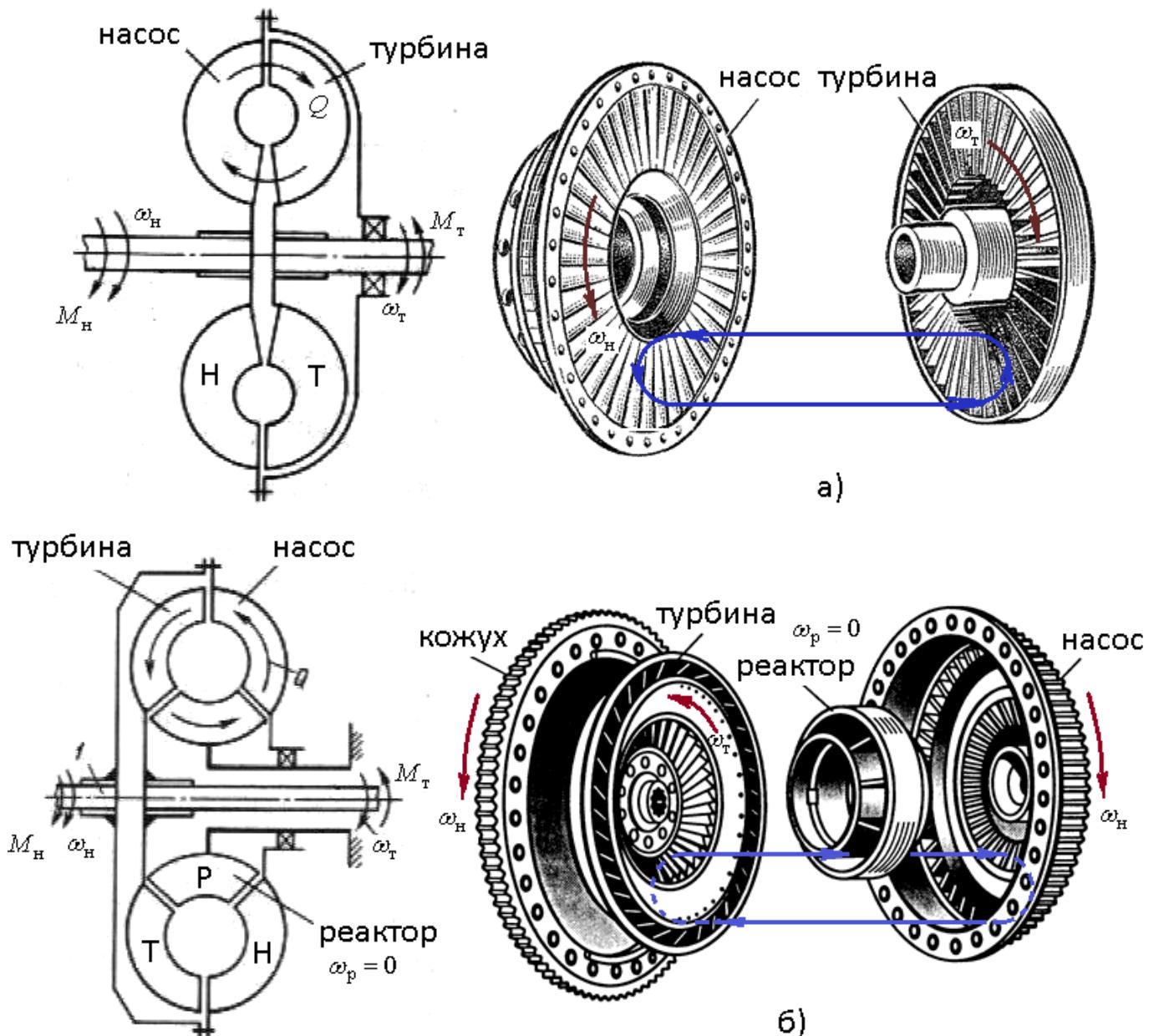


Рисунок 2.6.1 – Схемы и лопастные колеса гидромуфты (сверху) и гидротрансформатора (снизу)

В гидромуфте (рисунок 2.6.1) сначала механическая энергия преобразуется в гидравлическую энергию потока в насосном колесе, жидкость попадает в турбинное колесо, где гидравлическая энергия снова превращается в механическую энергию, используемую потребителем, а жидкость возвращается в насосное колесо.

Баланс моментов и удельных энергий жидкости в гидромуфте:

$$M_H = M_T, \quad H_{\text{теор.н}} = H_{\text{теор.т}} + \Delta h_{\text{пот}}. \quad (2.6.1)$$

В гидротрансформаторе (рисунок 2.6.1) есть как минимум одно дополнительное лопастное колесо – *реактор*, который соединен с неподвижным корпусом и участвует в динамическом взаимодействии с потоком жидкости, изменяя его направление. На реакторном колесе не создается напор $H_{\text{теор.р}} = 0$ (так как оно не вращается), но возникает крутящий момент M_p . Знак M_p зависит от того, под каким углом жидкость набегает на лопасти реактора из предыдущего колеса:

- если $M_p > 0$, то $M_t > M_h$;
- если $M_p < 0$, то $M_t < M_h$.

Баланс моментов и удельных энергий жидкости в гидротрансформаторе:

$$M_h + M_p = M_t, \quad H_{\text{теор.н}} = H_{\text{теор.т}} + \Delta h_{\text{пот}}. \quad (2.6.2)$$

Несмотря на меньшее по сравнению с механическими передачами значение *КПД* гидродинамические передачи обладают следующими *преимуществами*:

- автоматическую защиту двигателя от внезапных и пусковых перегрузок и ударных нагрузок;
- бесступенчатое изменение выходного крутящего момента при изменении частоты вращения выходного вала;
- плавность работы (нет вибраций и толчков), высокую надежность и долговечность, малые габариты и массу.

ГДП используются в дорожных, строительных, транспортных, горных машинах, работающих при переменных нагрузках, а также в некоторых автоматических трансмиссиях автомобилей.

Основными параметрами ГДП являются:

Внутренние параметры – напоры и расходы жидкости в лопастных колесах ГДП, гидравлические мощности потоков в лопастных колесах.

Внешние параметры:

1. Крутящие моменты на валах насосного колеса и турбинного колеса соответственно $M_h, M_t, \text{Н}\cdot\text{м}$;
2. Угловые скорости вращения ω_h, ω_t , рад/с (частоты вращения n_h, n_t , об/с) насосного и турбинного колес соответственно;
3. Мощности на валах насосного колеса и турбинного колеса соответственно N_h, N_t , Вт;
4. Передаточное отношение ГДП:

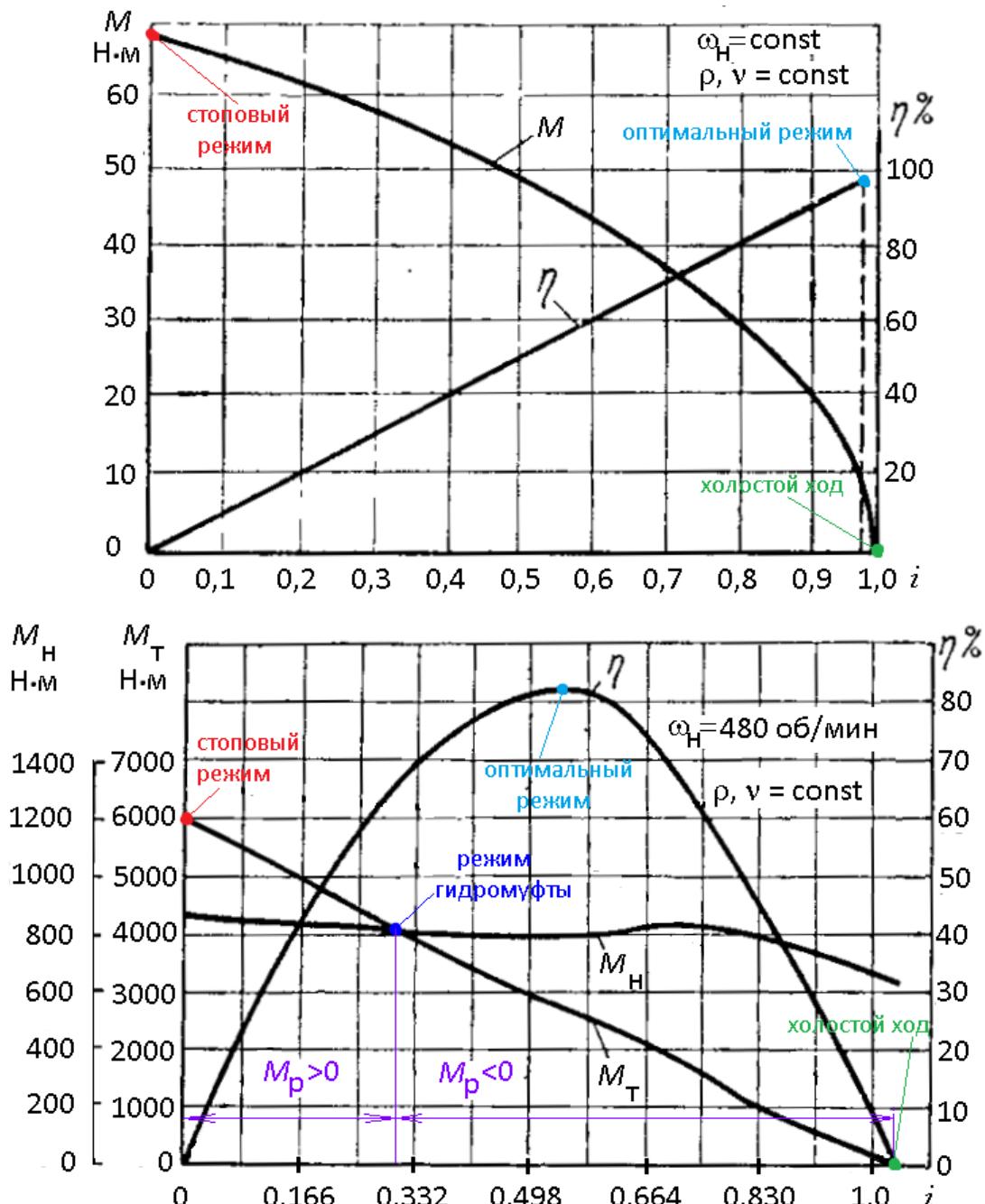


Рисунок 2.6.2 – Внешние характеристики гидромуфты (сверху) и гидротрансформатора (снизу)

$$i = \frac{\omega_T}{\omega_H}; \quad (2.6.1)$$

5. Скольжение ГДП, %:

$$s = \frac{\omega_H - \omega_T}{\omega_H} \cdot 100\%. \quad (2.6.2)$$

Если выразить скольжение в долях числа:

$$s = \frac{\omega_H - \omega_T}{\omega_H} = 1 - \frac{\omega_T}{\omega_H} = 1 - i. \quad (2.6.3)$$

6. Коэффициент трансформации момента ГДП:

$$K^* = \frac{M_T}{M_H}. \quad (2.6.4)$$

Для гидромуфты $K^* = 1$.

7. КПД гидродинамической передачи:

$$\eta = \frac{N_t}{N_h} = \frac{M_t \cdot \omega_t}{M_h \cdot \omega_h} = K^* \cdot i. \quad (2.6.5)$$

Для гидромуфты $\eta = i$.

На *тяговом режиме* мощность за исключением потерь передается через ГДП от двигателя к приводимому рабочему органу.

На *обгонном тормозном режиме* ($\omega_t > \omega_h$) мощность за исключением потерь направляется через ГДП от рабочего органа к двигателю (насосное колесо работает в режиме турбинного, турбинное колесо – в режиме насосного).

При *тормозном режиме противовращения* ($\omega_t < 0$) мощность подводится к ГДП как от рабочего органа, так и от двигателя.

На рисунке 2.6.2 показаны примеры *внешних характеристик гидромуфты и гидротрансформатора* с указанием основных характерных точек тягового режима работы.

3. Объемные гидронасосы

3.1. Общие сведения об объемных гидромашинах

Рабочий процесс *объемной гидромашины* основан на попеременном заполнении рабочих камер жидкостью и вытеснении ее из рабочих камер.

Под *рабочей камерой* здесь понимается ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода жидкости.

Объемные насосы создают поток жидкости под давлением, а *объемные гидродвигатели* используют его.

В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер поршнями, плунжерами, шестернями, винтами, пластинами и т.д.: при увеличении объема рабочей камеры давление уменьшается (*всасывание*), при уменьшении объема рабочей камеры давление увеличивается (*нагнетание*).

По характеру процесса вытеснения жидкости, объемные насосы разделяют на:

1. *поршневые (плунжерные)*, в которых жидкость вытесняется из неподвижных камер за счет возвратно-поступательного движения поршней, плунжеров, диафрагм;
2. *роторные*, в которых вытеснение жидкости из перемещаемых рабочих камер происходит в результате вращательного или вращательно-поступательного движения шестерен, винтов, пластин, поршней.

По характеру движения рабочих органов роторные насосы разделяют на:

1. *роторно-вращательные – шестеренные* (с внешним или внутренним зацеплением) и *винтовые* (одно-, двух- и трехвинтовые);
2. *роторно-поступательные – пластинчатые* (одно- и двухкратного действия), *радиально-поршневые* (одно- и многократного действия), *аксиально-поршневые* (с наклонным блоком и с наклонным диском).

По характеру движения выходного (ведомого) звена объемные гидродвигатели делят на три класса:

1. *гидроцилиндры* с возвратно-поступательным движением выходного звена;
2. *гидромоторы* с непрерывным вращательным движением выходного звена;
3. *поворотные гидродвигатели* с ограниченным углом поворота выходного звена.

Для объемных насосов по сравнению с лопастными характерны:

- *цикличность работы* (есть четкое разделение во времени процессов всасывания и нагнетания) и связанная с ней *неравномерность подачи*;
- *герметичность* (постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего);
- *самовсасывание* (насос может создать вакуум во всасывающем трубопроводе, заполненном воздухом, для подъема жидкости до уровня расположения насоса (*но высота подъема ограничена условием отсутствия кавитации*));
- *малая зависимость подачи насоса от развивающего им давления*;
- *независимость давления, развивающего насосом, от скорости движения рабочего органа насоса и скорости жидкости*.

3.2. Основные параметры и характеристики объемного насоса

Идеальная (теоретическая) подача Q_i , м³/с – объем несжимаемой жидкости, подаваемый насосом в единицу времени, *при отсутствии утечек через зазоры*. Обусловлена только геометрическими размерами его рабочих органов.

Основными параметрами объемного насоса являются:

1. *Рабочий объем насоса* V_0 , м³ – суммарное изменение объема рабочих камер за 1 оборот вала насоса (объем жидкости, подаваемый насосом за 1 оборот вала).

$$V_0 = \frac{Q_i}{n}, \quad (3.2.1)$$

где n – частота вращения вала насоса, об/с.

В общем случае (насос имеет несколько рабочих камер):

$$V_0 = V_k \cdot z' \cdot k', \quad (3.2.2)$$

где V_k – рабочий объем одной рабочей камеры насоса, м³;

z' – количество рабочих камер;

k' – *кратность действия* насоса (число подач из каждой камеры за 1 оборот вала).

2. *Действительная (эффективная) подача* Q , м³/с – объем жидкости, подаваемый насосом в единицу времени с учетом расхода утечек $q_{ут}$ и расхода, связанного со сжимаемостью жидкости $q_{сж}$.

3. *Коэффициент подачи* ϵ' – отношение действительной подачи к идеальной:

$$\epsilon' = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q_i - q_{ут} - q_{сж}}{Q_i} = 1 - \frac{q_{ут} + q_{сж}}{Q_i}. \quad (3.2.3)$$

Чаще применяется *объемный КПД* $\eta_{об}$ (сжатием жидкости пренебрегают):

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_{и}} = \frac{Q_{и} - q_{ут}}{Q_{и}} = 1 - \frac{q_{ут}}{Q_{и}}. \quad (3.2.4)$$

4. *Давление, развиваемое насосом*, $p_{н}$, Па – полное приращение удельной энергии единицы объема жидкости в насосе ($\text{Па} = \text{Дж}/\text{м}^3$). Пренебрегая изменением кинетической энергии жидкости:

$$p_{н} = p_2 - p_1, \quad (3.2.5)$$

где p_2 – абсолютное давление на выходе из насоса (давление нагнетания), Па; p_1 – абсолютное давление на входе в насос (давление всасывания), Па.

5. *Полезная (эффективная) мощность насоса* $N_{п}$, Вт:

$$N_{п} = p_{н} \cdot Q. \quad (3.2.6)$$

4. *Потребляемая насосом мощность (мощность на валу насоса)* N , Вт:

$$N = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n, \quad (3.2.7)$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м;

ω – угловая скорость вращения вала насоса, рад/с.

Выбор приводящего двигателя для насоса осуществляется по параметрам N и n .

5. *Полный коэффициент полезного действия насоса (КПД)* η :

$$\eta = \frac{N_{п}}{N} = \frac{p_{н} \cdot Q}{M \cdot \omega} = \frac{p_{н} \cdot Q_{и} \cdot \eta_{об}}{M \cdot \omega} = \eta_{ГМ} \cdot \eta_{об}, \quad (3.2.8)$$

где $\eta_{ГМ}$ – *гидромеханический КПД*, учитывающий потери давления на *гидравлическое трение, местные сопротивления* (то есть учитывается, что действительное давление $p_{н}$ меньше индикаторного давления $p_{и}$), а также потери энергии на трение в механизме насоса:

$$\eta_{ГМ} = \frac{p_{н} \cdot Q_{и}}{N} = \frac{p_{н} \cdot Q_{и}}{M \cdot \omega}. \quad (3.2.9)$$

Обычно роторный объемный насос проектируют под некоторый *расчетный режим работы*. Однако насос может работать и при других давлениях $p_{н}$ из разрешенного в паспорте насоса диапазона. Чтобы знать, как при этом будут изменяться подача Q , потребляемая мощность N , полный КПД η , проводятся *испытания насоса на специальном стенде*, и по их результатам строятся *характеристики насоса* при постоянной частоте вращения вала $n = \text{const}$ и постоянных свойствах жидкости: $Q(p_{н})$, $N(p_{н})$ и $\eta(p_{н})$.

В качестве примера на рисунке 3.2.1 показаны паспортные характеристики шестеренного объемного насоса Ш40-4П при частоте вращения 980 об/мин. По графикам можно найти подачу, потребляемую мощность и КПД при любом значении давления, развиваемого насосом. Например, при давлении 0,4 МПа, соответствующем максимальному значению КПД, получим 19,5 м³/ч, 5 кВт, 50% соответственно.

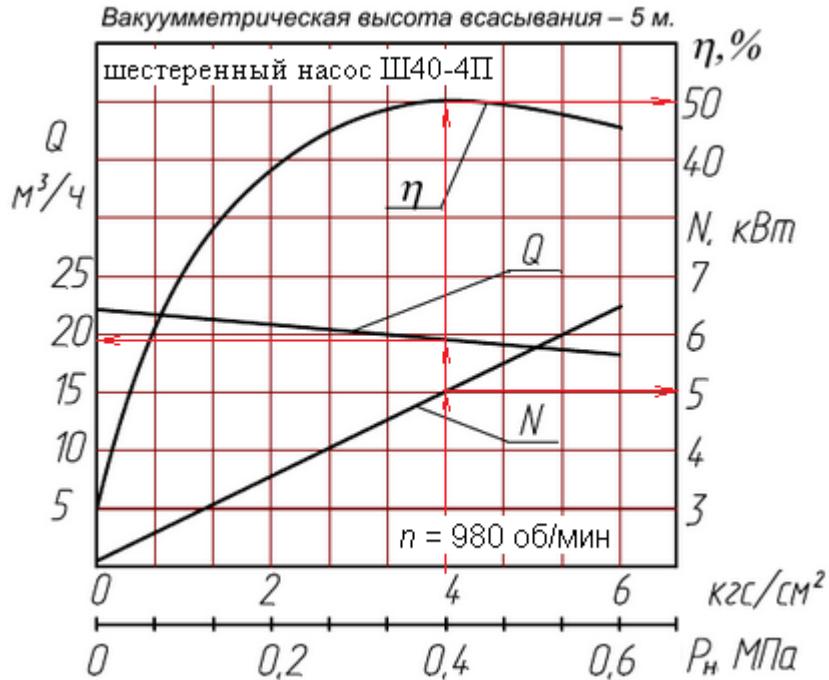


Рисунок 3.2.1 – Паспортные характеристики шестеренного объемного насоса Ш40-4П

3.3. Поршневые насосы: устройство, принцип действия, неравномерность подачи, индикаторная диаграмма

Основным элементом *поршневого насоса* является *поршень* или *плунжер*. (рисунок 3.3.1).

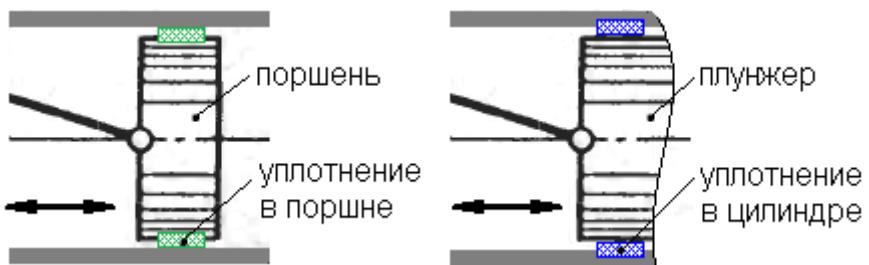


Рисунок 3.3.1 – Схематичное упрощенное изображение поршня (слева) и плунжера (справа)

В первом случае *поршень с размещенным на нем уплотнением* перемещается в гладко обработанном цилиндре.

Во втором случае гладкий *плунжер* перемещается в рабочей камере свободно, а *уплотнение размещено неподвижно в корпусе камеры*.

Точная обработка внутренних поверхностей более трудоемка, чем внешних, а доступность ремонта и замена неподвижного наружного уплотнения более просты, чем подвижного внутреннего, поэтому использование *плунжеров в насосах всегда предпочтительнее, чем поршней*, если особые конструктивные и эксплуатационные требования не исключают их применения.

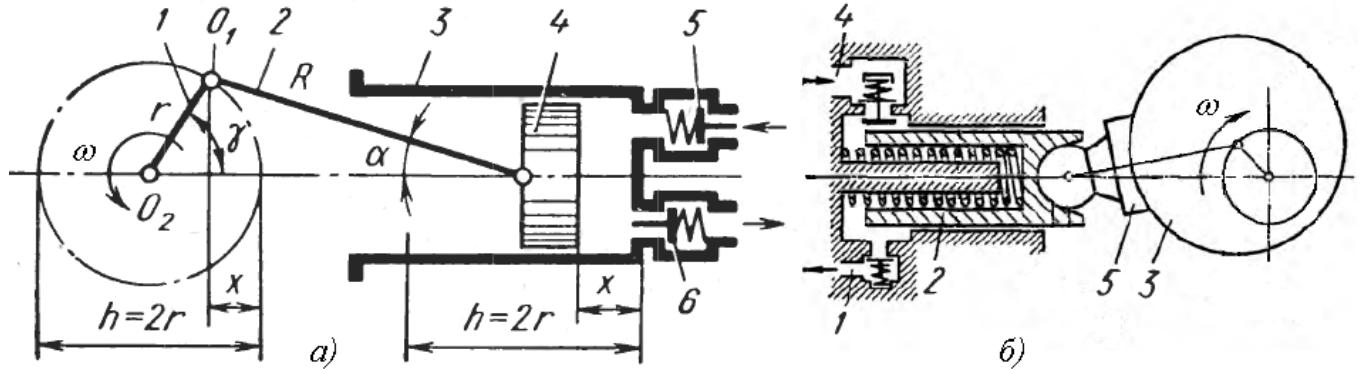


Рисунок 3.3.2 – Схема поршневого насоса с кривошипно-шатунным приводом (а) и кулачковым приводом (б)

Поршневой насос с кривошипно-шатунным приводом (рисунок 3.3.2, а) состоит из поршня 4, совершающего в рабочей камере (цилиндре 3) возвратно-поступательное движение, которое ему сообщают от двигателя шатун 2 и вращающийся с угловой скоростью ω кривошип 1 длиной r . В результате объем рабочей камеры циклически увеличивается и уменьшается. При увеличении объема рабочей камеры давление $p_{1\text{ц}}$ в ней становится меньше p_1 во всасывающей магистрали, под действием возникшей разности давлений всасывающий клапан 5 открывается, и камера заполняется жидкостью. При уменьшении объема камеры, когда давление в камере начинает повышаться, клапан 5 закрывается и, когда давление в камере достигнет значения $p_{2\text{ц}}$, большего, чем давление p_2 за нагнетательным клапаном 6, жидкость будет вытесняться через этот клапан в напорную гидролинию.

Кривошипно-шатунный механизм позволяет удобно отделить приводную часть от катающей и обеспечить приводную часть отдельной системой смазки.

Ход поршня в рассмотренном насосе составляет:

$$h = 2 \cdot r. \quad (3.3.1)$$

Идеальная подача определяется как:

$$Q_{\text{и}} = V_0 \cdot n = S_{\text{п}} \cdot h \cdot n, \quad (3.3.2)$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь поршня, м^2 :

$$S_{\pi} = \frac{\pi \cdot d_{\pi}^2}{4}, \quad (3.3.3)$$

где d_{π} – диаметр поршня, м.

В *поршневом насосе с кулачковым приводом* (рисунок 3.3.2, б) поршень 2 упирается во вращающийся кулачок-эксцентрик 3 через шарнирную опору скольжения – башмак 5 (может также использоваться ролик). Система распределения жидкости обеспечивается всасывающим 4 и нагнетательным 1 клапанами.

Кулачковые насосы позволяют удобно располагать около общего приводного вала несколько качающихся узлов, соединенных параллельно с общим подводом и отводом, и получать тем самым непрерывную и выровненную подачу. Из-за обилия пар трения такие насосы наиболее пригодны к использованию для работы на смазывающих неагрессивных и чистых жидкостях.

3.4. Поршневые насосы: неравномерность подачи, индикаторная диаграмма

Для получения зависимости подачи поршневого насоса от времени близкой к моногармонической длину шатуна выбирают достаточно большой по сравнению с длиной кривошипа $R \gg r$, $\alpha \rightarrow 0$, $\cos \alpha \rightarrow 1$. Тогда *кинематика поршневого насоса* будет описываться следующими зависимостями смещения поршня x_{π} , его скорости v_{π} и ускорения j_{π} от угла поворота $\gamma = \omega \cdot t$ кривошипа:

$$x_{\pi}(\gamma) = 0,5 \cdot h \cdot (1 - \cos \gamma); \quad (3.4.1)$$

$$v_{\pi}(\gamma) = 0,5 \cdot h \cdot \omega \cdot \sin \gamma; \quad (3.4.2)$$

$$j_{\pi}(\gamma) = 0,5 \cdot h \cdot \omega^2 \cdot \cos \gamma. \quad (3.4.3)$$

Тогда идеальная подача поршневого насоса в данный момент времени:

$$Q(\gamma) = v_{\pi}(\gamma) \cdot S_{\pi} = 0,5 \cdot h \cdot \omega \cdot S_{\pi} \sin \gamma, \quad (3.4.4)$$

Максимальное значение подачи, согласно формуле (3.4.4), составит:

$$Q_{\max} = 0,5 \cdot h \cdot \omega \cdot S_{\pi} = \pi \cdot h \cdot n \cdot S_{\pi}, \quad (3.4.5)$$

а минимальное значение подачи $Q_{\min} = 0$.

На рисунке 3.4.1 представлен график изменения подачи Q от угла поворота кривошипа γ с учетом того, что нагнетание происходит в течение половины оборота кривошипа ($\gamma = \pi$).

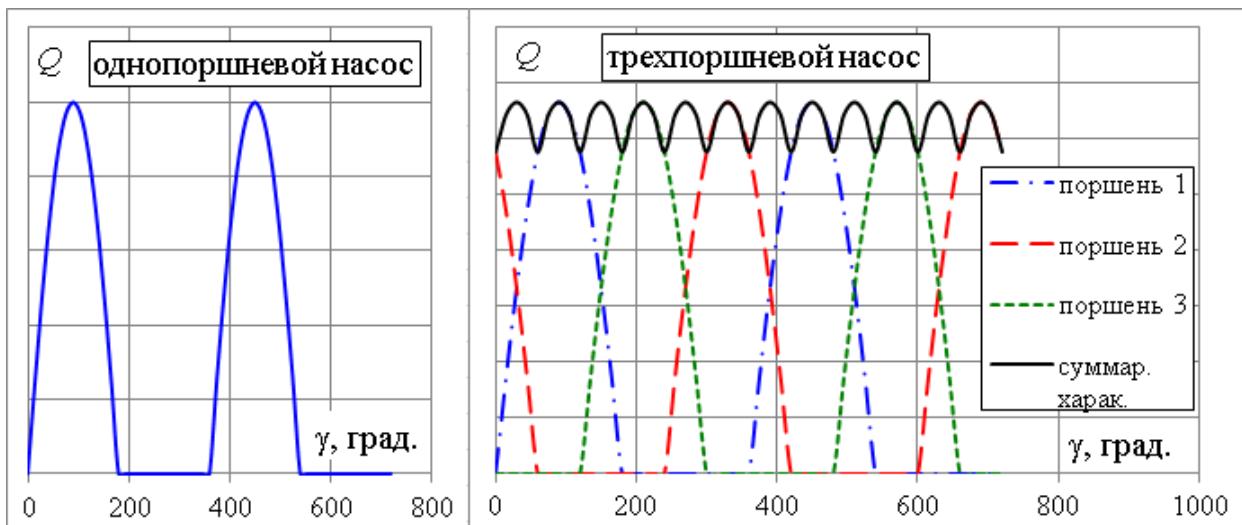


Рисунок 3.4.1 – Зависимость подачи от угла поворота кривошипа для однопоршневого (слева) и трехпоршневого насосов (справа)

Коэффициент неравномерности подачи

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{и}}} \quad (3.4.6)$$

в данном случае, согласно формулам (3.3.2) и (3.4.5):

$$\sigma = \frac{\pi \cdot h \cdot n \cdot S_{\text{п}} - 0}{S_{\text{п}} \cdot h \cdot n} = \pi.$$

Такие сильные колебания подачи приведут к пульсациям давления в насосе и трубопроводах, шуму, вибрациям и усталостным разрушениям.

Поэтому необходимы *меры по уменьшению неравномерности подачи*, к основным из которых относятся:

1. *увеличение количества поршней* в насосе (выравнивание будет при нечетном числе поршней z' (больше трех));
2. установка в напорной магистрали *гидропневматических аккумуляторов*.

Индикаторная диаграмма представляет собой запись давления в цилиндре поршневого насоса в зависимости от угла поворота γ кривошипа или, что то же, от времени за 1 оборот кривошипа. Однако удобнее отобразить данную диаграмму в координатах «давление» и «положение поршня» (рисунок 3.4.2).

Индикаторная диаграмма позволяет наиболее полно судить о рабочем процессе насоса и является основным средством анализа при разработке и испытании новых насосов.

Теоретическая индикаторная диаграмма строится в предположении несжимаемости жидкости, отсутствия утечек, отсутствия запаздывания открытия и

закрытия всасывающего и нагнетательного клапанов (процесс всасывания – линия cd , процесс нагнетания – линия ba , процесс повышения давления – линия db , процесс снижения давления – линия ac).

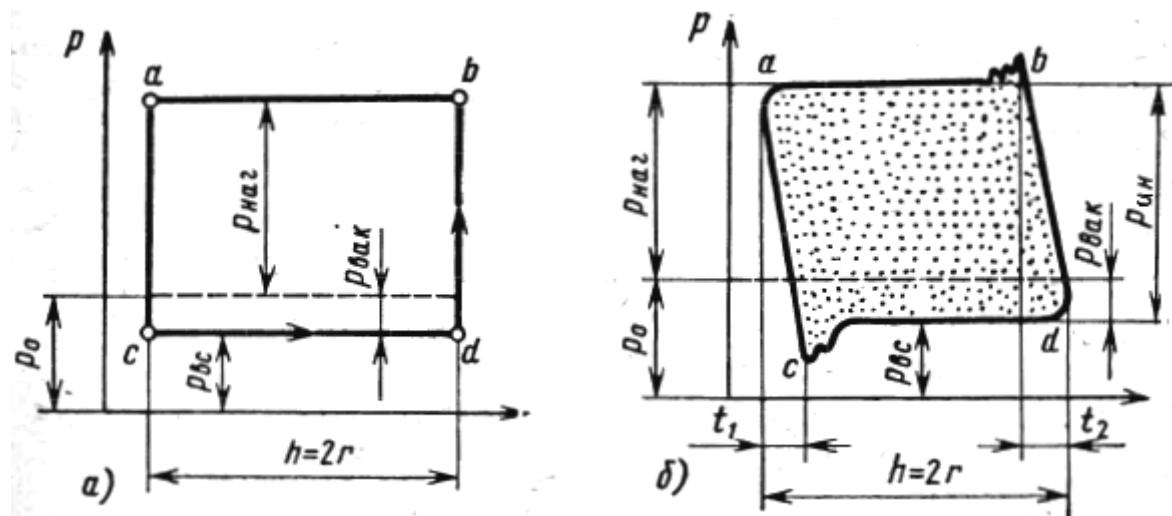


Рисунок 3.4.2 – Теоретическая (а) и действительная (б) индикаторная диаграмма поршневого насоса

Как видно из *действительной индикаторной диаграммы*, при работе поршневого насоса имеет место *запаздывание открытия и закрытия* клапанов. Диаграмма также близка по форме к прямоугольнику, но с небольшим наклоном линий давления, обусловленным тем, что на процессы повышения и понижения давления в цилиндре *затрачивается некоторое время* (отрезки t_1 и t_2). *Колебания* («всплески») давления, имеющие место в начале хода всасывания (точка c) и в начале хода нагнетания (точка b), вызваны открытием и закрытием клапанов, а также инерционностью жидкости в переходных процессах.

Площадь индикаторной диаграммы выражает работу, сообщаемую жидкости поршнем за 1 оборот вала (площадь, заштрихованная точками). Поделив площадь индикаторной диаграммы на ход поршня h , можно получить *среднее индикаторное давление* $p_{ин}$.

3.5. Радиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневые машины *обратимы* – могут работать без изменения конструкции как в качестве насоса, так и в качестве гидромотора.

В *радиально-поршневом насосе* (рисунки 3.5.1, 3.5.2), поршни 4, вращаясь вместе с ротором 1 (блоком цилиндров), совершают возвратно-поступательное движение в радиальном направлении, так как они опираются на направляющую

поверхность статорного кольца 2, размещенную с эксцентрикитетом e относительно оси O_2 вращающегося ротора 1. Привод блока цилиндров 1 осуществляется валом через муфту от двигателя.

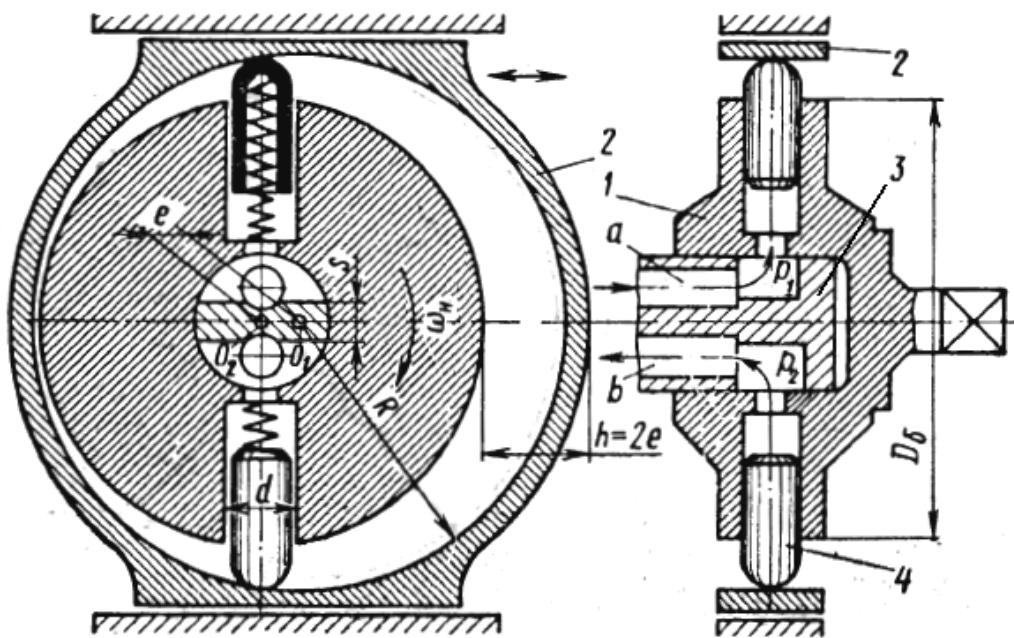


Рисунок 3.5.1 – Принципиальная схема радиально-поршневого насоса (в действительности для выравнивания подачи применяют большее нечетное количество поршней)

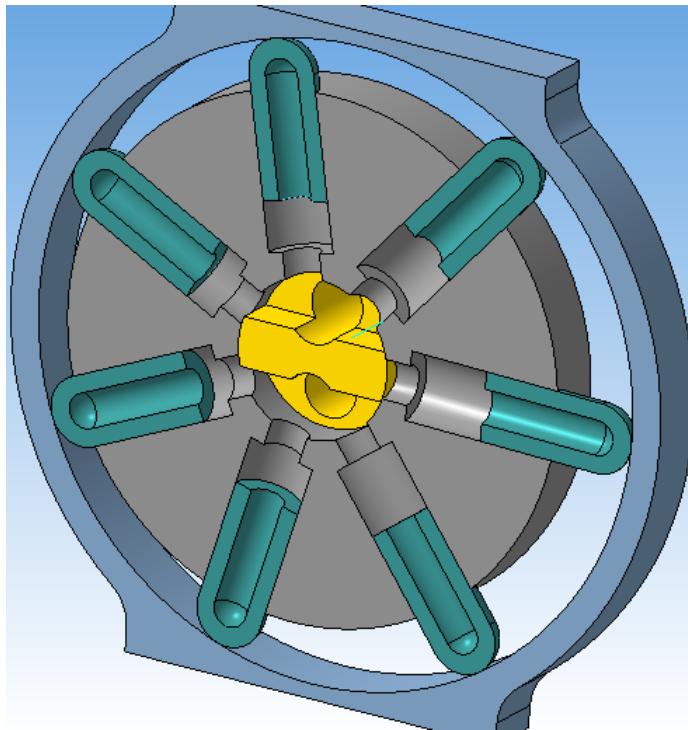


Рисунок 3.5.2 – Упрощенная трехмерная модель радиально-поршневого насоса с семью поршнями в разрезе (пружины и некоторые другие детали не показаны)

Поршни прижимаются сферическими головками к статорному кольцу за счет пружин и центробежных сил, возникающих при вращении ротора 1. Для уменьшения контактных нагрузок головки поршней можно делать грибообразными, снабжать их роликами, разгрузочными башмаками.

Распределение жидкости производится цилиндрической цапфой 3, на которой вращается ротор 1, центрируемый подшипниками. При вращении каждый цилиндр половину оборота (при выдвижении поршня) соединен окном всасывания *a* цапфы, а другую половину оборота (при втягивании поршня) с окном нагнетания *b* цапфы. Чем больше ширина *s* перемычки в цапфе, тем надежнее разделяются окна *a* и *b* (меньше перетечек), но увеличивается вероятность возникновения недозаполнения рабочих камер, кавитации и компрессии (сжатия) жидкости в них.

Ход поршня за половину оборота ротора в рассмотренном насосе:

$$h = 2 \cdot e. \quad (3.5.1)$$

Тогда *рабочий объем* и *идеальная подача* такого насоса при количестве поршней *z'* (*z'* должно быть нечетным для выравнивания подачи), площади каждого поршня *S_п* и частоте вращения ротора *n*, согласно формулам (3.2.1), (3.2.2), (3.3.2):

$$V_0 = V_{\kappa} \cdot z' = S_{\pi} \cdot h \cdot z' = 2 \cdot e \cdot S_{\pi} \cdot z', \quad (3.5.2)$$

$$Q_{\text{и}} = V_0 \cdot n = 2 \cdot e \cdot S_{\pi} \cdot z' \cdot n. \quad (3.5.3)$$

Регулирование подачи на ходу осуществляется *изменением эксцентрикситета* $e \leq e_{\max}$. Для этого статорное кольцо смещают по скользящим направляющим в корпусе насоса. *К изменению направления подачи* насоса (или к изменению направления вращения гидромотора) приведет переход центра статора O_1 через центр ротора O_2 .

3.6. Аксиально-поршневые гидромашины

В *аксиально-поршневых гидромашинах* (в отличие от радиально-поршневых) оси поршней (плунжеров) параллельны осям вращения ротора или составляют с ней угол меньше 45° . По сравнению с другими поршневыми гидромашинаами они отличаются *наибольшей компактностью* и, следовательно, *наименьшей массой* при передаче равной мощности. Имея рабочие органы с малыми радиальными габаритными размерами и поэтому с малым моментом инерции, они *способны быстро изменять частоту вращения*. Эти специальные свойства обусловили их широкое применение в гидроприводах дорожных, строительных, транспортных машин, авиационных и судовых систем и т.п.

По кинематическим схемам отличают аксиально-поршневые гидромашины с *наклонным блоком цилиндров* и с *наклонным диском* (рисунки 3.6.1, 3.6.2).

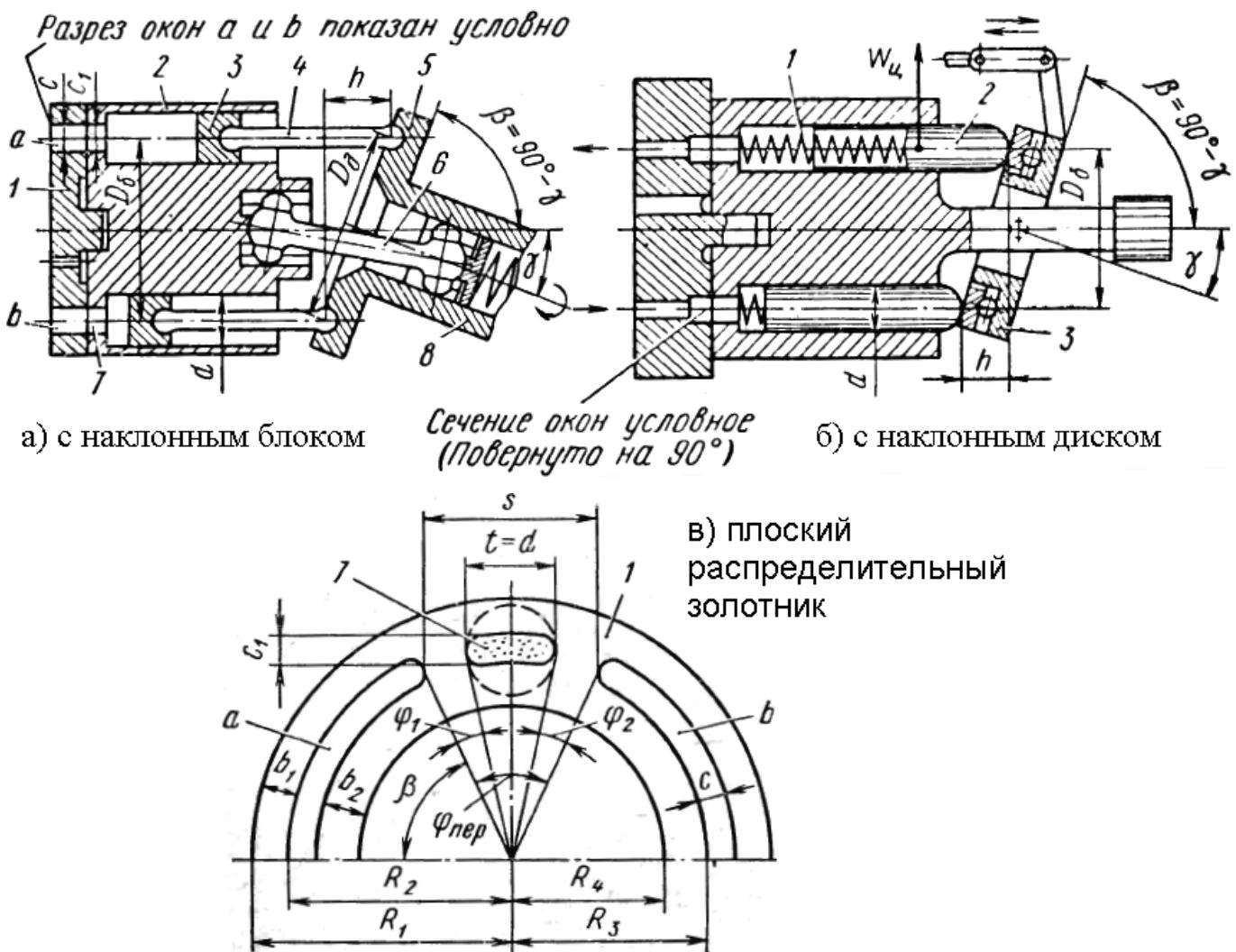


Рисунок 3.6.1 – Принципиальная схема аксиально-поршневого насоса

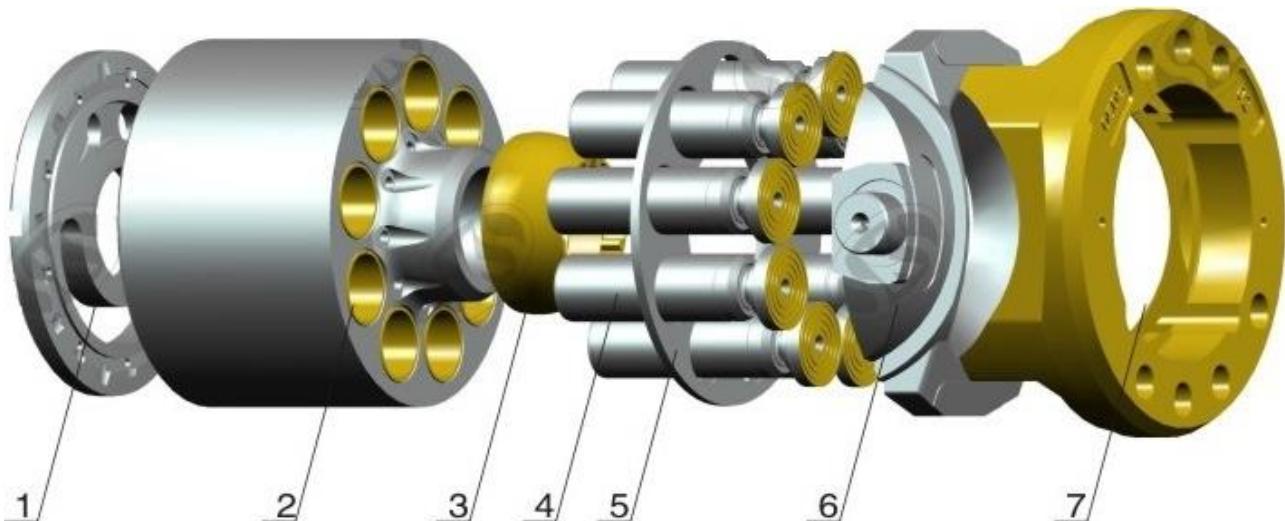


Рисунок 3.6.2 – Упрощенная трехмерная модель аксиально-поршневого насоса в разрезе (некоторые детали не показаны): 1 – плоский золотник, 2 – блок цилиндров, 3 – втулка, 4 – поршни, 5 – шайба, 6 – наклонный диск, 7 – опора наклонного диска

В аксиально-поршневом насосе с наклонным блоком (рисунок 3.6.1, а) ось вращения блока цилиндров 2 наклонена по отношению к оси приводного вала 8 на угол γ . В ведущий диск 5 приводного вала 8 заделаны сферические головки шатунов 4, закрепленных также при помощи сферических шарниров в поршнях 3. При

вращении наклонного блока 2 и вала 8 вокруг своих осей поршни 3 совершают относительно цилиндров возвратно-поступательное движение (всасывание – при увеличении объемов рабочих камер, нагнетание – при уменьшении объемов).

Силовая и кинематическая связь блока 2 и вала 8 осуществляется различными механическими средствами, обеспечивающими приближенную синхронизацию угловых скоростей, например, с помощью вспомогательного валика с двумя шарнирами кардана 6 (вместо кардана можно также использовать шатуны со специальными конусными шейками и поршни с длинными юбками).

Распределение жидкости обычно выполняется через серпообразные окна *a* и *b* плоского распределительного золотника 1 и каналы 7 в донышках цилиндров блока 2 (канал 7 показан условно на рисунке 3.6.1, *в*). Торец вращающегося блока цилиндров 2 скользит по поверхности золотника 1, а цилиндры попеременно соединяются с окнами *a* и *b* золотника и через них – с всасывающим и напорным трубопроводами. В нейтральных (мертвых) положениях цилиндров (верхнем и нижнем) отверстия 7 в донышках цилиндров перекрываются нижней и верхней перемычками, расположенными между окнами *a* и *b*.

В аксиально-поршневом насосе с наклонным диском (рисунок 3.6.1, *б*) плунжеры 2 вращающегося блока цилиндров непосредственно опираются на наклонный диск 3 своими сферическими головками (или посредством разгрузочных башмаков) за счет пружин 1. В результате наклона оси диска на угол γ по отношению к оси вращения блока цилиндров обеспечивается возвратно-поступательное движение плунжеров (всасывание и нагнетание).

Распределение жидкости осуществляется аналогично рассмотренному выше для аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком.

Ход поршня за половину оборота ротора в рассмотренном насосе:

$$h = \begin{cases} D_d \cdot \sin \gamma, & \text{с наклонным блоком} \\ D_6 \cdot \operatorname{tg} \gamma, & \text{с наклонным диском} \end{cases}, \quad (3.6.1)$$

где D_d – диаметр окружности заделки поршневых шатунов в ведущем диске, м;

D_6 – диаметр окружности на блоке, на которой расположены оси цилиндров, м.

Тогда *рабочий объем* и *идеальная подача* такого насоса при количестве поршней z' (z' должно быть нечетным для выравнивания подачи), площади каждого поршня S_n и частоте вращения ротора n , согласно формулам (3.2.1), (3.2.2), (3.3.2):

$$V_0 = V_{\kappa} \cdot z' = S_{\pi} \cdot h \cdot z' = \begin{cases} S_{\pi} \cdot z' \cdot D_{\Delta} \cdot \sin \gamma, & \text{с наклонным блоком} \\ S_{\pi} \cdot z' \cdot D_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \gamma, & \text{с наклонным диском} \end{cases}, \quad (3.6.2)$$

$$Q_{\text{и}} = V_0 \cdot n = \begin{cases} S_{\pi} \cdot z' \cdot n \cdot D_{\Delta} \cdot \sin \gamma, & \text{с наклонным блоком} \\ S_{\pi} \cdot z' \cdot n \cdot D_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \gamma, & \text{с наклонным диском} \end{cases}. \quad (3.6.3)$$

Регулирование подачи на ходу осуществляется в зависимости от типа гидромашины *изменением угла наклона блока цилиндров или диска* с помощью специального механизма. Наклон блока цилиндров или диска в противоположную сторону приведет к *изменению направления подачи* насоса (или к изменению направления вращения гидромотора).

Аксиально-поршневые гидромашины являются *обратимыми*.

3.7. Пластинчатые гидромашины

Благодаря малым габаритным размерам, удобству встраивания и высокому КПД *пластинчатые гидромашины* широко применяют в гидроприводах станков и других машин-орудий. Особенно распространены пластинчатые нерегулируемые насосы двукратного действия для давлений 7...14 МПа, отличающиеся большой надежностью.

Основными частями простейшего *пластинчатого насоса однократного действия* (рисунок 3.7.1) являются вращающийся ротор 2, помещенный с эксцентрикитетом e в неподвижном статорном кольце 3. В пазах ротора находятся пластины 1, способные при вращении перемещаться радиально. Их наружные концы скользят по окружности статора 3, причем начальный прижим обеспечивается центробежными силами (иногда пружинами), а рабочий прижим – силами давления жидкости, подаваемой под внутренние торцы пластин из напорной магистрали.

В статоре 3 за ротором 2 прорезаны серпообразные окна, соединенные с всасывающим и напорным трубопроводами (аналогичное техническое решение было рассмотрено для распределения жидкости в аксиально-поршневых насосах). Дуги перемычек между окнами соответствуют угловому шагу между пластинами $2\pi/z'$ (где z' – число пластин).

Рабочие камеры в пластинчатом насосе образованы внутренней поверхностью статорного кольца, внешней поверхностью ротора, поверхностями пластин. В течение одного оборота ротора за счет эксцентрикитета e объем между двумя

соседними пластинами сначала увеличивается (всасывание жидкости через соответствующее окно статора), а затем уменьшается (нагнетание жидкости через соответствующее окно статора).

Во избежание быстрого изнашивания пластин и заклинивания их в пазах максимальный вылет пластин $2e$ должен быть меньше, чем часть пластины, погруженная в ротор.

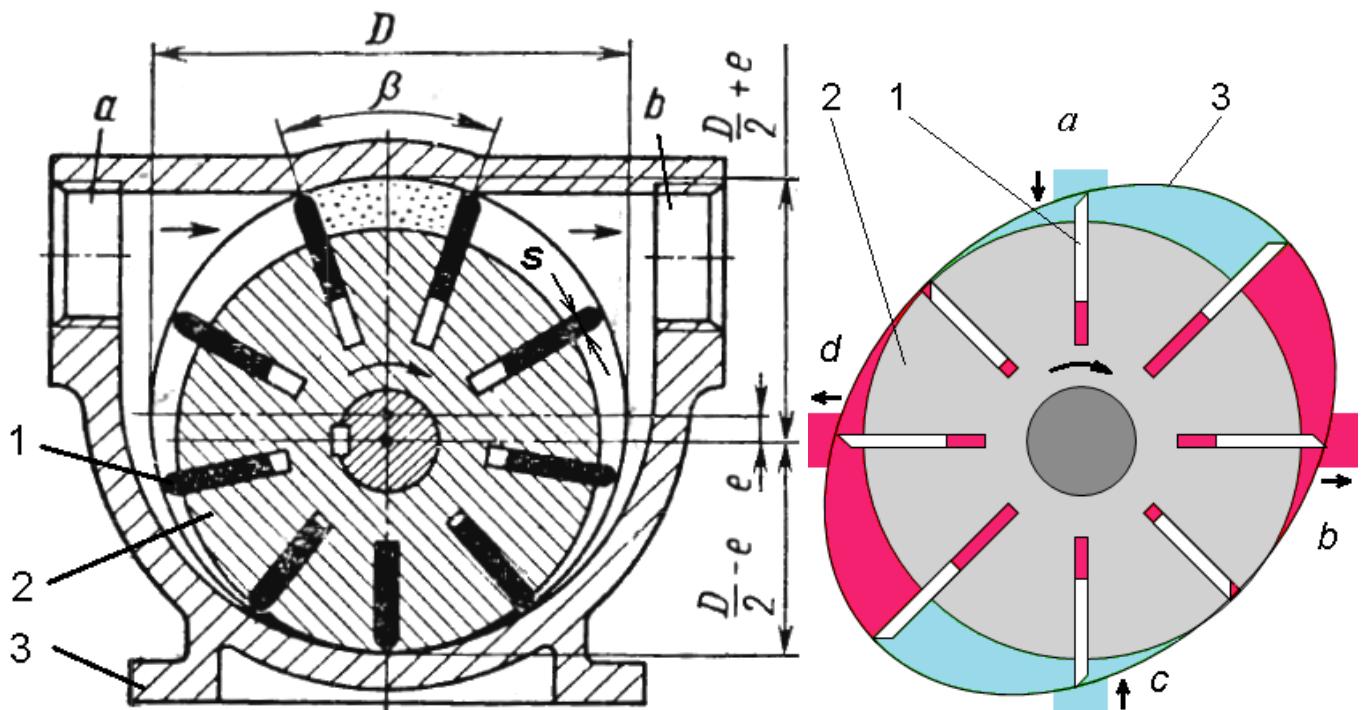


Рисунок 3.7.1 – Принципиальная схема пластиначатого насоса: однократного действия (слева); двухкратного действия (справа)

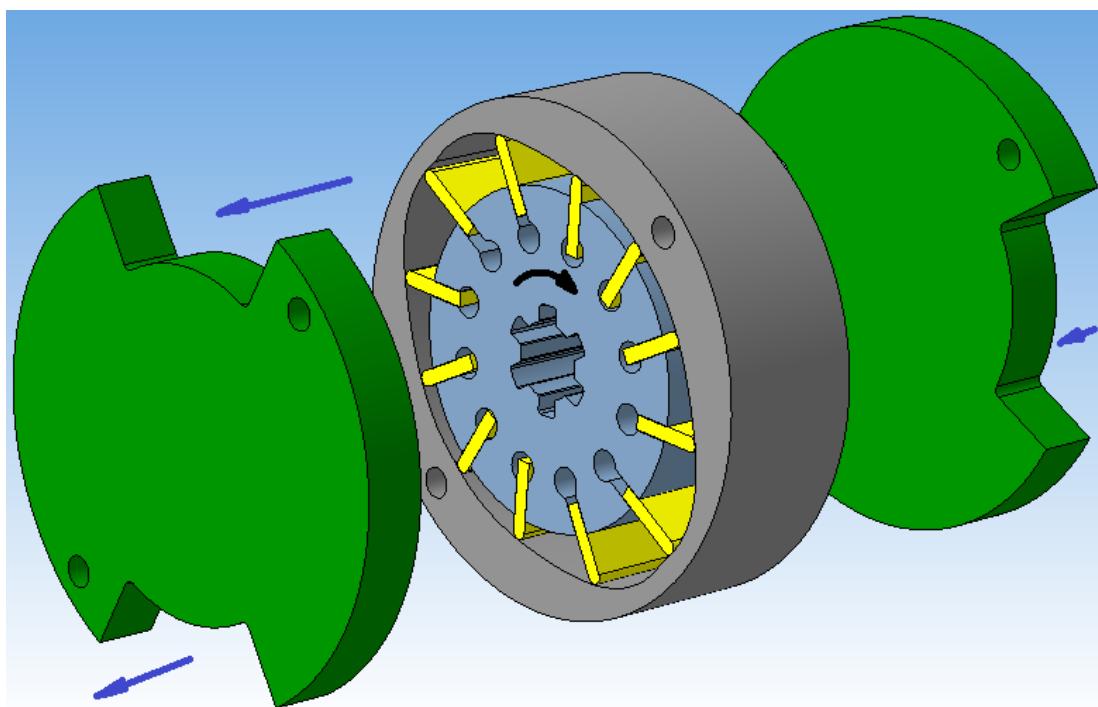


Рисунок 3.7.2 – Упрощенная трехмерная модель пластиначатого насоса двухкратного действия в полуразобранном виде (некоторые детали не показаны)

Тогда *рабочий объем и идеальная подача* такого насоса при количестве пластин z' , толщине каждой пластины s , диаметре статорного кольца D , ширине B и частоте вращения ротора n , согласно формулам (3.2.1), (3.2.2):

$$V_0 = V_{\kappa} \cdot z' \approx 2 \cdot B \cdot e \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z'), \quad (3.7.1)$$

$$Q_{\text{и}} = V_0 \cdot n \approx 2 \cdot B \cdot e \cdot n \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z'). \quad (3.7.2)$$

Регулирование подачи на ходу осуществляется *изменением эксцентрикситета ротора* путем смещения статорного кольца с помощью специального механизма. При $e = 0$ (окружности ротора и статора концентричны) подача насоса $Q = 0$, хотя ротор продолжает вращаться. При $e < 0$ (смещение статорного кольца в противоположную сторону) *изменится направление подачи насоса*.

В *пластинчатом насосе двухкратного действия* (рисунки 3.7.1, 3.7.2) ротор 2 вместе с пластинами 1 охвачен статором 3 специального профиля. Число пластин z' здесь четное ($z'_{\min} = 8$). Ротор, статор и пластины расположены в корпусе между двумя плоскими распределительными золотниками: в первом выполнены окна всасывания a и c , а во втором – окна нагнетания b и d .

За один оборот две любые соседние пластины совершают два рабочих цикла (*двуократность действия*), перемещая жидкость из окна a в окно b через одну перемычку и потом из окна c в окно d через другую перемычку. Окна a и c , а также b и d соединены попарно между собой в корпусе насоса и далее с всасывающим и напорным трубопроводами соответственно.

Профиль участков статора между перемычками золотников описан лекальными кривыми, обеспечивающими плавное изменение скорости пластин в относительном движении во избежание ударов их о статор. Участки статора, соответствующие перемычкам золотников описаны дугами окружностей из центра ротора. Благодаря такой форме статора, объем жидкости, запертый между двумя пластинами, во время перемещения по перемычкам не изменяется по величине (устраняются пульсации давления и шум, вызываемые изменением запертого объема).

В результате перекрестного размещения областей низкого давления и областей высокого давления ротор и, следовательно, подшипники разгружены от действия радиальных сил.

Пластинчатый насос двухкратного действия является нерегулируемым.

3.8. Шестеренные гидромашины

Благодаря простоте конструкции *шестеренные гидромашины* получили очень широкое распространение в качестве нерегулируемых насосов, применяемых для питания гидропередач небольшой мощности с дроссельным управлением, для подачи смазки, для питания систем управления.

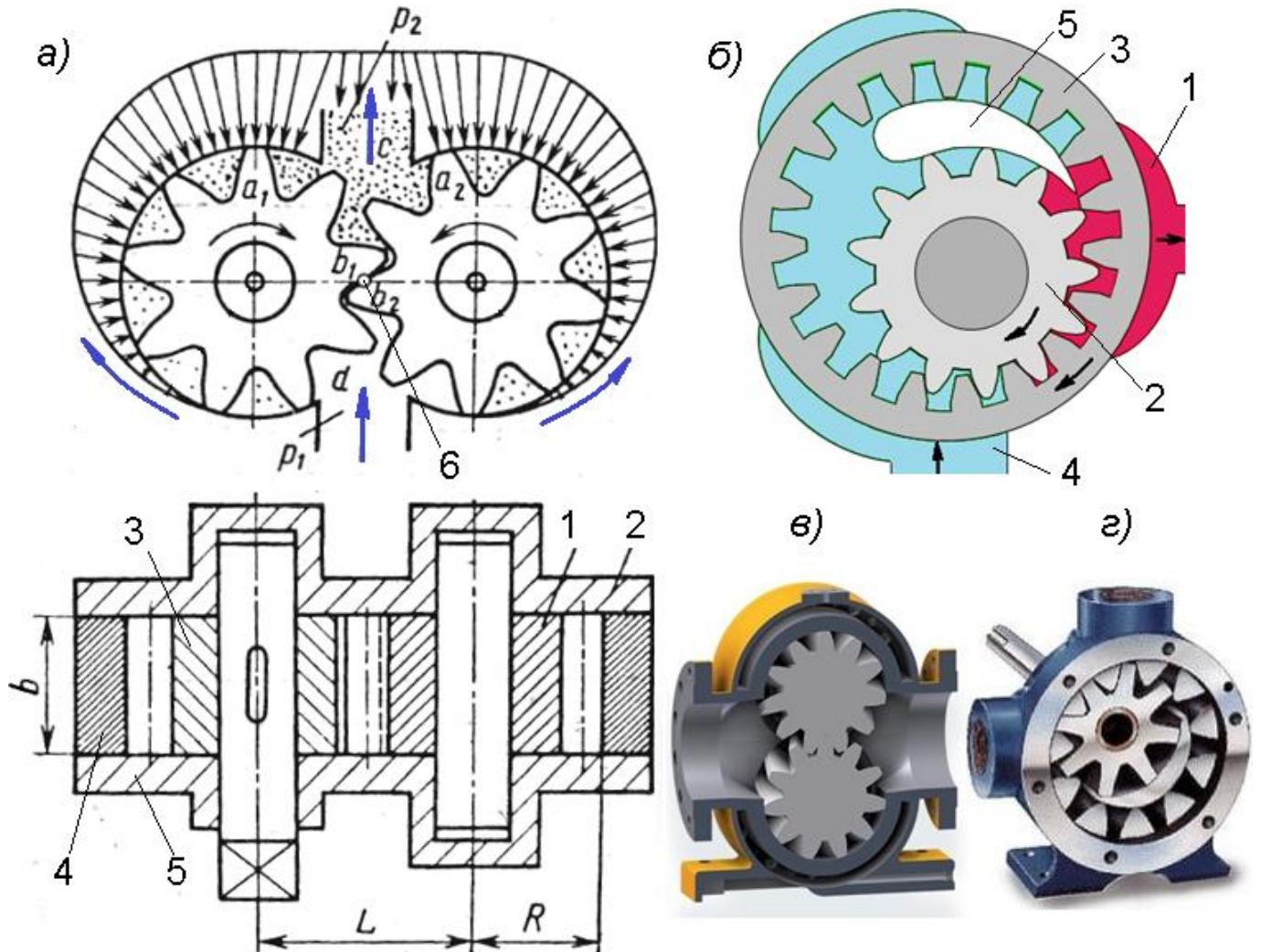


Рисунок 3.8.1 – Принципиальная схема и трехмерная модель шестеренного насоса с внешним зацеплением (а, в) и принципиальная схема и фото шестеренного насоса с внутренним зацеплением (б, г)

Шестеренный насос с наружным зацеплением (рисунок 3.8.1, а, в) представляет собой пару чаще всего одинаковых шестерен 1 и 3, находящихся в зацеплении и помещенных в камеру, стенки которой охватывают их со всех сторон с малыми зазорами. Камеру образуют корпус 4 и боковые диски 2 и 5. По обе стороны области зацепления 6 в корпусе имеются полости с и d, соединенные с линиями высокого p_2 и низкого p_1 давления. Перекачиваемая из нижней полости d жидкость заполняет впадины между зубьями и перемещается в верхнюю полость с (образована корпусом насоса и зубьями a_1, b_1, a_2, b_2). Поверхности зубьев a_1 и a_2 ,

омываемые жидкостью под давлением p_2 , вытесняют при вращении шестерен больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобождаемом зацепляющимися зубьями b_1 и b_2 . Разность объемов, описываемых рабочими поверхностями этих двух пар зубьев, вытесняется в трубопровод с давлением p_2 .

Одному рабочему циклу машины соответствует поворот шестерен на угловой шаг $2\pi/z'$ (где z' – число зубьев каждой шестерни). Обычно для улучшения герметичности и плавности хода шестерни выполняют с перекрытием зацепления, т.е. так, что угол поворота, соответствующий контакту двух зубьев, превышает угловой шаг $2\pi/z'$. Тогда на протяжении части цикла зацепления в контакте находятся одновременно две пары зубьев. Объем жидкости между ними оказывается запертым.

Приближенно рабочий объем и идеальная подача такого насоса при количестве зубьев каждой шестерни z' , угле зацепления α , модуле зацепления m , ширине шестерен b и частоте вращения каждой шестерни n , согласно формулам (3.2.1), (3.2.2):

$$V_0 \approx 2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot \left(z' + 1 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha)^2}{12} \right), \quad (3.8.1)$$

$$Q_i = V_0 \cdot n \approx 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 \cdot \left(z' + 1 - \frac{(\pi \cdot \cos \alpha)^2}{12} \right). \quad (3.8.2)$$

Среди объемных гидромашин данные насосы имеют самую большую неравномерность подачи (ниже при применении косозубых и шевронных шестерен).

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют *шестеренные насосы с внутренним зацеплением* (рисунок 3.8.1, б, г). Ведущей большей частью является внутренняя шестерня 2 с наружными зубьями. Подводящее 4 и отводящее 1 окна и размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 3 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. В развитых подшипниках скольжения обычно располагается и вал ведущей шестерни. Между шестернями размещается серпообразный уплотняющий элемент 5.

Шестеренные насосы чрезвычайно трудно (с конструктивной точки зрения) сделать регулируемыми.

4. Объемные гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика

4.1. Объемные гидро- и пневмоприводы: преимущества и недостатки, области применения, принцип действия

Объемным гидроприводом (ГП) называется совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний (трубопроводов) и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости под давлением.

Преимущества ГП:

- + более приспособлены к автоматизации, чем механические;
- + простое преобразование вращательного движения в поступательное;
- + удобная компоновка агрегатов на машине (гидролинии конструктивно проще механических передач);
- + бесступенчатое регулирование скорости в широком диапазоне;
- + самосмазывание оборудования рабочей жидкостью;
- + малая *удельная масса* (отношение массы привода к мощности) 0,3...2 кг/кВт и высокая *удельная работоспособность* (отношение работы гидродвигателя к его объему) 60...200 Дж/м³ за счет высоких давлений.

Недостатки ГП:

- КПД меньше (< 0,8), чем у механических приводов (> 0,9);
- зависимость характеристик от условий эксплуатации ГП (температура, загрязненность рабочей жидкости и др.);
- возможность утечек рабочей жидкости.

Области применения ГП:

- ◆ транспортные, горные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные, сельскохозяйственные машины (например, ГП экскаваторов, автомобильных кранов, комбайнов, рулевые и тормозные ГП, ГП опрокидывания кузова и др.);
- ◆ суда, летательные и подводные аппараты (например, ГП рулей самолета);
- ◆ гидрофицированные станки и автоматические линии на машиностроительных, металлургических, химических и др. предприятиях;
- ◆ подъемно-транспортные механизмы.

Объемным пневмоприводом (ПП) называется совокупность объемных пневмомашин, пневмоаппаратуры, пневмолиний (трубопроводов) и

вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством сжатого воздуха.

Преимущества ПП:

- + полная пожаробезопасность по сравнению с ГП;
- + меньший вес, дешевизна и экологичность воздуха по сравнению с рабочими жидкостями ГП;
- + большие скорости движения рабочих органов по сравнению с ГП;
- + меньшая чувствительность к изменению температуры рабочего тела по сравнению с ГП.

Недостатки ПП:

- КПД пневмопривода меньше, чем у механической передачи;
- из-за сжимаемости воздуха давление ограничено (< 1,6 МПа) условием безопасности персонала (поэтому усилия на рабочих органах меньше, чем у ГП);
- необходимость очистки и осушения воздуха.

Области применения ПП:

- ◆ деревообрабатывающее производство;
- ◆ литейное производство;
- ◆ сварочное производство;
- ◆ кузнечно-прессовое производство;
- ◆ нефтепереработка;
- ◆ автоматизация вспомогательных операций (фиксация и зажим, местные перевозки, сборка узлов, упаковка).

Простейший гидропривод (рисунок 4.1.1, *a*) состоит из двух цилиндров 1 и 2, заполненных жидкостью и соединенных между собой трубопроводом. Поршень цилиндра 1 площадью S_1 под действием силы F_1 перемещается вниз, вытесняя жидкость в цилиндр 2. Поршень цилиндра 2 площадью S_2 при этом перемещается вверх и преодолевает нагрузку (силу) F_2 . По закону Паскаля давление в цилиндрах будет одинаковым и равным p :

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}, \quad (4.1.1)$$

поэтому рассмотренный ГП позволяет повысить выходное усилие по сравнению с входным усилием (*коэффициент мультипликации силы* k_F):

$$k_{F, \text{ид}} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{S_2}{S_1} \quad (4.1.2)$$

или с учетом потерь давления в трубопроводе (*гидравлический КПД* η_g), потерь энергии на механическое трение в цилиндрах (*механический КПД* η_m):

$$k_F = \frac{F_2}{F_1} = \frac{S_2}{S_1} \cdot \eta_g \cdot \eta_m. \quad (4.1.3)$$

Такой же принцип действия лежит в основе работы *гидравлического домкрата*.

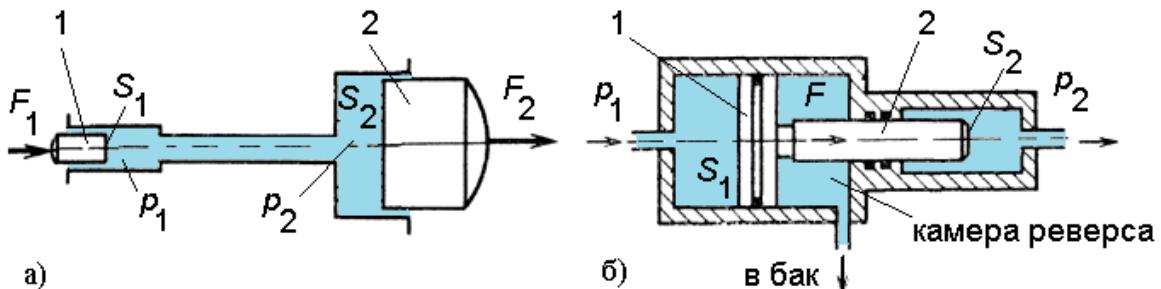


Рисунок 4.1.1 – Принципиальная схема простейшего гидропривода (а) и мультиплликатора давления одинарного действия (б)

Не следует путать рассмотренный простейший ГП с *мультиплликатором давления одинарного действия* (рисунок 4.1.1, б), в котором усилия на соединенных между собой большом 1 и малом 2 поршнях одинаковы (применяется в гидроприводах прессов и испытательных стендов):

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 = F_2 = p_2 \cdot S_2. \quad (4.1.4)$$

Коэффициент мультиплексации давления k_p позволяет определить повышение выходного давления в мультиплликаторе по сравнению с входным давлением:

$$k_{p, \text{ид}} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{S_1}{S_2} \quad (4.1.5)$$

или с учетом потерь энергии на механическое трение в цилиндрах (*механический КПД* η_m):

$$k_p = \frac{p_2}{p_1} = \frac{S_1}{S_2} \cdot \eta_m. \quad (4.1.6)$$

4.2. Общая структура, классификация и характеристики объемных гидро- и пневмоприводов

В общем случае *структура объемного гидро- и пневмопривода* представлена источником механической энергии, источником рабочей среды (жидкости или газа), управляющими (направляющими и регулирующими) и вспомогательными

устройствами, объемными двигателями и передачами (схема на рисунке 4.2.1). Механическая энергия преобразуется *источником рабочей среды* (насосом для рабочей жидкости или компрессором для воздуха) в гидравлическую энергию, которая обратно превращается в механическую энергию в *объемном двигателе* для совершения работы

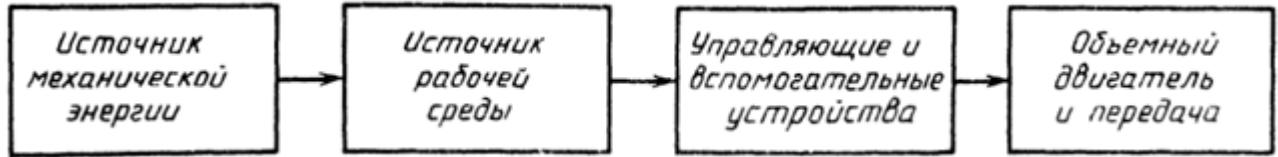


Рисунок 4.2.1 – Общая структура объемного гидро- и пневмопривода

Направляющая аппаратура (распределители, обратные клапаны, гидрозамки и др.) предназначена для заданного изменения направления движения рабочей жидкости или газа путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения. Например, она позволяет либо остановить выходное звено конкретного объемного двигателя, либо заставить его двигаться в обратном направлении.

Регулирующая аппаратура (предохранительные и редукционные клапаны давления, дроссели, двухлинейные и трехлинейные регуляторы потока и др.) предназначена для регулирования давления или расхода рабочей жидкости или газа путем частичного открытия рабочего проходного сечения. Это позволяет изменить в первом случае усилие или крутящий момент на выходном звене объемного двигателя, во втором случае – скорость или частоту вращения выходного звена.

К *вспомогательной аппаратуре* объемных приводов относят: гидробаки, фильтры, гидроаккумуляторы, ресиверы, теплообменники, измерительные приборы, а иногда и трубопроводы и рукава высокого давления (*гидро- и пневмолинии*).

На рисунке 4.2.2 представлена в виде схемы *классификация объемных гидро- и пневмоприводов*. Рассмотрим некоторые виды объемных приводов, представленные на данной схеме, подробнее.

В *аккумуляторном* ГП (ПП) рабочая среда подается в объемный двигатель из гидроаккумулятора (ресивера), заряженного от внешнего источника, а в *магистральном* ГП (ПП) – из гидромагистрали (пневмомагистрали) предприятия, не входящей в состав объемного привода.

В ГП (ПП) с *разомкнутым потоком* жидкость (воздух) от гидродвигателя (пневмодвигателя) поступает в гидробак (окружающую среду), а в ГП (ПП) с *замкнутым потоком* – на вход насоса (компрессора).



Рисунок 4.2.2 – Классификация объемных гидро- и пневмоприводов

Дроссельное регулирование движением выходного звена гидродвигателя (пневмодвигателя) в ГП (ПП) осуществляется дросселем или регулятором потока.

Объемное (машинное) регулирование движением выходного звена выполняется регулируемым насосом, регулируемым гидромотором или обеими регулируемыми гидромашинами.

Управление приводящим двигателем состоит в управлении скоростью движения выходного звена гидродвигателя путем изменения частоты вращения приводящего двигателя.

Управление противодавлением иногда осуществляется в пневмоприводе созданием противодавления на выходе пневмодвигателя.

В *стабилизирующем* приводе скорость движения выходного звена поддерживается постоянной, в *программном* приводе – изменяется по заданной программе, а у *следящего* привода – изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего управляющего воздействия, которое заранее неизвестно.

Функциональные свойства объемных приводов принято оценивать (y , v – перемещение и скорость выходного звена объемного двигателя, x – регулирующий параметр, например, сопротивление дросселя, F – усилие на выходном звене, η – КПД привода, t – время):

- 1) по *статическим* характеристикам – *регулировочным* $v(x)$, $F(x)$, *нагрузочной* $v(F)$, *энергетическим* $\eta(v)$, $\eta(F)$ – оцениваются линейность регулирования, влияние нагрузки на скорость, оптимальные режимы работы и т.п.;
- 2) по *динамическим* характеристикам – *временным (переходным)* $v(t)$, $y(t)$, *частотным* (амплитудно-частотным и фазочастотным) – оцениваются быстродействие, устойчивость и т.п.

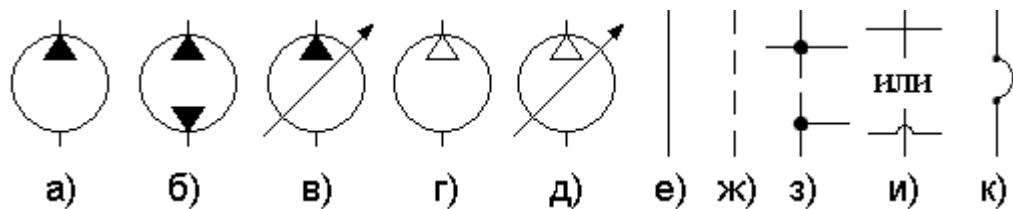


Рисунок 4.2.3 – Примеры условных графических обозначений на принципиальных гидро- и пневмосхемах: а) насос; б) реверсивного насоса; в) регулируемого насоса; г) компрессора; д) регулируемого компрессора; е) напорных, всасывающих, сливных гидролиний; ж) гидролиний управления и дренажных гидролиний; з) соединений гидро- и пневмопроводов; и) пересечений гидро- и пневмопроводов без соединения; к) рукава высокого давления (гибкого трубопровода)

На *принципиальных гидро- и пневмосхемах* изображают в виде *условных графических обозначений* все гидравлические и пневматические элементы ГП (ПП), необходимые для осуществления и контроля в изделии установленных процессов, и все взаимосвязи между ними (ГОСТ 2.704-2011, ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96, ГОСТ 2.784-96). Некоторые примеры обозначений показаны на рисунке 4.2.3, остальные будут рассмотрены в соответствующих темах.

4.3. Гидроцилиндры

Гидравлическим цилиндром называется объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. Гидроцилиндры широко применяются в качестве исполнительных механизмов различных машин.

По направлению действия рабочей жидкости все гидроцилиндры можно разделить на две группы: одностороннего и двухстороннего действия.

На рабочий орган *гидроцилиндра одностороннего действия* жидкость может оказывать давление только с одной стороны. Так в гидроцилиндрах а и г на

на рисунке 4.3.1 выдвижение поршня вправо (прямой ход) обеспечивается давлением жидкости, подводимой в левую полость, а обратный ход поршня – за счет пружины (схема *а*) или нагрузки на плунжере (схема *г*) (при вертикальном положении гидроцилиндра в качестве такой нагрузке может выступать вес груза).

Перемещение рабочего органа *гидроцилиндра двухстороннего действия* в обоих направлениях обеспечивается за счет рабочей жидкости (рисунок 4.3.1, *б, в*). В таких гидроцилиндрах жидкость может подводиться как в левую полость (тогда поршень движется вправо), так и в правую для обеспечения обратного хода.

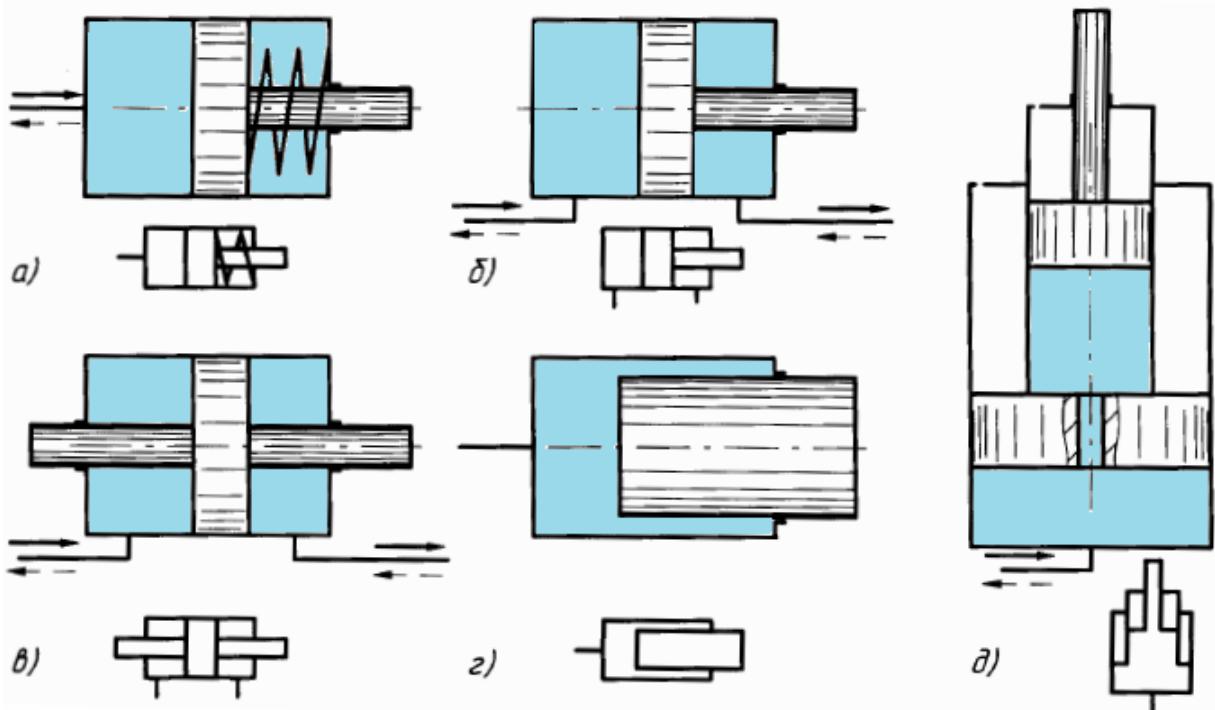


Рисунок 4.3.1 – Гидроцилиндры (схемы и условные графические обозначения): *а*) поршневой одностороннего действия; *б*) поршневой двухстороннего действия с односторонним штоком; *в*) поршневой двухстороннего действия с двухсторонним штоком; *г*) плунжерный одностороннего действия; *д*) телескопический одностороннего действия

Наибольшее распространение получили цилиндры с рабочим органом в виде поршня или плунжера. Причем *поршневые гидроцилиндры* могут быть выполнены с *односторонним* (рисунок 4.3.1, *а, б*) или *двуихсторонним штоком* (рисунок 4.3.1, *в*). *Плунжерные гидроцилиндры* (рисунок 4.3.1, *г*) могут быть только одностороннего действия с *односторонним штоком*.

По характеру хода выходного звена гидроцилиндры делятся на одноступенчатые (рисунок 4.3.1, *а, б, в, г*) и *телескопические* (многоступенчатые). Телескопические гидроцилиндры представляют собой несколько вставленных друг в друга поршней и используются для получения больших перемещений выходного

звена. В качестве примера на рисунке 4.3.1, δ приведена схема двухступенчатого телескопического гидроцилиндра одностороннего действия, в котором поршни выдвигаются последовательно друг за другом.

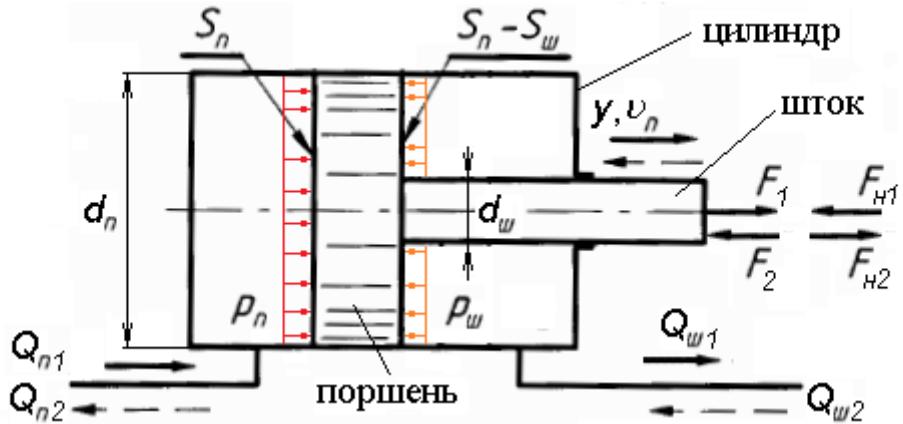


Рисунок 4.3.2 – Расчетная схема гидроцилиндра двухстороннего действия

Основными геометрическими параметрами большинства гидроцилиндров являются (рисунок 4.3.2): диаметр поршня (плунжера) d_n , диаметр штока d_w , ход поршня (плунжера) y_{\max} . Пусть индексы переменных «1» и «2» означают *прямой ход* и *обратный ход* соответственно. Будем считать, что при установившемся движении поршня со штоком суммарное усилие F , создаваемое на нем силами давления, равно по величине и противоположно по направлению нагрузке F_h , действующей на шток.

Определим связь площади поршневой полости (как площади круга)

$$S_n = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \quad (4.3.1)$$

и площади штоковой полости гидроцилиндра (как площади кольца)

$$S_n - S_w = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_w^2)}{4} \quad (4.3.2)$$

с усилием F и скоростью v_n поршня.

При *прямом ходе* жидкость нагнетается насосом в поршневую полость под давлением p_{n1} , поршень со штоком выдвигаются вправо со скоростью v_{n1} , а жидкость из штоковой полости при давлении $p_{w1} < p_{n1}$ сливается в гидробак.

Применяя уравнение неразрывности (1.9.7) для расходов жидкости в поршневой Q_{n1} и штоковой Q_{w1} полостях, получим без учета утечек в окружающую среду и перетечек между полостями через уплотнения:

$$v_{n1} = \frac{Q_{n1}}{S_n} = \frac{Q_{w1}}{S_n - S_w}. \quad (4.3.3)$$

Или с учетом *объемного КПД* гидроцилиндра $\eta_{об.ц}$:

$$Q_{\text{п1}} = \frac{v_{\text{п1}} \cdot S_{\text{п}}}{\eta_{\text{об.ц}}}, \quad (4.3.4)$$

$$Q_{\text{ш1}} = v_{\text{п1}} \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}) \cdot \eta_{\text{об.ц}}. \quad (4.3.5)$$

Суммарное усилие F_1 , создаваемое при прямом ходе на поршне силами давления, без учета потерь энергии на механическое трение в гидроцилиндре:

$$F_1 = p_{\text{п1}} \cdot S_{\text{п}} - p_{\text{ш1}} \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}). \quad (4.3.6)$$

Или с учетом *механического КПД* гидроцилиндра $\eta_{\text{м.ц.}}$:

$$F_1 = (p_{\text{п1}} \cdot S_{\text{п}} - p_{\text{ш1}} \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}})) \cdot \eta_{\text{м.ц.}}. \quad (4.3.7)$$

При *обратном ходе* жидкость нагнетается насосом в штоковую полость под давлением $p_{\text{ш2}}$, поршень со штоком втягиваются влево со скоростью $v_{\text{п2}}$, а жидкость из поршневой полости при давлении $p_{\text{п2}} < p_{\text{ш2}}$ сливается в гидробак.

Скорость поршня без учета утечек и перетечек:

$$v_{\text{п2}} = \frac{Q_{\text{п2}}}{S_{\text{п}}} = \frac{Q_{\text{ш2}}}{S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}}. \quad (4.3.8)$$

С учетом *объемного КПД* гидроцилиндра $\eta_{\text{об.ц}}$ расходы жидкости в штоковой $Q_{\text{ш2}}$ и поршневой $Q_{\text{п2}}$ полостях:

$$Q_{\text{ш2}} = \frac{v_{\text{п2}} \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}})}{\eta_{\text{об.ц}}}, \quad (4.3.9)$$

$$Q_{\text{п2}} = v_{\text{п2}} \cdot S_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{об.ц}}. \quad (4.3.10)$$

Суммарное усилие F_2 , создаваемое при обратном ходе на поршне силами давления, без учета потерь энергии на механическое трение в гидроцилиндре:

$$F_2 = p_{\text{ш2}} \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}) - p_{\text{п2}} \cdot S_{\text{п}}. \quad (4.3.11)$$

Или с учетом *механического КПД* гидроцилиндра $\eta_{\text{м.ц.}}$:

$$F_2 = (p_{\text{ш2}} \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}) - p_{\text{п2}} \cdot S_{\text{п}}) \cdot \eta_{\text{м.ц.}}. \quad (4.3.12)$$

4.4. Гидромоторы

Гидромотором называется объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена. Условные графические обозначения гидромоторов различного типа на принципиальных гидросхемах показаны на рисунке 4.4.1.

Наибольшее распространение получили роторные гидромоторы. Их конструкции ничем принципиально не отличаются от конструкций одноименных роторных насосов (шестеренных, пластинчатых и роторно-поршневых). Некоторые конструктивные отличия обычно вызваны обратным направлением потока мощности через гидромотор (по сравнению с насосом).

Мощность к гидродвигателю подводится с потоком жидкости. В гидромоторе она преобразуется во вращательное движение, а затем реализуется в виде крутящего момента на его выходном валу.

Аксиально-поршневые гидромоторы применяются в случае необходимости получения на выходе высоких скоростей вращения, а *радиально-поршневые гидромоторы* – для получения низких скоростей вращения, но больших крутящих моментов (в частности, используются в мотор-колесах самоходных машин).

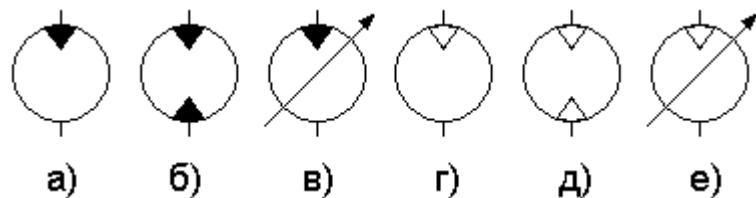


Рисунок 4.4.1 – Условные графические обозначения на принципиальных гидро- и пневмосхемах:
а) гидромотора; б) реверсивного гидромотора; в) регулируемого гидромотора; г) пневмомотора; д) реверсивного пневмомотора; е) регулируемого пневмомотора

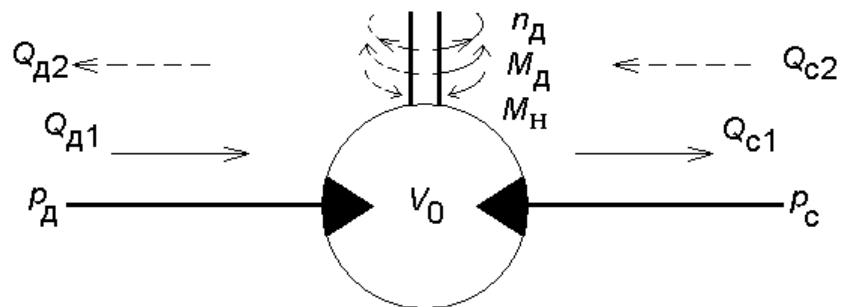


Рисунок 4.4.2 – Расчетная схема реверсивного гидромотора. Индексы переменных «1» и «2» означают прямой ход и обратный ход (вращение вала гидромотора по ходу часовой стрелки и против хода часовой стрелки) соответственно

Основной характеристикой геометрических размеров роторных гидромоторов, как и роторных насосов, является их *рабочий объем* V_0 . Эта величина имеет тот же физический смысл и определяется так же, как и у насосов. Следует отметить, что гидромоторы и аналогичные им насосы могут быть с переменным рабочим объемом, т.е. *регулируемыми*.

Будем считать, что при установившемся вращении вала гидромотора крутящий момент от сил давления M_d равен по величине и противоположен по направлению

нагрузочному крутящему моменту M_n (рисунок 4.4.2). Определим связь рабочего объема гидромотора V_0 с крутящим моментом M_d и частотой вращения n_d вала.

При *прямом ходе* жидкость нагнетается насосом в гидромотор под давлением p_{d1} , а сливается из гидромотора в гидробак при давлении $p_{c1} < p_{d1}$, вал начинает вращаться, допустим, по ходу часовой стрелки с частотой n_{d1} .

Применяя формулу (3.2.1) для расходов жидкости в напорной Q_{d1} и сливной Q_{c1} гидролиниях гидромотора, получим без учета утечек в окружающую среду и перетечек между полостями через уплотнения:

$$n_{d1} = \frac{Q_{d1}}{V_0} = \frac{Q_{c1}}{V_0}. \quad (4.4.1)$$

Или с учетом *объемного КПД* гидромотора $\eta_{об.м.}$:

$$Q_{d1} = \frac{V_0 \cdot n_{d1}}{\eta_{об.м.}}, \quad (4.4.2)$$

$$Q_{c1} = V_0 \cdot n_{d1} \cdot \eta_{об.м.} \quad (4.4.3)$$

Крутящий момент от сил давления M_{d1} при прямом ходе без учета потерь энергии на механическое трение в гидромоторе:

$$M_{d1} = (p_{d1} - p_{c1}) \cdot \frac{V_0}{2 \cdot \pi}. \quad (4.4.4)$$

Или с учетом *механического КПД* гидромотора $\eta_{м.м.}$:

$$M_{d1} = (p_{d1} - p_{c1}) \cdot \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{м.м.} \quad (4.4.5)$$

При *обратном ходе* жидкость нагнетается насосом в гидромотор под давлением p_{c2} , а сливается из гидромотора в гидробак при давлении $p_{d2} < p_{c2}$, теперь вал начинает вращаться против хода часовой стрелки с частотой n_{d2} , которая без учета утечек и перетечек равна:

$$n_{d2} = \frac{Q_{d2}}{V_0} = \frac{Q_{c2}}{V_0}. \quad (4.4.6)$$

С учетом *объемного КПД* гидромотора $\eta_{об.м.}$ расходы жидкости в напорной Q_{c2} и сливной Q_{d2} гидролиниях гидромотора:

$$Q_{c2} = \frac{V_0 \cdot n_{d2}}{\eta_{об.м.}}, \quad (4.4.7)$$

$$Q_{\text{д2}} = V_0 \cdot n_{\text{д2}} \cdot \eta_{\text{об.м}}. \quad (4.4.8)$$

Крутящий момент от сил давления $M_{\text{д2}}$ при обратном ходе без учета потерь энергии на механическое трение в гидромоторе:

$$M_{\text{д2}} = (p_{\text{с2}} - p_{\text{д2}}) \cdot \frac{V_0}{2 \cdot \pi}. \quad (4.4.9)$$

Или с учетом механического КПД гидромотора $\eta_{\text{м.м.}}$:

$$M_{\text{д2}} = (p_{\text{с2}} - p_{\text{д2}}) \cdot \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{\text{м.м.}}. \quad (4.4.10)$$

В заключение следует отметить, что выпускаются роторные гидромашины, которые могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора. Такие гидромашины принято называть *насос-моторами*.

4.5. Поворотные гидродвигатели

Поворотным гидродвигателем называется объемный гидродвигатель с вращательным движением выходного звена, ограниченным углом поворота $\Phi_{\text{д}}$. Условные графические обозначения поворотных гидродвигателя и пневмодвигателя показаны на рисунке 4.5.1 в и г соответственно.

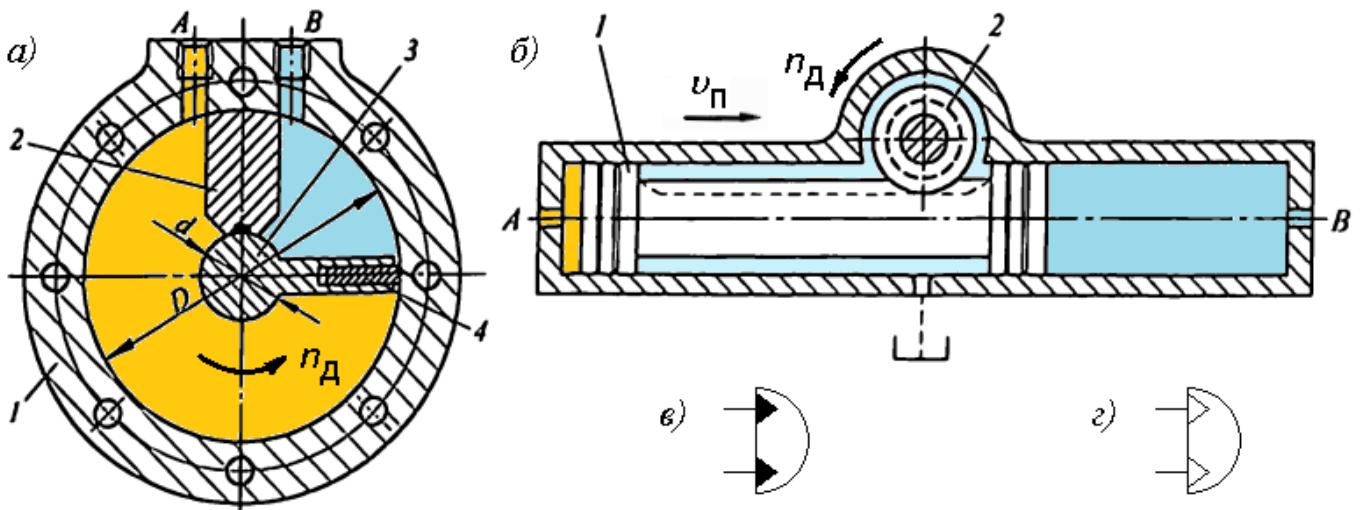


Рисунок 4.5.1 – Поворотный гидродвигатель: а) пластинчатый; б) с зубчато-реечной передачей. Условные графические обозначения на принципиальных гидро- и пневмосхемах: в) поворотного гидродвигателя; г) поворотного пневмодвигателя

В *пластинчатом поворотном гидродвигателе* (рисунок 4.5.1, а) корпус 1 и боковые крышки образуют внутреннюю цилиндрическую полость, в которой установлены разделитель 2 и вал 3. Последний жестко связан с лопастью, снабженной уплотняющей пластиной 4, под задний торец которой подводится

рабочее давление. Если соединить отверстие А со сливной гидролинией гидросистемы, а отверстие В – с напорной гидролинией, вал поворачивается по часовой стрелке. *Рабочий объем* данной гидромашины можно найти по формуле:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot b}{4}, \quad (4.5.1)$$

где D, d – диаметры статора и вала соответственно, м;

b – ширина лопасти, м.

Для поворотных гидродвигателей с лопастью угол поворота может достигать 280° . Число разделителей и лопастей может быть 2 и более; при этом соответственно увеличивается развиваемый момент и уменьшается угол поворота.

Более технологична конструкция *поворотного гидродвигателя с зубчато-реечной передачей* (рисунок 4.5.1, б) в которой на плунжере 1 выполнена зубчатая рейка, зацепляющаяся с валом-шестерней 2. Вал имеет подшипниковые опоры в боковых крышках. *Рабочий объем* данной гидромашины можно найти по формуле:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} \right) \cdot \frac{m \cdot z}{2}, \quad (4.5.2)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр плунжера 1, м;

m – модуль зацепления, м;

z – число зубьев шестерни.

Расчетные зависимости (4.4.1)-(4.4.10) для расходов жидкости, крутящего момента и частоты вращения вала при прямом и обратном ходе, *рассмотренные для гидромоторов, можно использовать и для поворотных гидродвигателей.*

4.6. Направляющие гидрораспределители

Гидрораспределитель – это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

Гидрораспределители бывают *направляющими* и *дросселирующими*.

Направляющий гидрораспределитель – это направляющий гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки или изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Гидрораспределители классифицируют:

- 1) по конструкции запорно-регулирующего элемента: золотниковые (с цилиндрическим или плоским золотником) (рисунок 4.6.1, а, б, в), крановые и клапанные;
- 2) по числу внешних гидролиний: на двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т.д.;
- 3) по числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента: двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.;
- 4) по виду управления: с ручным (рисунок 4.6.1, г), механическим, электрическим (рисунок 4.6.1, д), гидравлическим и другими видами управления.

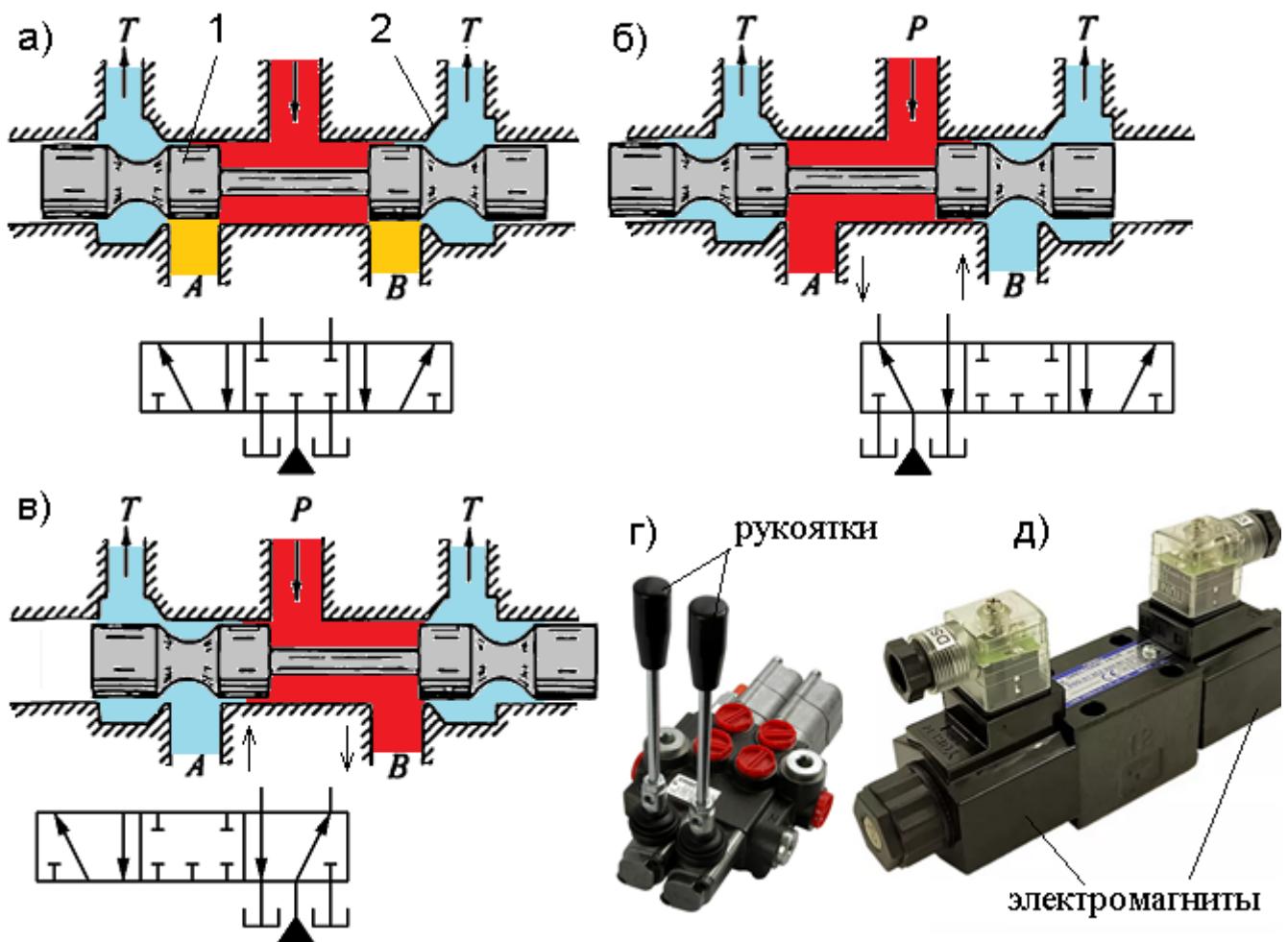


Рисунок 4.6.1 – Принципиальная схема и условное графическое обозначение золотникового 5/3

гидрораспределителя (1 – золотник, 2 – корпус, Р – напорная гидролиния, Т – сливные гидролинии, А, В – исполнительные гидролинии): а) в нейтральной позиции; б) в левой позиции; в) в правой позиции. Фотографии гидрораспределителя с ручным управлением с помощью рукояток (г) и с электрическим управлением с помощью электромагнитов (д)

Принцип действия золотникового гидрораспределителя наглядно представлен на рисунке 4.6.1. В нейтральной позиции (схема а) все каналы гидрораспределителя

перекрыты. При смещении золотника влево (схема *б*) жидкость поступает из напорной гидролинии Р в гидролинию А, а из гидролинии В попадает в сливную гидролинию Т. Аналогично при смещении золотника вправо (схема *в*) между собой соединяются гидролинии Р и В, а также гидролинии А и Т.

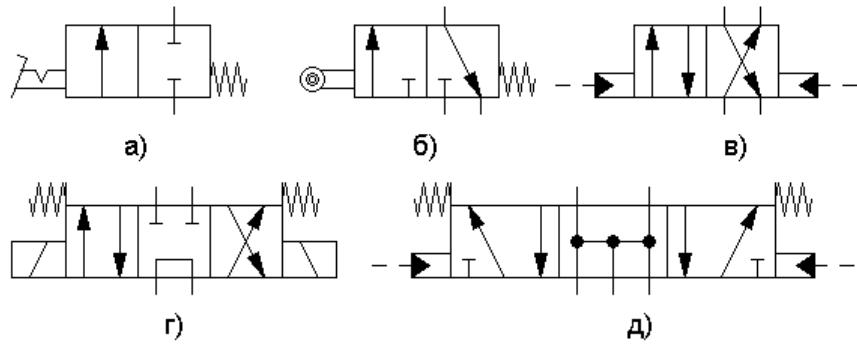


Рисунок 4.6.2 – Условное графическое обозначение гидрораспределителя: *а*) 2/2 с управлением от педали с фиксатором и пружиной; *б*) 3/2 с механическим управлением от толкателя с роликом и пружиной; *в*) 4/2 с гидравлическим управлением; *г*) 4/3 с электрическим управлением и пружинами; *д*) 5/3 с гидравлическим управлением и пружинами

В условном обозначении гидрораспределителя *не учитывают тип конструкции, а указывают следующие элементы*: позиции запорно-регулирующего элемента (прямоугольники); гидролинии, подводимые к распределителю (изображают только для исходной позиции); проходы (стрелки) и элементы управления (рисунок 4.6.2). Кроме графических обозначений, установлены также *цифровые обозначения в виде дроби*. Например, четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель указывают как «4/3-гидрораспределитель».

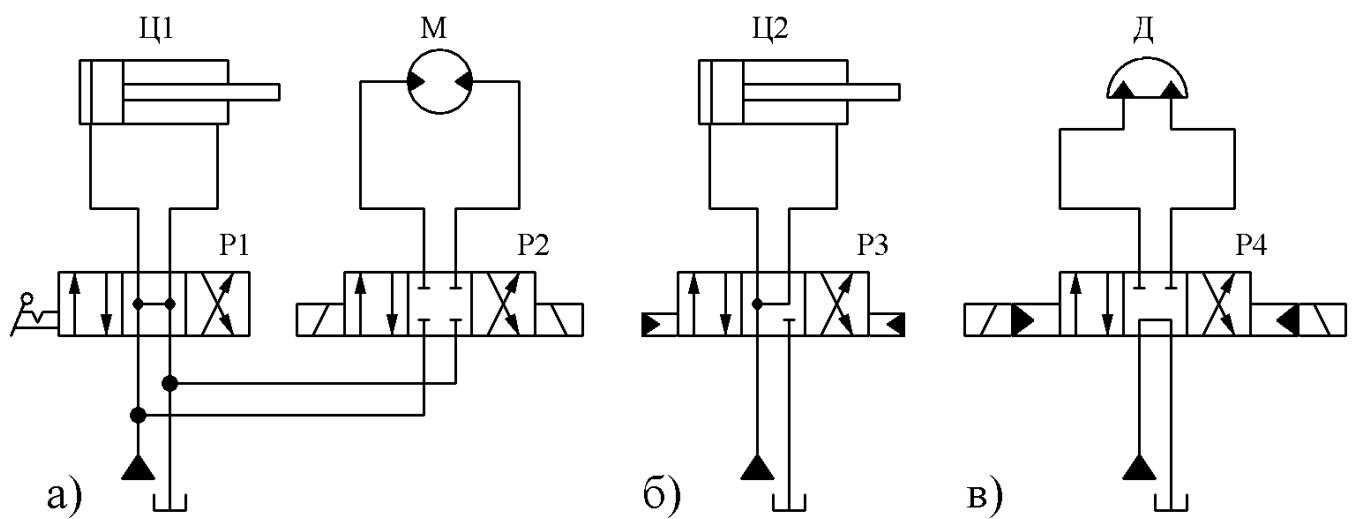


Рисунок 4.6.3 – Примеры применения 4/3-гидрораспределителей в гидроприводах

На принципиальных гидросхемах на рисунке 4.6.3 приведены *примеры применения 4/3-гидрораспределителей в гидроприводах*. Например, в схеме *а* жидкость от насоса поступает через распределитель Р1, находящийся в нейтральной

позиции, по пути наименьшего сопротивления в гидробак. При переключении Р1 в левую позицию жидкость от насоса нагнетается в поршневую полость цилиндра Ц1, а из штоковой полости сливается через Р1 в гидробак, поэтому шток выдвигается вправо. При правой позиции Р1 напорная гидролиния соединяется со штоковой полостью цилиндра Ц1, а сливная гидролиния – с поршневой полостью, поэтому шток задвигается влево. Аналогично происходит управление вращением вала гидромотора М (рисунок 4.6.3, *а*), движением штока цилиндра Ц2 (рисунок 4.6.3, *б*), поворотом вала гидродвигателя Д (рисунок 4.6.3, *в*).

Рассмотрим *особенности распределения потоков в нейтральной позиции* гидрораспределителями Р1, Р2, Р3, Р4 (рисунок 4.6.3). Если *все гидролинии связаны между собой* (Р1), торможение при переключении будет плавным (хотя путь торможения увеличится при значительной инерции и малом трении), невозможно обеспечить срабатывание других гидродвигателей, например, гидромотора М (так как насос соединен с гидробаком), невозможно надежно зафиксировать поршень в каком-либо положении (поршень сместится при внешнем воздействии).

Если *все гидролинии перекрыты* (Р2), давление в гидросистеме сохраняется (насос и гидробак разобщены), торможение гидродвигателя при переключении позиций происходит резко (возможны гидроудары), из-за неравномерности утечек жидкости в распределителе возможно движение выходного звена гидродвигателя при внешнем воздействии.

Если *рабочие гидролинии связаны с напорной гидролинией* (Р3), давление в гидросистеме сохраняется, обеспечивается плавные разгон и торможение поршня цилиндра при переключении позиций, но ухудшаются условия работы уплотнений.

Если *рабочие гидролинии перекрыты, а напорная и сливная гидролинии связаны* (Р4), невозможно обеспечить срабатывание других гидродвигателей, из-за утечек в распределителе фиксация гидродвигателя при внешнем воздействии невозможна, торможение гидродвигателя при переключении позиций происходит резко.

4.7. Обратные клапаны

Обратный клапан – это гидроаппарат, практически свободно пропускающий поток рабочей жидкости в одном направлении (при движении жидкости в противоположном направлении поток запирается) (рисунок 4.7.1).

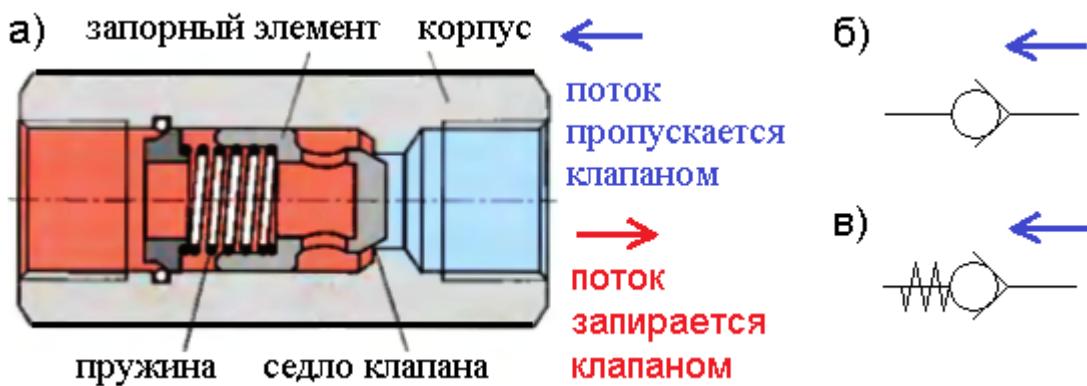


Рисунок 4.7.1 – Принципиальная схема (а) и условное графическое обозначение обратного клапана (б) и обратного клапана с усиленной пружиной (в)

Обратные клапаны должны быть герметичными в закрытом положении и обладать минимальным гидравлическим сопротивлением в открытом положении.

В ряде случаев обратные клапаны *с усиленной пружиной* используются и качестве *подпорных* (обычно в сливных линиях) или *перепускных* (например, включаемых параллельно фильтру или теплообменнику).

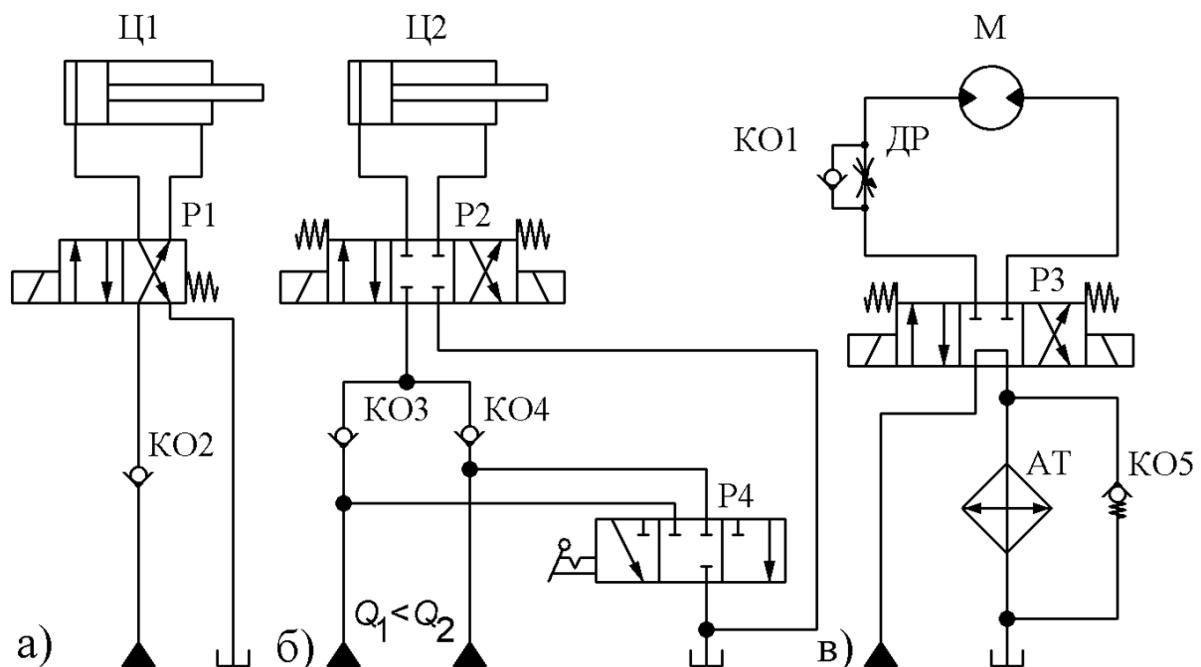


Рисунок 4.7.2 – Примеры применения обратных клапанов в гидроприводах

На принципиальных гидросхемах на рисунке 4.7.2 приведены *примеры применения обратных клапанов в гидроприводах*. Например, в схеме *а* обратный клапан исключает слив масла из гидросистемы при выключении насоса.

В схеме *б* гидроцилиндр подключен к двум насосам разной подачи (сами насосы на рисунке не показаны), что обеспечивает возможность *ступенчатого регулирования скорости штока* за счет *независимой разгрузки насосов*, осуществляющей посредством 3/3-гидрораспределителя P4 с ручным управлением и обратных клапанов KO3 и KO4. При переключении P4 в левую позицию

осуществляется разгрузка насоса малой подачи. В этом случае в работе участвует только насос большой подачи (обратный клапан КО3 насоса малой подачи закроется). Аналогичный процесс происходит при переключении распределителя Р4 в правую позицию.

В схеме в запирание обратного клапана КО1 обеспечивает пропускание жидкости через подключенный параллельно дроссель ДР, обладающий значительным гидравлическим сопротивлением, лишь при одном направлении движения жидкости (при переключении распределителя Р3 в правую позицию). При левом положении распределителя Р3 жидкость проходит по пути наименьшего сопротивления через клапан КО1. Обратный клапан с усиленной пружиной КО5 в сливной гидролинии предназначен для создания подпора на входе жидкости в маслоохладитель АТ, защищая его от перегрузки.

4.8. Гидрозамки

Гидрозамок (или управляемый обратный клапан) – это гидроаппарат, предназначенный для пропускания потока жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях при наличии управляющего воздействия. Гидрозамки бывают *односторонние и двухсторонние*.

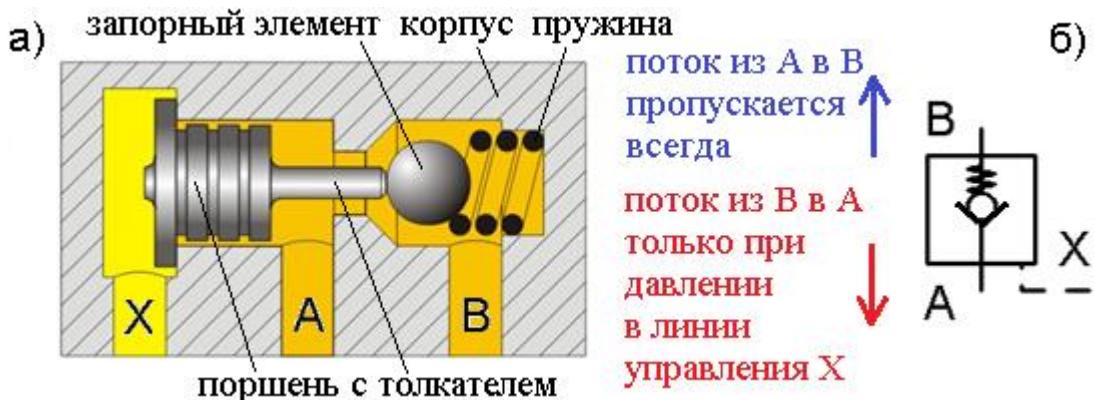


Рисунок 4.8.1 – Принципиальная схема (а) и условное графическое обозначение (б) одностороннего гидрозамка

Схема и условное графическое обозначение *одностороннего гидрозамка* приведены на рисунке 4.8.1. Он содержит в корпусе элементы обратного клапана (запорный элемент с пружиной), а также поршень с толкателем (часто также снабженный пружиной в полости, соединенной с каналом А).

Если *давление в гидролинии управления X отсутствует*, то при движении жидкости из гидролинии А в гидролинию В запорный элемент отжимается от седла,

а поршень с толкателем перемещаются влево. При изменении направления потока в гидролиниях А и В запорный элемент прижимается к седлу и движение жидкости прекращается (*гидрозамок закрыт*). В этом случае гидрозамок работает как обычный обратный клапан.

Если *подать давление в гидролинию управления X*, поршень переместится вправо, его толкатель отожмет запорный элемент от седла, и жидкость будет проходить через открытое рабочее окно независимо от направления ее движения (*гидрозамок открыт*).

В качестве *примера использования гидрозамков в гидросистемах* рассмотрим схему гидропривода на рисунке 4.8.2. Односторонний гидрозамок ЗМ исключает возможность самопроизвольного опускания штока цилиндра Ц с грузом при нейтральном положении распределителя или случайном падении давления в гидросистеме. Клапан давления КП с обратным клапаном КО1 настроен на давление, которое превышает давление, создаваемое в штоковой полости цилиндра силой тяжести груза. Движение поршня вниз возможно лишь после переключения распределителя Р в правую позицию и подвода давления в поршневую полость цилиндра Ц и линию управления гидрозамка ЗМ. Скорость опускания ограничивается дросселем ДР.

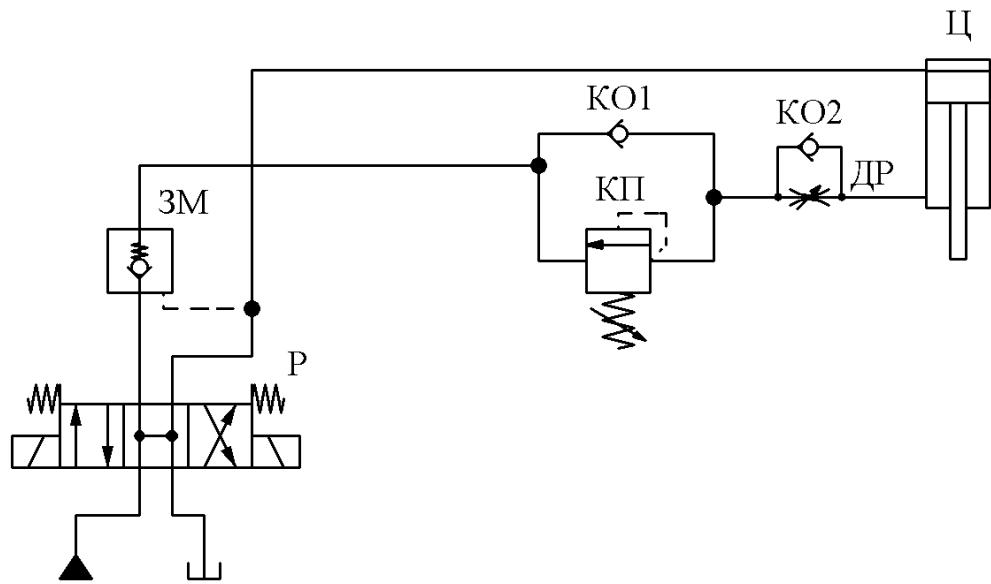


Рисунок 4.8.2 – Пример применения гидрозамка в гидроприводе

4.9. Предохранительные клапаны давления

Клапаны давления ограничивают, поддерживают или регулируют давление в гидросистеме.

Подразделяются на напорные (предохранительные или переливные), редукционные, клапаны последовательности и клапаны разности давлений.

По характеру воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент различают:

1) *клапаны прямого действия*, в которых проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия контролируемого потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент (*используются при небольших расходах и давлениях*);

2) *клапаны непрямого действия*, представляющими собой совокупность двух клапанов: основного и вспомогательного, причем величина открытия рабочего проходного сечения основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Напорным клапаном называется клапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом потоке жидкости (*на входе в клапан*).

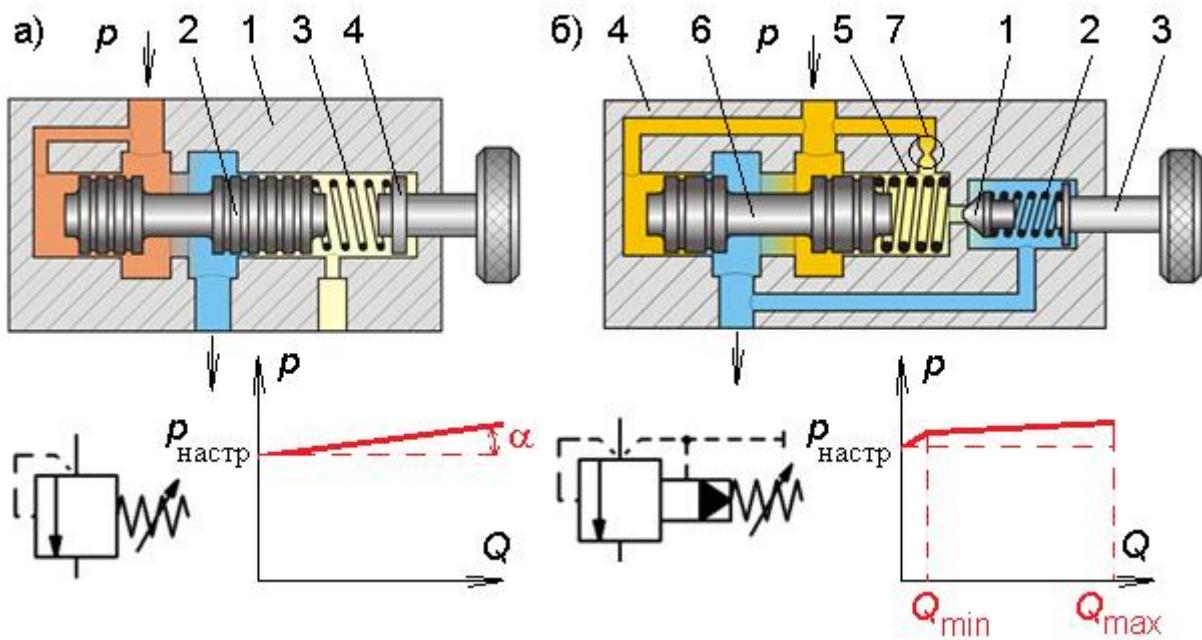


Рисунок 4.9.1 – Принципиальная схема, условное графическое обозначение, характеристика предохранительного/переливного клапана: прямого действия (а) и непрямого действия (б)

Предохранительным клапаном называется напорный клапан, предназначенный для предохранения элементов гидросистемы от давления, превышающего допустимое.

Такие клапаны устанавливаются, как правило, в непосредственной близости у насоса, а также в местах, где по условиям работы гидросистемы возможно возникновение опасных по величине давлений.

Предохранительный клапан прямого действия на рисунке 4.9.1, а имеет запорно-регулирующий элемент 2 в виде золотника (применяют также плунжеры, шарики, конусные элементы), прижимающийся пружиной 3 к левому торцу проточки в корпусе 1. *Давление срабатывания* клапана $p_{настр}$ можно изменить при помощи регулировочного винта 4 (за счет изменения силы предварительного поджатия пружины 3). Если контролируемое давление на входе в клапан становится больше давления срабатывания ($p > p_{настр}$), золотник 2 смещается вправо, открывая проходное сечение, через которое жидкость начинает сливаться в гидробак.

Переливной клапан – это напорный клапан, предназначенный для поддержания заданного уровня давления на входе в клапан с заданной точностью путем непрерывного слива части потока жидкости. Следует отметить, что *конструкция таких клапанов может не отличаться от предохранительных*, хотя учитывая постоянную работу в неустановившемся режиме, в качестве переливных чаще используются золотниковые клапаны.

Характеристика переливного клапана представляется прямой линией, начинающейся на оси давлений с точки, соответствующей $p_{настр}$ (рисунок 4.9.1, а). Угол наклона характеристики α вверх характеризует *нестабильность поддержания заданного уровня контролируемого давления* в рабочем диапазоне изменения величины расхода жидкости, сливающейся через клапан.

Чтобы уменьшить угол α , необходимо снизить жесткость пружины, однако это значительно усложнит конструкцию клапана, увеличит его массогабаритные показатели (особенно при регулировании больших давлений).

Наиболее совершенными по форме характеристики, небольшим габаритным размерам, герметичности, а также малой склонностью к автоколебаниям являются *переливные клапаны непрямого действия*. При $p < p_{настр}$ основная и вспомогательная ступени такого клапана (рисунок 4.9.1, б) будут закрыты (*давление срабатывания* $p_{настр}$ вспомогательной ступени регулируется изменением предварительного поджатия пружины 2 винтом 3). При этом герметичность основной ступени обеспечивается прижимом золотника 6 к левому торцу проточки в корпусе 4 силой упругости пружины 5 (силы давления на торцы золотника 6 пока одинаковы).

При $p > p_{настр}$ запорный элемент 1 вспомогательной ступени смещается вправо, и некоторая часть жидкости начнет сливаться в гидробак. При этом на дросселе 7

возникают потери давления: давление на левый торец золотника 6 будет больше, чем на правый торец. Затем, начиная с некоторого момента (когда давление p на входе в клапан достигнет давления настройки основной ступени), золотник 6 сместится вправо, и основная часть жидкости из напорной гидролинии начнет сливаться в гидробак (давление p на входе в клапан практически остается равным давлению настройки основной ступени).

Характеристика переливного клапана непрямого действия (рисунок 4.9.1, б) состоит из начального диапазона от 0 до Q_{\min} (слив через вспомогательную ступень) и рабочего диапазона от Q_{\min} до Q_{\max} (слив через обе ступени клапана).

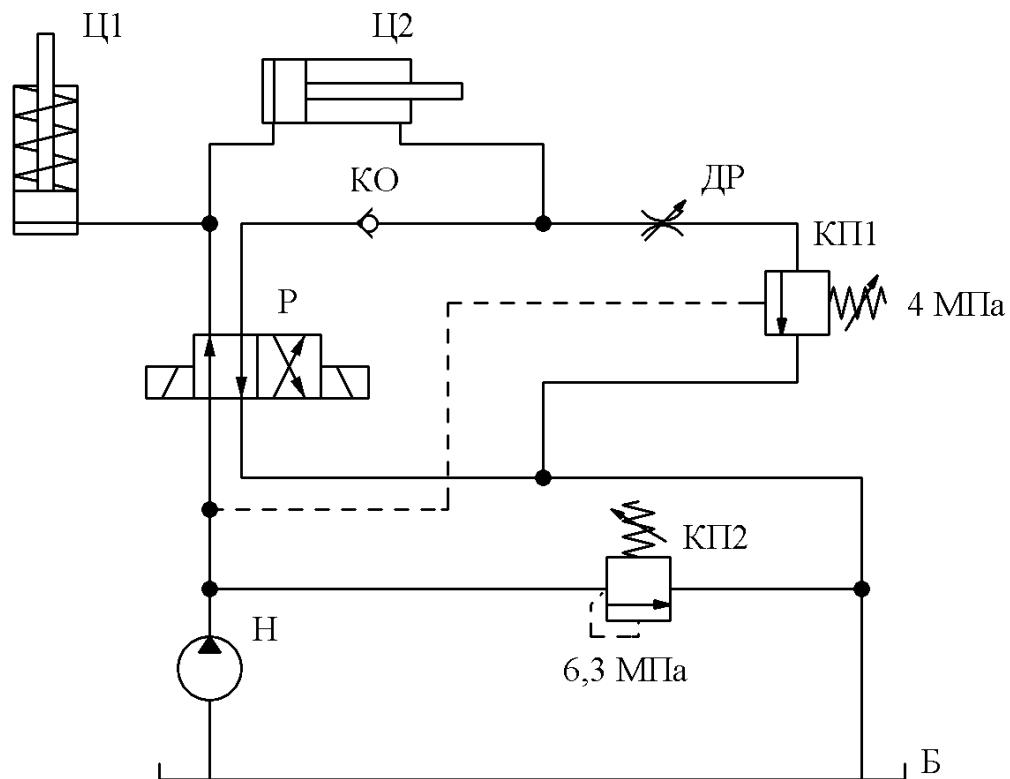


Рисунок 4.9.2 – Пример применения предохранительных клапанов давления в гидроприводах

В качестве *примера использования предохранительных клапанов давления в гидросистемах* рассмотрим схему гидропривода на рисунке 4.9.2. Жидкость от насоса Н через распределитель Р, находящийся в левой позиции, поступает в гидроцилиндры зажима Ц1 и подачи инструмента Ц2. Однако первым начинает движение цилиндр зажима Ц1, так как гидролиния, подсоединеная к штоковой полости цилиндра Ц2, пока закрыта предохранительным клапаном КП1 с *дистанционным управлением*. Когда шток цилиндра Ц1 полностью поднимется, давление в напорной магистрали начнет расти до 4 МПа, после чего клапан КП1 откроется и позволит жидкости сливаться из штоковой полости через дроссель ДР в гидробак. Шток цилиндра Ц2 выдвинется вправо, после чего вся жидкость будет

сливаться под давлением 6,3 МПа в гидробак через предохранительный клапан КП2, защищающий гидросистему от перегрузки.

4.10. Редукционные клапаны давления

Редукционным клапаном (рисунок 4.10.1) называется регулирующий клапан, предназначенный для поддержания в отводимом потоке постоянного заданного давления p_2 , причем меньшего, чем давление p_1 в подводимом потоке ($p_2 < p_1$).

Он чаще всего применяется в гидросистемах, где от одного насоса работают несколько гидродвигателей, требующих разное давление питания.

Представленный на рисунке 4.10.1 *редукционный клапан прямого действия* состоит из золотникового запорно-регулирующего элемента 1 и пружины 3, размещенных в цилиндрической проточке корпуса 2. *Давление срабатывания* клапана $p_{\text{настр}}$ можно изменить при помощи регулировочного винта 4 (за счет изменения силы предварительного поджатия пружины 3). Для демпфирования возможных колебаний давления полость с пружиной 3 соединена со сливной гидролинией.

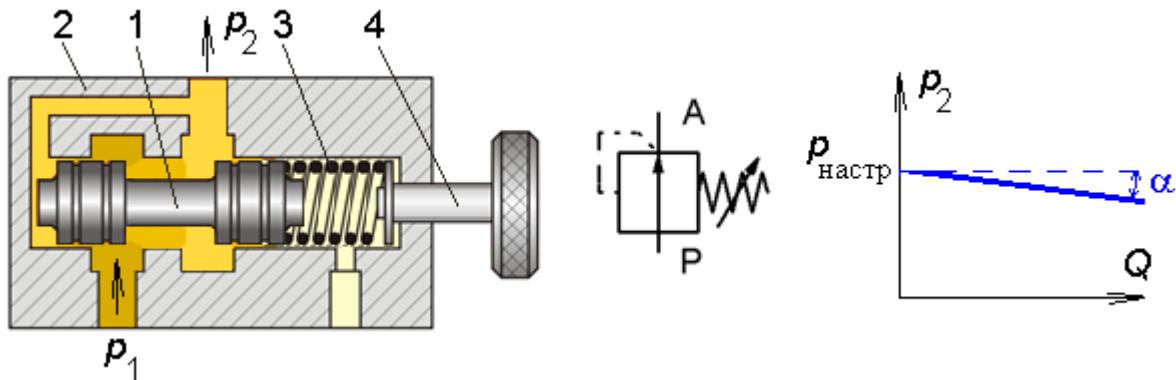


Рисунок 4.10.1 – Принципиальная схема, условное графическое обозначение, характеристика редукционного клапана прямого действия

В отличие от напорных гидроклапанов редукционный клапан *нормально открыт*, т.е. при выключененной гидросистеме запорно-регулирующий элемент 1 пружиной 3 смещается к левому торцу проточки в корпусе, полностью открывая проходное сечение клапана (это отражено в условном графическом обозначении).

Пружина 3 стремится удержать клапан в открытом положении, а давление p_2 , действуя на левый торец запорно-регулирующего элемента 1, создает силу, которая стремится закрыть клапан. Давление p_1 непосредственного влияния на работу клапана не оказывает. При $p_2 > p_{\text{настр}}$ элемент 1 смещается силой давления

вправо до тех пор, пока в результате потерь давления при частичном перекрытии проходного сечения давление p_2 не снизится до нового равновесного значения.

Характеристика редукционного клапана представляется прямой линией, начинающейся на оси давлений с точки, соответствующей $p_{\text{настр}}$ (рисунок 4.10.1). Угол наклона характеристики α вниз, характеризующий *точность поддержания давления* p_2 , так же, как и у переливного клапана, зависит от жесткости пружины.

Уменьшение редуцируемого давления p_2 при увеличении проходящего через клапан расхода Q объясняется тем, что для пропускания большего расхода необходимо увеличение проходного сечения клапана, а это возможно лишь при уменьшении силы упругости пружины, а значит, при уменьшении силы давления на левый торец элемента 1.

При наличии жестких требований по точности редуцирования (уменьшения) давления рекомендуется использовать *редукционный клапан непрямого действия*.

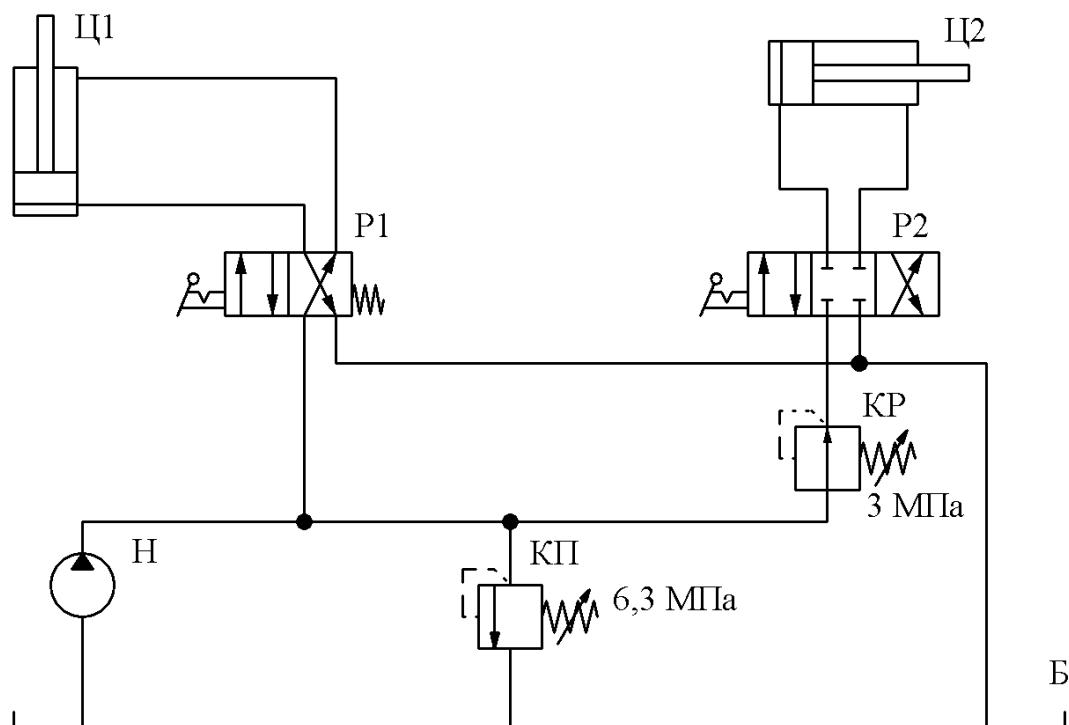


Рисунок 4.10.2 – Пример применения редукционного клапана давления в гидроприводе

В качестве *примера использования редукционных клапанов давления в гидросистемах* рассмотрим схему гидропривода зажимного устройства на рисунке 4.10.2. Жидкость от насоса Н под давлением, максимальная величина которого ($p_1 = 6,3 \text{ МПа}$) ограничена настройкой предохранительного клапана КП, через распределитель Р1 поступает в цилиндр Ц1, а через распределитель Р2 – в цилиндр зажима Ц2 под давлением, максимальная величина которого ($p_2 = 3 \text{ МПа}$)

ограничена настройкой редукционного клапана КР. Таким образом, предохранительный клапан КП ограничивает максимальное давление во всей гидросистеме, а редукционный клапан КР – только в определенной части гидросистемы (причем всегда $p_2 < p_1$). Давления настройки контролируются манометрами (на схеме не показаны).

4.11. Дроссели. Гидроприводы с дроссельным регулированием

Дроссель – это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для получения заданного расхода Q при данной величине перепада давления Δp в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

По сути, дроссель представляет собой *местное гидравлическое сопротивление*, которое также может использоваться для снижения давления в отводимом потоке рабочей жидкости при данном расходе. В любом случае процесс дросселирования связан с *потерями мощности* $\Delta N = \Delta p \cdot Q$ и разогревом жидкости.

Важная особенность дросселя – его проходное сечение не изменяется под действием потока рабочей жидкости.

Характеристика дросселя – зависимость потерь на дросселе от расхода жидкости через него (рисунок 4.11.1, *а*). По виду характеристики дроссели бывают *линейные* (капиллярный и др.) и *квадратичные* (шайбовый, золотниковый, крановый и др.). Чем больше сопротивления дросселя, тем больше крутизна его характеристики. В дальнейшем, будет рассматривать наиболее часто встречающиеся в гидроприводах *квадратичные дроссели*, отличающиеся небольшими габаритами и массой, малой зависимостью сопротивления от температуры жидкости. Поэтому:

$$\Delta p = K_{\text{др}} \cdot Q^2, \quad (4.11.1)$$

где $K_{\text{др}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления дросселя, $\text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Нерегулируемые дроссели имеют постоянное сопротивление (капиллярный, шайбовый и др.). Сопротивление *регулируемых* дросселей (золотниковых, крановых, типа «конус-цилиндр», типа «сопло-заслонка» и др.) может изменяться оператором гидропривода.

Например, сопротивление *регулируемого дросселя типа «конус-цилиндр»* (рисунок 4.11.1, *б*) можно уменьшить, смешая запорно-регулирующий элемент вниз поворотом регулировочного винта. Если *составить в одном корпусе дроссель и*

обратный клапан (рисунок 4.11.1, в), то в зависимости от направления движения жидкости поток будет дросселироваться или свободно проходить через клапан.

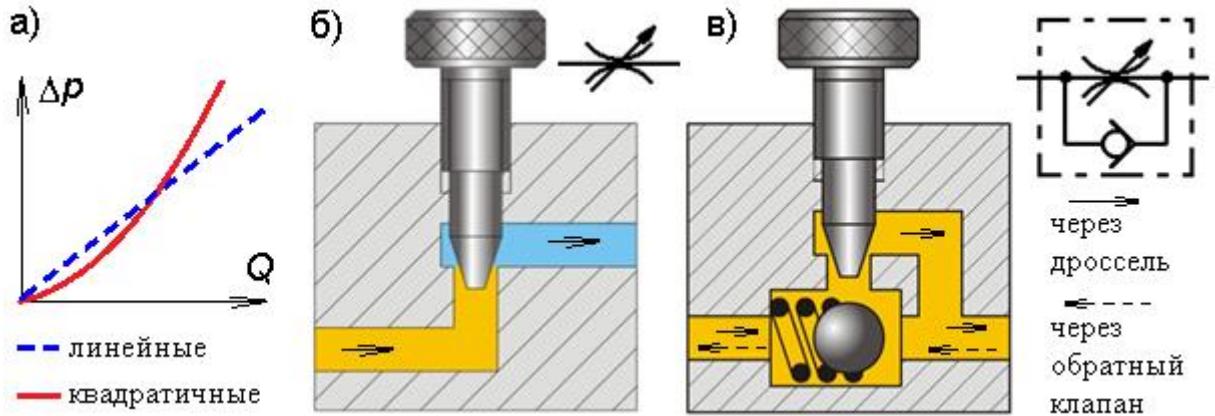


Рисунок 4.11.1 – Характеристики дросселей (а). Принципиальные схемы и условные графические обозначения дросселя типа «конус-цилиндр» (б) и дросселя с обратным клапаном (в)

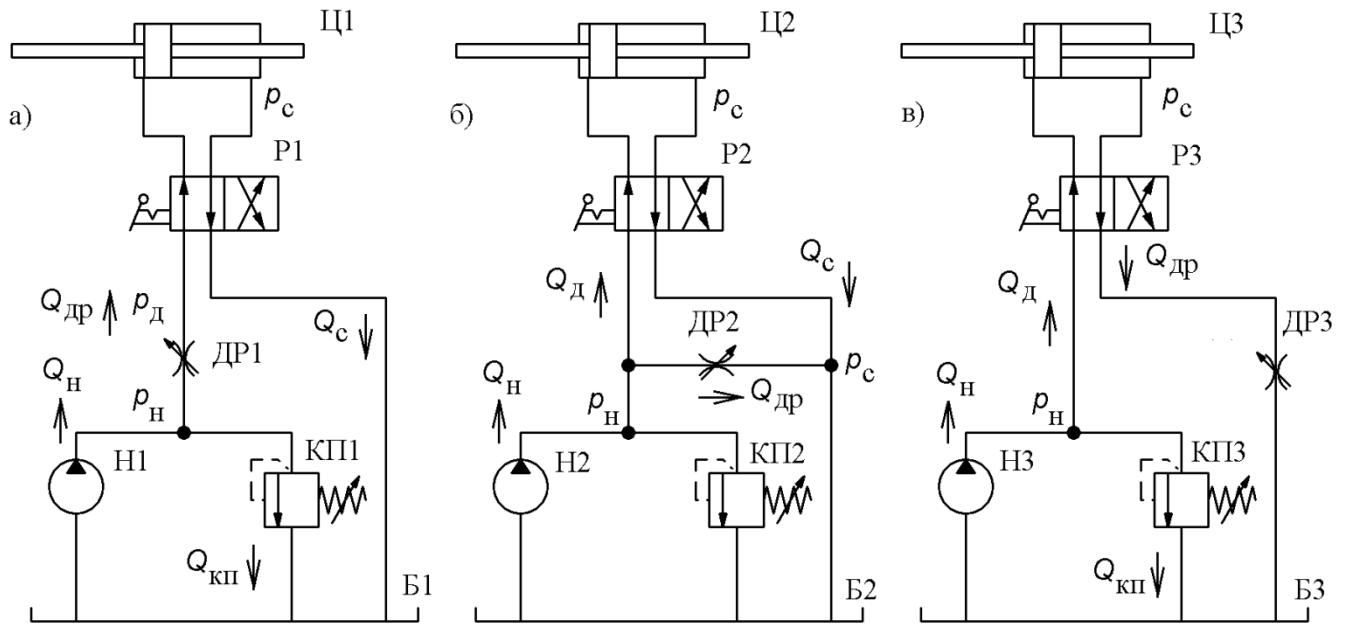


Рисунок 4.11.2 – Типовые схемы установки дросселя в гидроприводе: а) в напорной гидролинии; б) в ответвлении (параллельно гидродвигателю); в) в сливной гидролинии

Рассмотрим три типовых схемы установки дросселя в гидроприводе. В первом варианте *дроссель устанавливается последовательно гидродвигателю в напорную гидролинию* (рисунок 4.11.2, а). Жидкость от насоса H_1 постоянной подачи Q_h через дроссель DR_1 и распределитель P_1 поступает в левую полость цилиндра $\mathbb{Ц}_1$, а из правой полости сливается в гидробак. Скорость выдвижения штока v вправо регулируется с помощью *дросселя*, ограничивающего расход жидкости в левую полость цилиндра величиной Q_{dp} . Причем оставшаяся жидкость $Q_h - Q_{dp}$ сливается в гидробак через *предохранительный клапан* KP_1 , настроенный на давление p_h , достаточное для преодоления максимально возможной нагрузки F_h . Так как клапан

КП1 работает в режиме переливного клапана, постоянно сливая часть жидкости в гидробак, насос постоянно работает под давлением настройки клапана p_h .

Считая площади левой и правой полостей цилиндра Ц1 одинаковыми и равными ($S_n - S_w$), по формуле (4.3.4) скорость штока:

$$v = \frac{Q_{dp} \cdot \eta_{ob.ц}}{(S_n - S_w)}. \quad (4.11.2)$$

Расход жидкости через дроссель ДР1 по формуле (4.11.1):

$$Q_{dp} = \sqrt{\frac{p_h - p_d}{K_{dp}}}. \quad (4.11.3)$$

Если пренебречь путевыми и местными потерями давления в гидросистеме (кроме потерь на дросселе), можно считать, что при выдвижении штока вправо избыточное давление в правой полости цилиндра Ц1 равно нулю, а давление в левой полости при установившемся движении штока, согласно формуле (4.3.7):

$$p_d = \frac{F_h}{(S_n - S_w) \cdot \eta_{m.ц}}. \quad (4.11.4)$$

Тогда можно показать, что *скорость штока при дроссельном регулировании зависит и от сопротивления дросселя, и от нагрузки на штоке цилиндра*:

$$v = \frac{\eta_{ob.ц}}{(S_n - S_w)} \cdot \sqrt{\frac{p_h}{K_{dp}} - \frac{F_h}{K_{dp} \cdot (S_n - S_w) \cdot \eta_{m.ц}}}. \quad (4.11.5)$$

Во втором варианте *при установке дросселя в ответвлении параллельно гидродвигателю* (рисунок 4.11.2, б) потери мощности несколько снижаются, так как жидкость через клапан КП2 сливается лишь при перегрузке или остановке штока цилиндра Ц2 на упоре, если дроссель ДР2 не пропускает через себя расход, равный подаче насоса.

Если *при последовательной установке* дросселя снижение его сопротивления вызывало увеличение скорости штока, то *при параллельной установке* это приводит к снижению скорости штока, так как значительная часть жидкости, подаваемой насосом, будет попадать в гидробак.

В обоих случаях *максимальная скорость* движения штока зависит от подачи насоса и параметров цилиндра.

Считая расход жидкости в левую полость цилиндра Ц2 как разность ($Q_h - Q_{dp}$) и используя ранее сделанные допущения и формулы (4.11.2)-(4.11.4), можно записать

$$v = \frac{\eta_{об.ц}}{(S_{\pi} - S_{ш})} \cdot \left(Q_{\pi} - \sqrt{\frac{F_{\pi}}{K_{др} \cdot (S_{\pi} - S_{ш}) \cdot \eta_{м.ц}}} \right). \quad (4.11.6)$$

Таким образом, скорость штока в этом случае также зависит от нагрузки, причем в большей степени, так как с ростом давления p_{π} увеличивается расход жидкости через дроссель и одновременно несколько снижается подача насоса из-за роста утечек.

В третьем варианте дроссель устанавливается в сливную гидролинию последовательно гидродвигателю (рисунок 4.11.2, в). Предохранительный клапан КПЗ, как и в схеме *а*, работает в режиме переливного клапана, постоянно сливая часть жидкости в гидробак, т.е. насос постоянно работает под давлением настройки клапана p_{π} . Формула для скорости штока получается аналогичной (4.11.5), т.е. влияние нагрузки также присутствует.

При выборе схемы установки дросселя следует также учитывать, что в схеме *а* нагретая в результате дросселирования жидкость попадает в цилиндр (растут утечки из-за снижения вязкости), а в схемах *б* и *в* она сливается в гидробак, где и охлаждается. Если в схеме *а* из-за меньшего давления жидкости снижаются трение и износ уплотнений в цилиндре, то в схеме *в* износ увеличивается из-за большого противодавления в правой полости. Кроме того, в схемах *а* и *б* не исключена кавитация в левой полости цилиндра при выдвижении штока с сопутствующей нагрузкой.

Таким образом, *преимущества* дроссельного регулирования скорости гидродвигателя – простота и дешевизна конструкции, высокое быстродействие, а *недостатки* – низкий КПД из-за потерь энергии при дросселировании, существенная зависимость скорости от нагрузки.

Поэтому *дроссельный способ регулирования* используют в ГП малой мощности (до 3...5 кВт), а также при кратковременных режимах работы ГП.

4.12. Регуляторы потока

Поскольку в большинстве гидроприводов установленная скорость движения гидродвигателей должна быть постоянной в широком диапазоне изменения нагрузок, вместо дросселей можно использовать *регуляторы потока* (рисунок 4.12.1). Они представляют собой комбинацию дросселя с клапаном,

который поддерживает на дросселе постоянный перепад давлений, значительно уменьшая влияние нагрузки на скорость выходного звена гидродвигателя. Некоторая погрешность стабилизации скорости связана с утечками в насосе и неточностью работы клапана в регуляторе потока.

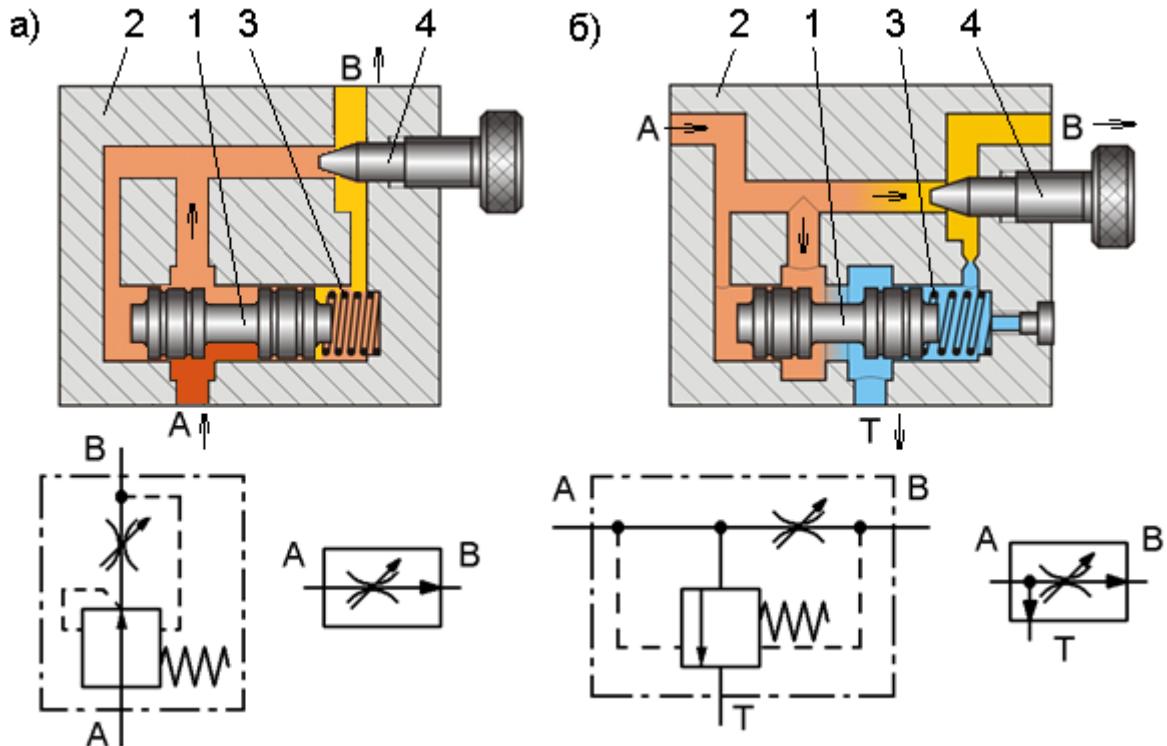


Рисунок 4.12.1 – Принципиальные схемы и условные графические обозначения (детальные – слева, упрощенные – справа) регуляторов потока: а) двухлинейного; б) трехлинейного (1 – золотник, 2 – корпус регулятора, 3 – пружина, 4 – регулирующий элемент дросселя)

Например, если из-за роста нагрузки давление в канале В двухлинейного регулятора потока (рисунок 4.12.1, а) повысится на величину p' , то золотник 1 будет смещаться влево, увеличивая проходное сечение клапана. Смещение прекратится, когда давление под левым торцом золотника, а значит, и давление на входе в дроссель 4 поднимется на величину p' . Перепад давления на дросселе и расход через него вернутся к исходным значениям.

Схожим образом работает трехлинейный регулятор потока (рисунок 4.12.1, б). Установленный в нем клапан дросселирует часть потока жидкости, поступающего из канала А в гидробак Т. Поэтому при увеличении давления в канале В на величину p' золотник 1 будет смещаться влево, уменьшая проходное сечение клапана. Смещение прекратится, когда давление в канале А поднимется на величину p' , восстанавливая исходные перепад давлений на дросселе (0,1...0,3 МПа) и расход через него.

Как и дроссели, регуляторы потока могут иметь встроенный обратный клапан.

Некоторые трехлинейные регуляторы потока могут дополнительно выполнять функции предохранительного клапана.

4.13. Гидроприводы с объемным регулированием

При *объемном (машинном) регулировании* (рисунок 4.13.1) скорость движения выходного звена ГП изменяется за счет изменения рабочего объема:

- схема *а*) регулируемого насоса;
- схема *б*) регулируемого гидромотора;
- схема *в*) регулируемых насоса и гидромотора.

Преимущества объемного регулирования скорости гидродвигателя – высокий КПД (по сравнению с дроссельным способом), малая зависимость скорости от нагрузки, а *недостатки* – сложность и дороговизна регулируемых гидромашин.

Поэтому *объемный способ регулирования* используют в ГП большой мощности и с длительными режимами их работы.

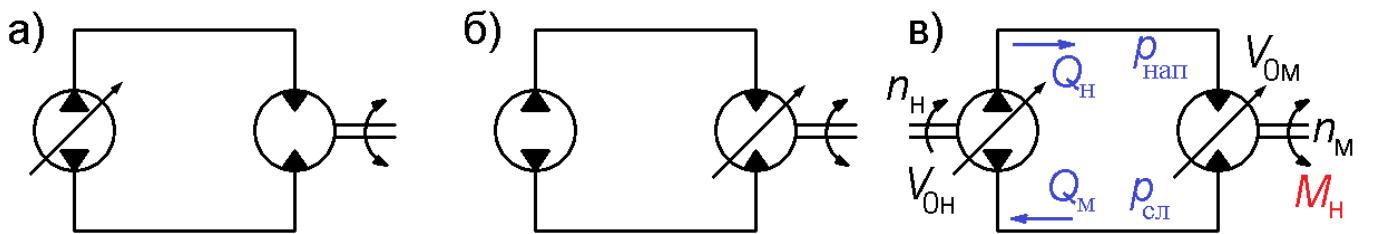


Рисунок 4.13.1 – Принципиальные упрощенные схемы гидроприводов с объемным регулированием (с замкнутым потоком): *а*) с регулируемым насосом; *б*) с регулируемым гидромотором; *в*) с регулируемыми насосом и гидромотором (стрелками показано одно из двух возможных направлений движения жидкости в гидроприводе)

Пусть *параметр регулирования рабочего объема* x – это отношение действительного рабочего объема гидромашины к его максимальному паспортному значению.

Тогда для регулируемых насоса и гидромотора соответственно:

$$x_H = \frac{V_{0H}}{V_{0H\max}}, \quad x_M = \frac{V_{0M}}{V_{0M\max}}. \quad (4.13.1)$$

Для *нереверсивной* гидромашины параметр регулирования x может принимать значения от 0 до 1, а для *реверсивной* гидромашины изменяется от -1 до 1.

Пренебрегая средним давлением в сливной (всасывающей) гидролинии $p_{\text{сл}}$ при определении постоянной нагрузки на валу гидромотора M_h , найдем среднее

давление в напорной гидролинии при установившемся вращении вала гидромотора по формуле (4.4.5):

$$p_{\text{нап}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{h}}}{V_{0M} \cdot \eta_{\text{м.м}}}. \quad (4.13.2)$$

Если рассмотреть утечку в гидромашине как *ламинарное* течение из корпуса через щель в окружающую среду, где нет избыточного давления, то расход утечек в насосе и гидромоторе будет линейно связан с потерей давления на щели:

$$\Delta q_{\text{ут}} = \frac{p_{\text{нап}} - 0}{K_{\text{ут}}} = \frac{p_{\text{нап}}}{K_{\text{ут}}}, \quad (4.13.3)$$

где $K_{\text{ут}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления щели, $\text{Па}\cdot\text{с}/\text{м}^3$.

Тогда уравнение баланса расходов для напорной гидролинии при установившемся режиме работы ГП (рисунок 4.13.1, в):

$$Q_{\text{н.и}} = Q_{\text{м.и}} + \Delta q_{\text{ут}}, \quad (4.13.4)$$

где $Q_{\text{н.и}}$ – идеальная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{м.и}}$ – идеальный расход жидкости через гидромотор, $\text{м}^3/\text{с}$.

С учетом формул (3.2.1), (4.13.1)-(4.13.3) окончательно:

$$\begin{aligned} V_{0M} \cdot n_M &= V_{0H} \cdot n_H - \frac{p_{\text{нап}}}{K_{\text{ут}}} \quad \text{или} \\ n_M &= \frac{V_{0H\max}}{V_{0M\max}} \cdot \frac{x_H}{x_M} \cdot n_H - \frac{2 \cdot \pi}{K_{\text{ут}} \cdot V_{0M\max}^2 \cdot \eta_{\text{м.м}}} \cdot \frac{M_H}{x_M^2}. \end{aligned} \quad (4.13.5)$$

Как видно из полученной формулы, при постоянной частоте вращения вала насоса n_H в гидроприводе с объемным регулированием *частота вращения вала гидромотора* n_M является *функцией независимых параметров регулирования* x_H и x_M . По сравнению с дроссельным регулированием *влияние нагрузки* M_H *минимально* (проявляется только за счет утечек в гидромашине).

На практике при изменении частоты вращения вала гидромотора n_M от нуля до $n_{M\max}$ используется *двухэтапная последовательность регулирования*:

1-й этап: $x_M = 1$, x_H изменяется от 0 до 1;

2-й этап: $x_H = 1$, x_M изменяется от 1 до некоторого $x_{M\min}$, определяемого из условия необходимости вращения вала гидромотора, нагруженного моментом M_H (согласно формуле (4.13.5), при $x_M = 0$ частота вращения вала гидромотора стремится к бесконечности $n_M \rightarrow \infty$).

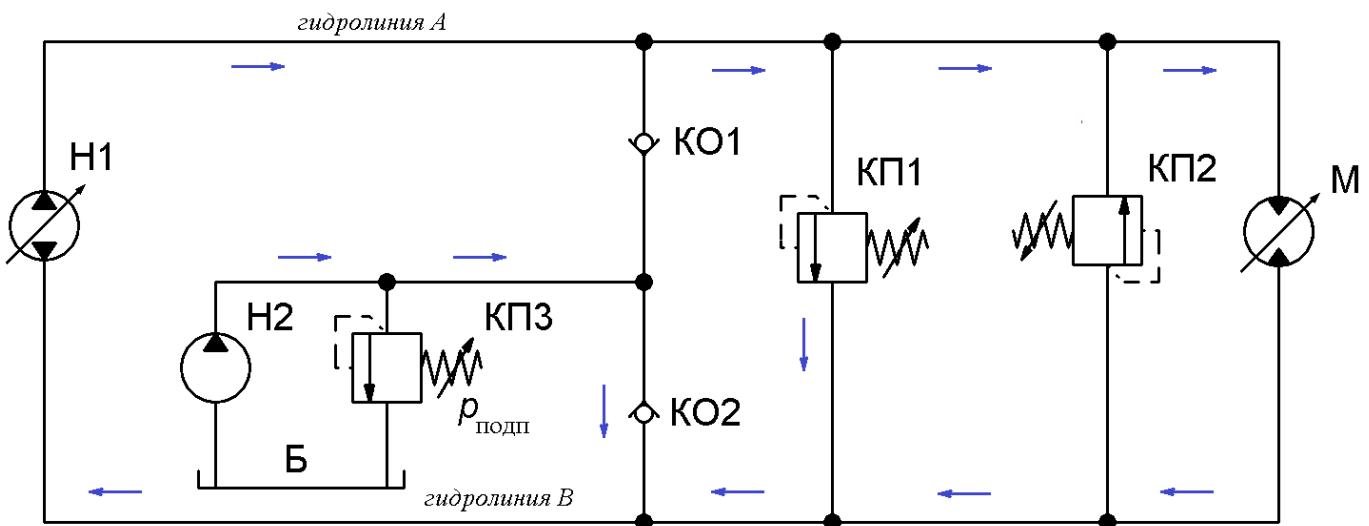


Рисунок 4.13.2 – Пример схемы ГП с объемным регулированием скорости (с замкнутым потоком) (стрелками показано одно из двух возможных направлений движения жидкости в гидроприводе)

В гидроприводе с объемным регулированием скорости и замкнутым потоком рабочей среды (рисунок 4.13.2) частота вращения вала гидромотора М регулируется за счет изменения рабочих объемов регулируемого насоса Н1 и регулируемого гидромотора М. Так как в данном гидроприводе возможен реверс потока рабочей жидкости, то в нем установлены два предохранительных клапана: КП1 защищает гидролинию А, а КП2 – гидролинию В. Для компенсации возможной нехватки жидкости, вызванной утечками в гидромашинах, к контуру гидропривода через обратные клапаны КО1 и КО2 подключена система подпитки, состоящая из гидробака Б, дополнительного нерегулируемого насоса Н1 и переливного клапана КП3, настроенного на давление $p_{подп} = 0,1 \dots 0,3$ МПа. Подпитка всегда осуществляется в гидролинию, которая в данный момент является всасывающей (сливной): через КО1 подпитывается гидролиния А, а через КО2 – гидролиния В. Таким образом, давление в гидросистеме не опускается ниже $p_{подп}$, что в частности исключает вероятность возникновения кавитации на входе в насос Н1.

4.14. Гидроприводы со смешанным регулированием

Смешанное (машинно-дроссельное) регулирование скорости выходного звена объемного гидропривода заключается в том, что в гидроприводе с дроссельным регулированием вместо нерегулируемого насоса используется насос с автоматическим регулированием подачи по давлению в напорной гидролинии.

Изменение подачи осуществляется за счет изменения эксцентрикситета путем смещения статора относительно ротора (радиально-поршневые и пластинчатые

насосы) или за счет поворота блока или диска на новый угол (аксиально-поршневые насосы), причем *управляющее воздействие на статор или диск оказывают подпружиненные плунжеры автоматического регулятора при изменении давления в напорной гидролинии насоса*.

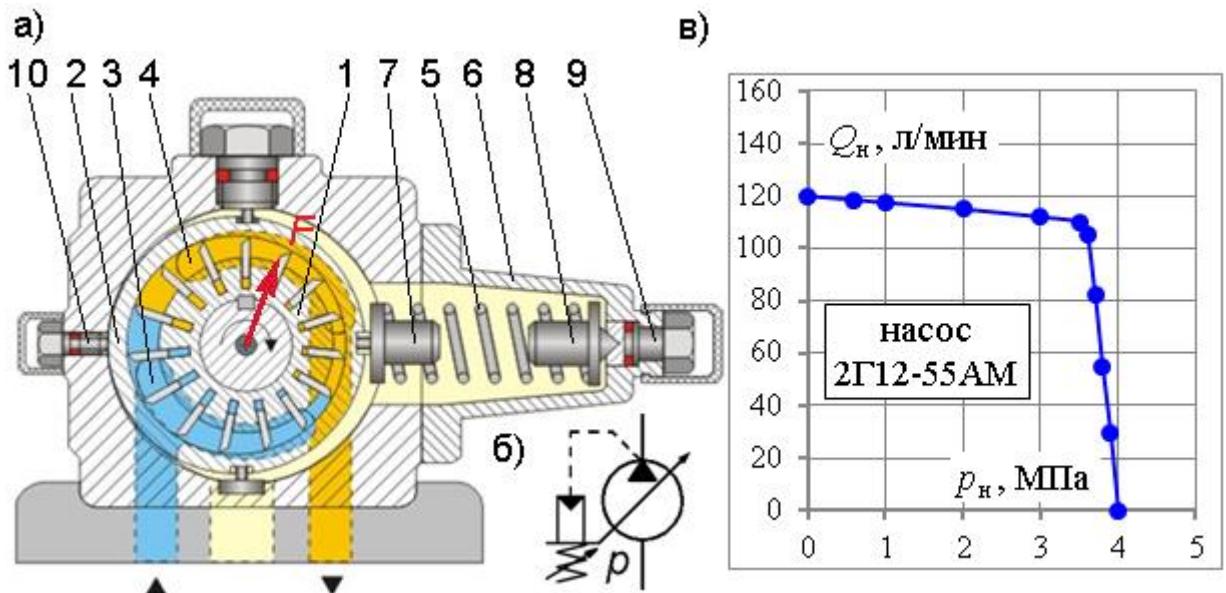


Рисунок 4.14.1 – Принципиальная схема (а) и условное графическое обозначение (б) регулируемого пластиначатого насоса прямого действия Г12-5 и его паспортная характеристика (в)

В качестве примера рассмотрим *регулируемый пластиначатый насос прямого управления* Г12-5 (рисунок 4.14.1, а, б). Давление жидкости в зоне нагнетания (показана оранжевым цветом) создает силу, действующую на ротор 1 с пластинами сверху вниз (воспринимается подшипниками) и на статорное кольцо 2 – снизу вверх. Причем пазы 3 и 4 плоского распределительного золотника выполнены несимметрично (поворнуты на некоторый угол в направлении вращения). Поэтому сила давления, действующая на статорное кольцо 2, отклоняется от вертикали, т.е. появляется некоторая составляющая, стремящаяся сдвинуть статорное кольцо 2, вправо, преодолевая силу пружины 5 регулятора давления, чтобы уменьшить эксцентриситет и подачу насоса. В корпусе регулятора давления 6 также находится толкатель 7, подпятник 8 и регулировочный винт 9. Максимальный эксцентриситет ограничивается упором 10.

Как видно из характеристики данного насоса (рисунок 4.14.1, в), максимальная подача соответствует *холостому режиму работы насоса* (например, насос сливает жидкость сразу в гидробак), когда избыточное давление в напорной гидролинии близко к нулю. При работе гидродвигателей под нагрузкой, а также из-за движения жидкости через дроссели или регуляторы потока, обладающие значительным

гидравлическим сопротивлением, давление в напорной гидролинии поднимается. В этом случае подача насоса начинает уменьшаться: сначала медленно из-за роста утечек в насосе, а после срабатывания регулятора давления, определяемого давлением настройки p , в диапазоне 3,5…4 МПа – очень быстро из-за постепенного уменьшения эксцентрикитета.

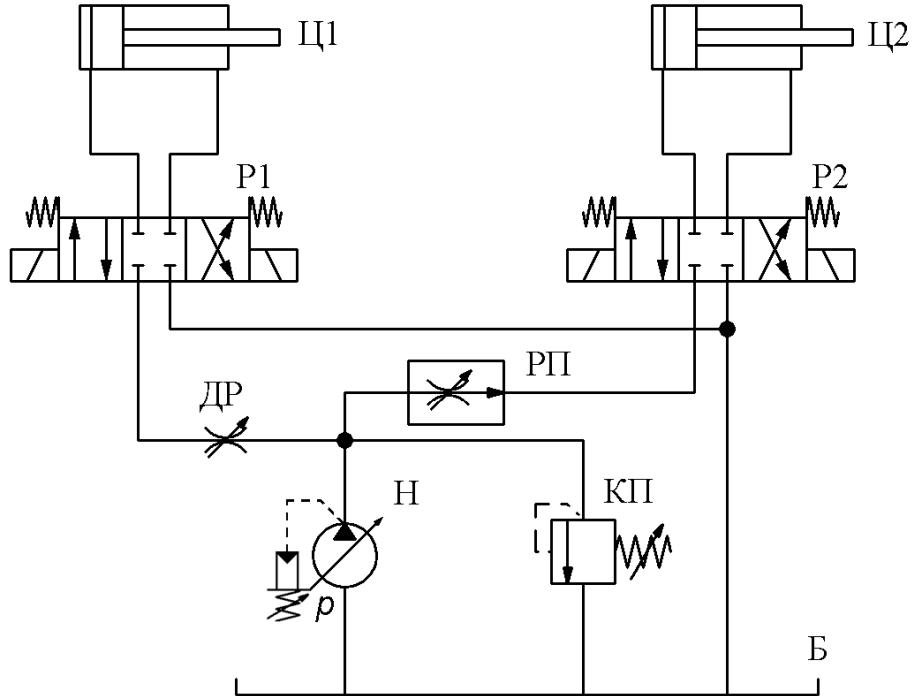


Рисунок 4.14.2 – Пример схемы ГП со смешанным регулированием скорости

В гидроприводе со смешанным регулированием скорости (рисунок 4.14.2) скорости движения штоков цилиндров Ц1 и Ц2 ограничиваются дросселем ДР и двухлинейным регулятором потока РП соответственно. При этом насос Н прямого действия с автоматическим регулятором, настроенным на давление p , изменяет свою подачу в зависимости от потребности гидросистемы. Если распределители Р1 и Р2 останутся в нейтральных позициях, когда все каналы перекрыты, то насос Н автоматически настроится на нулевую подачу.

Насос Н также снабжен предохранительным клапаном КП, настроенным на давление $p_{настр} > p$. Клапан предохраняет гидросистему от перегрузки в случае отказа регулятора давления насоса.

При прочих равных условиях КПД гидропривода со смешанным регулированием получается выше, чем у гидропривода с дроссельным регулированием. Однако следует помнить, что регулируемый насос существенно дороже нерегулируемого.

4.15. Вспомогательная гидроаппаратура

Как было сказано ранее, к *вспомогательной гидроаппаратуре* относятся: гидробаки, фильтры, гидроаккумуляторы, теплообменники, измерительные приборы, трубопроводы и рукава высокого давления (гидро- и пневмолинии). Рассмотрим некоторые из этих гидроаппаратов подробнее.

1. **Гидробак** служит для *хранения, очистки и охлаждения* рабочей жидкости, циркулирующей в ГП. Гидробаки бывают *открытые* (с атмосферным давлением над жидкостью) и *закрытые* (с избыточным давлением 0,8...1,0 МПа).

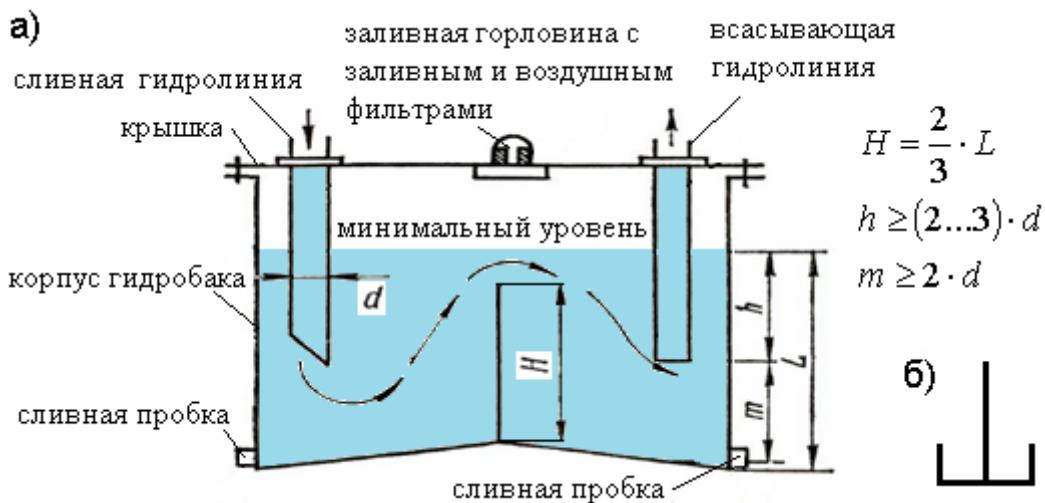


Рисунок 4.15.1 – Схема (a) и условное графическое обозначение (б) открытого гидробака

Крышка *открытого гидробака*, показанного на рисунке 4.15.1, исключает попадание в гидробак посторонних примесей. *Заливной фильтр* защищает гидробак от загрязнений при заполнении жидкостью. *Воздушный фильтр* обеспечивает стабильное давление в гидробаке, отвод выделяющихся из жидкости газов и воздуха в атмосферу, защиту жидкости от пыли в воздухе. Чтобы обеспечить полное опорожнение бака, *дно бака имеет уклон 5...10°* в сторону пробок. Для эффективного охлаждения жидкости и удаления из нее воздуха в гидробаке есть *перегородка*, а сливная труба имеет *срез под углом 45°* в сторону стенки. В гидробаке также имеется *указатель уровня* жидкости, например, мерное окно.

Объем гидробака V_6 , м³, выбирают пропорционально подаче насоса Q_h , м³/с, то есть $V_6 \approx (120...180) \cdot Q_h$.

2. **Фильтр** – это отделитель твердых частиц, в котором очистка рабочей жидкости происходит при ее прохождении через фильтрующий элемент.

Фильтр для гидросистемы выбирается по следующим параметрам: *пропускной способности* (максимальному расходу жидкости, л/мин), *максимально допустимому*

давлению жидкости и тонкости фильтрации (минимальному размеру частиц, задерживаемых фильтром, мкм).

Различают фильтры: *грубой очистки* (10-100 мкм), *нормальной очистки* (5-10 мкм), *тонкой очистки* (1-5 мкм), *особо тонкой очистки* (до 1 мкм).

В зависимости от конструкции фильтрующего элемента фильтры бывают:

– *Щелевые* (жидкость проходит через щели фильтроэлемента): пластинчатые (80...120 мкм) и проволочные (40...100 мкм).

– *Сетчатые* (жидкость проходит через ячейки сетки, полученные в результате плетения из металлической проволоки).

– *Пористые* (жидкость проходит через поры фильтроэлемента): бумажные, керамические и металлокерамические.

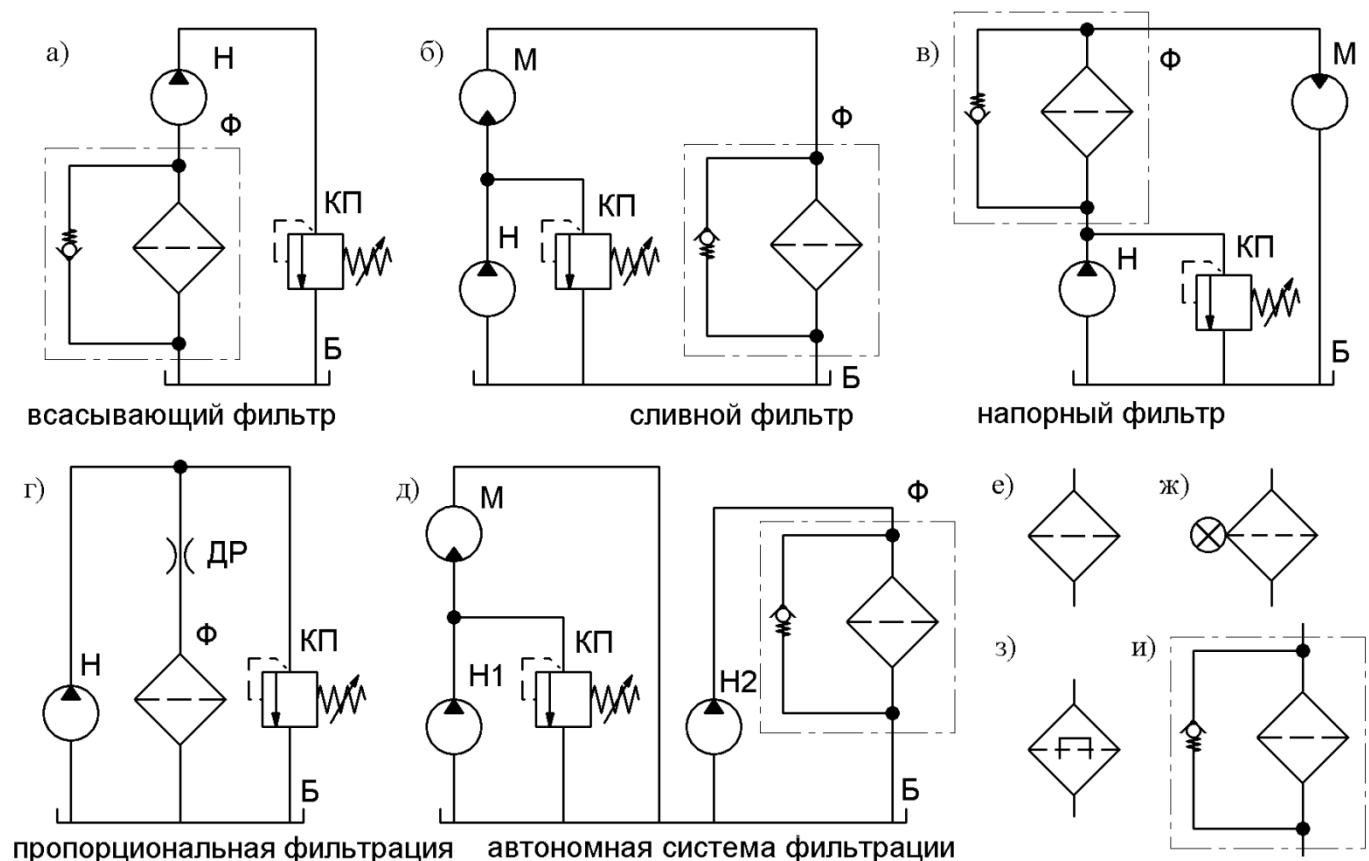


Рисунок 4.15.2 – Схемы установки фильтров в гидросистемах (а – д) и условные графические обозначения: фильтра (е), фильтра с индикатором загрязненности (ж), фильтра с магнитным сепаратором для задержки металлических частиц (з), фильтра с обратным клапаном, ограничивающим максимальный перепад давления на фильтроэлементе

Включение фильтров в гидросистему производится либо *последовательно* (полнопоточная фильтрация) – через фильтр проходит весь поток рабочей жидкости (рисунок 4.15.2, а – в), либо *параллельно* (пропорциональная фильтрация) – через фильтр проходит часть рабочей жидкости (рисунок 4.15.2, г).

В схеме *а* на рисунке 4.15.2 *всасывающий фильтр* очищает жидкость на входе в насос, однако по мере загрязнения фильтроэлемента увеличивается гидравлическое сопротивление всасывающей линии, и возрастает вероятность возникновения кавитации на входе самовсасывающего насоса.

Сливной фильтр в схеме *б* не защищает гидроаппараты непосредственно, однако не препятствует всасыванию, работает при низком давлении и защищает жидкость в гидробаке от продуктов износа и окисления, поступающих из гидросистемы.

Напорный фильтр в схеме *в* препятствует попаданию загрязнений из гидробака в гидросистему и работает при высоком давлении, что требует увеличения толщины стенок для обеспечения прочности (большая масса).

Поскольку фильтр эффективно защищает лишь элемент гидросистемы, установленный непосредственно после него, схемы фильтрации обычно содержат *комбинацию фильтров*, установленных в разных линиях гидросистемы.

Если в сливной линии возможны повышенные пульсации потока и гидроудары, взамен сливных фильтров рекомендуется использовать *автономные системы очистки* жидкости с индивидуальными насосами.

3. Теплообменники – это устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости. По назначению делятся на *нагреватели* жидкости и *охладители* жидкости.

В ГП, как правило, требуется *охлаждение рабочей жидкости*, так как при ее нагреве в процессе работы уменьшается вязкость, ухудшаются смазывающие свойства, снижается КПД гидросистемы и т.п. Для гидросистем с давлением до 10 МПа температура рабочей жидкости (минеральных масел) не должна превышать 70...80°C, а для гидросистем с давлением более 20 МПа – 50°C.

Если выделение тепла в гидроприводе превышает естественную теплоотдачу при заданном перепаде температур, то в гидроприводе устанавливают *охладитель*, обеспечивающий принудительный отвод тепла. В гидросистемах мощностью свыше 10...15 кВт охладители обычно устанавливают в сливной гидролинии непосредственно перед гидробаком.

По конструкции охладитель представляет собой *радиатор*, *обтекаемый* *хладагентом*. На практике используют следующие охладители:

- воздушный (рисунок 4.15.3, а): охлаждение осуществляется потоком воздуха (чаще используются в мобильных гидроприводах);
- водяной (рисунок 4.15.3, б): охлаждение осуществляется холодной водой (чаще применяются в станочных гидроприводах).

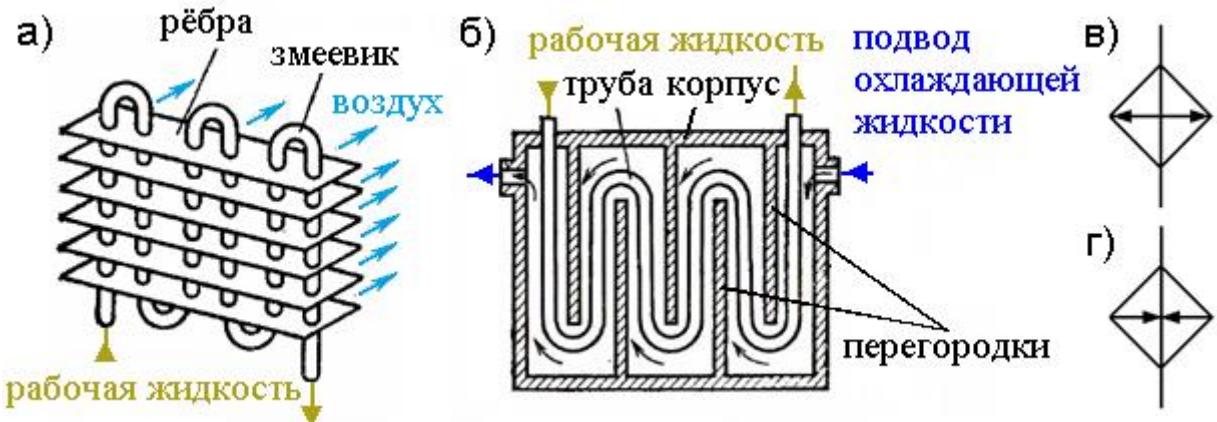


Рисунок 4.15.3 – Воздушный (а) и водяной (б) охладители. Условные графические обозначения теплообменников: охладителя (в) и нагревателя (г)

Нагреватели устанавливаются в ГП в случаях, когда его эксплуатация планируется в условиях низких (минусовых) температур для предотвращения: значительного роста вязкости жидкости, образования льда при замерзании конденсата водяных паров в воздухе, замерзания воды, находящейся в масле в растворенном и нерастворенном состоянии. Обычно монтируются у дна в гидробаке, а при необходимости, и в самой нижней по уровню точке гидросистемы для обеспечения конвективного разогрева жидкости. Включаются перед пуском ГП.

4. Гидроаккумуляторы (АК) – это гидроаппараты, предназначенные для аккумулирования энергии жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего возврата ее в гидросистему.

Основным назначение АК – накопление энергии рабочей жидкости в периоды пауз или малого ее потребления гидроагрегатами гидросистемы и возврат этой накопленной энергии в периоды их интенсивной работы. Тогда АК подключается к напорной гидролинии, работая параллельно насосу.

Это дает возможность существенно уменьшить рабочий объем насоса, т.е. *снизить мощность насоса до средней мощности потребителей гидравлической энергии*. Поэтому АК особенно целесообразно применять в ГП с эпизодическими пиками потребляемого расхода, которые, возможно, значительно превышают средний расход жидкости в гидросистеме.

Кроме того, АК может выполнять функцию гасителя колебаний давления в гидросистемах, а также применяться для поддержания постоянного давления, компенсируя утечки (подпорные аккумуляторы низкого давления) на каком-либо участке гидросистемы или для аварийного питания отдельных участков гидросистемы в случае отказа или выключения насоса.

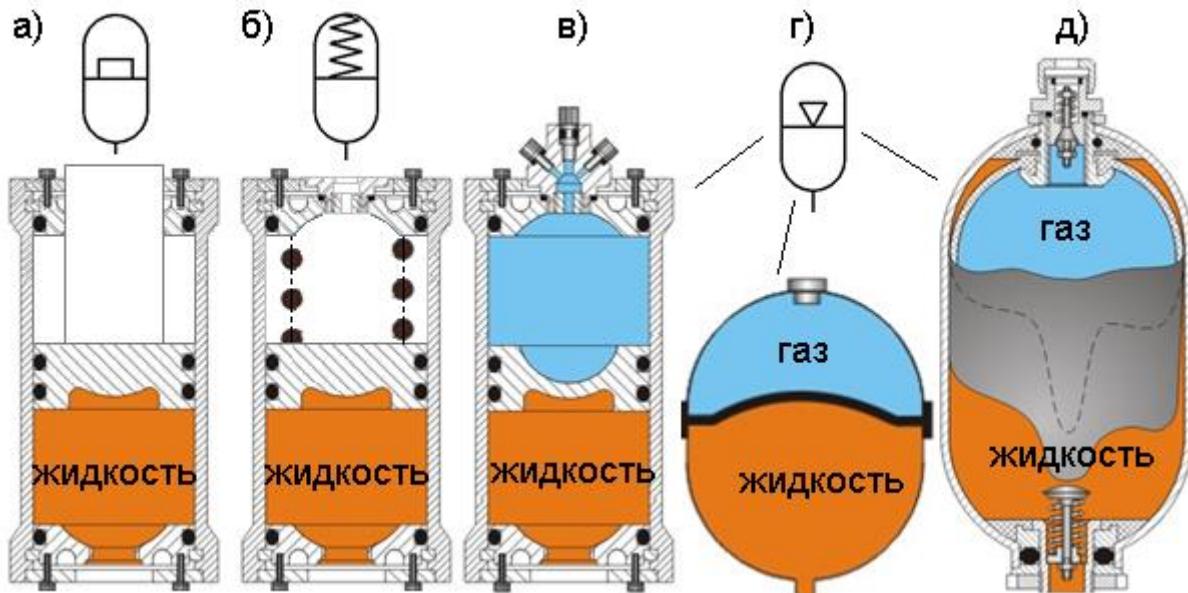


Рисунок 4.15.4 – Гидроаккумуляторы (схемы конструкций и условные графические обозначения):

- а) грузовой; б) пружинный; в) пневмогидравлический поршневой; г) пневмогидравлический мембранный; д) пневмогидравлический баллонный

В зависимости от типа механической энергии, которую накапливает гидроаккумулятор, различают:

– *грузовые* (рисунок 4.15.4, а) используют потенциальную энергию груза (давление зависит от веса груза, но не от степени заполнения АК). Их недостатки: низкая энергоемкость, высокая инерционность, громоздкость конструкции.

– *пружинные* (рисунок 4.15.4, б) используют энергию упругой деформации пружины. Их недостаток: небольшой объем и малое давление жидкости, так как возможности механических пружин ограничены.

– *пневмогидравлические с разделителем сред* используют потенциальную энергию давления сжатого газа (технического азота). Отличаются наибольшей энергоемкостью при малых габаритах (рисунок 4.15.4, в, г, д).

По сравнению с мембранными и баллонными конструкциями *поршневые пневмогидравлические* аккумуляторы (рисунок 4.15.4, в) теряют до 15% энергии на трение поршня о цилиндр, отличаются заметной инерционностью. Эти недостатки почти полностью отсутствуют у *мембранных* и *баллонных пневмогидравлических*

аккумуляторов. Силы деформации диафрагмы или баллона малы, обеспечивая практически полную безынерционность. При сферической форме корпуса они также отличаются компактностью и малым весом. Однако упругий разделитель сред в этих аккумуляторах имеет ограниченный ресурс.

Основные параметры пневмогидравлических аккумуляторов, учитываемые при их выборе: *номинальный конструктивный объем* аккумулятора, *полезный объем* аккумулятора (объем жидкости, поступающий в гидросистему при разрядке АК), *давление зарядки газом*, *номинальное давление жидкости*.

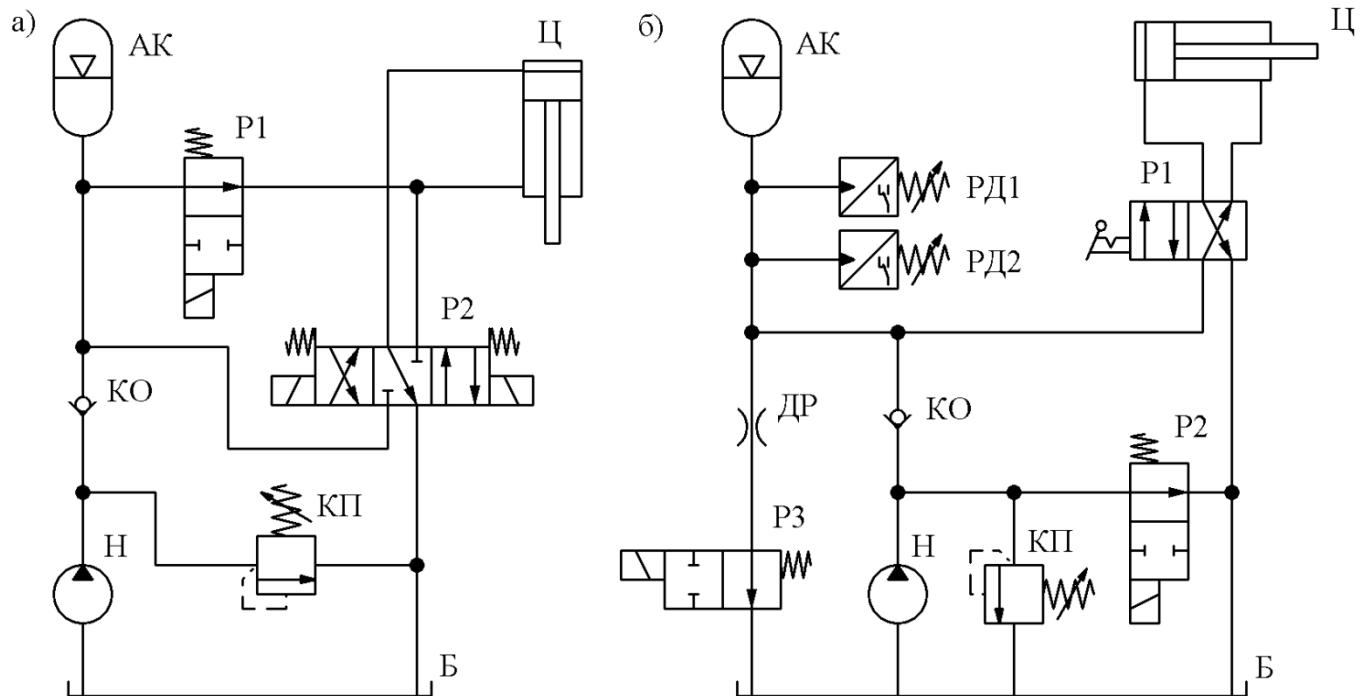


Рисунок 4.15.5 – Примеры применения гидроаккумуляторов в гидросистемах

На принципиальных гидросхемах на рисунке 4.15.5 приведены *примеры применения гидроаккумуляторов в гидросистемах*. Например, в схеме а аккумулятор обеспечивает условия безопасности. В случае отключения электропитания пружины переключают распределители Р1 и Р2 соответственно в нижнюю и центральную позиции. При этом аккумулятор АК соединяется со штоковой полостью цилиндра Ц и исключает опасность его самопроизвольного опускания под нагрузкой.

В схеме б зажимного устройства два реле давления РД1 и РД2 настроены на максимально и минимально допустимые давления зажима. При переключении распределителей Р1 и Р2 соответственно в левую и нижнюю позиции жидкость от насоса поступает в поршневую полость цилиндра Ц. После зажима детали жидкость заряжает аккумулятор.

Когда давление достигает максимума реле давления РД1 отключает электромагнит распределителя Р2, насос свободно нагнетает жидкость в гидробак (разгружается), а обратный клапан КО закрывается.

После падения давления в ГП до минимальной величины из-за утечек, реле давления РД2 включит электромагнит распределителя Р2 и насос подзарядит аккумулятор. Распределитель Р3 с дросселем ДР служат для разрядки аккумулятора АК после окончания работы.

4.16. Пневмосистема подготовки сжатого воздуха

Как правило, источником сжатого воздуха как рабочей среды пневмоприводов являются *стационарные* или *передвижные компрессорные установки*.

Компрессорные установки могут осуществлять как *централизованное* питание нескольких различных по назначению пневмоприводов предприятия через *пневмосеть*, так и *индивидуальное* питание какого-либо потребителя, например, пневмопривод тормозов грузового автомобиля.

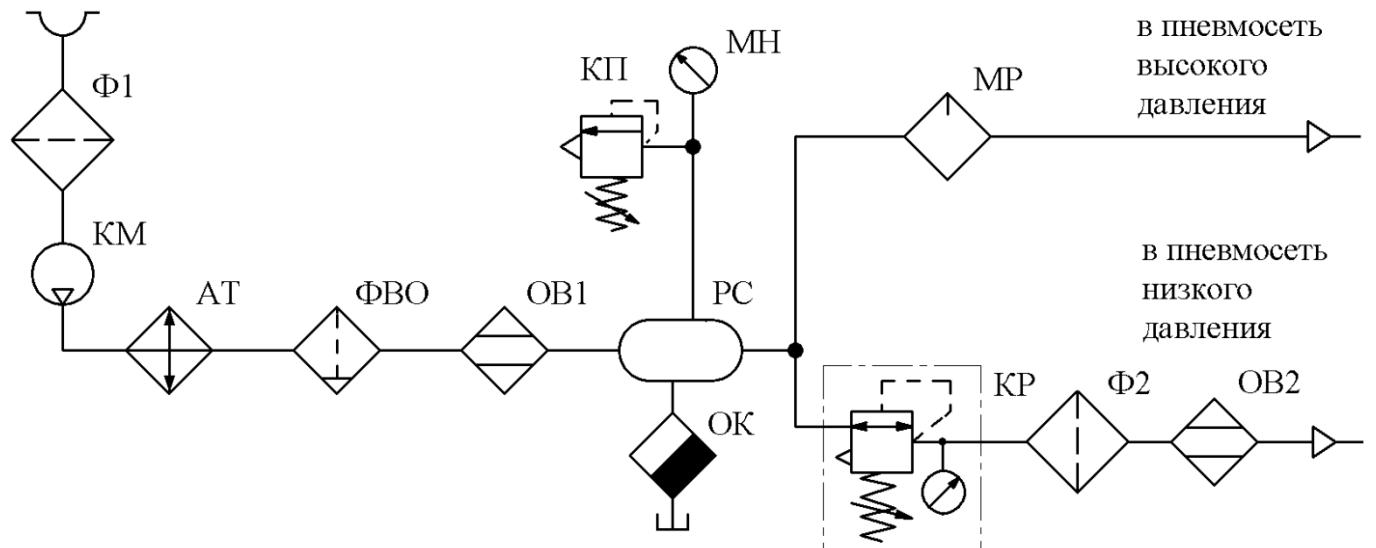


Рисунок 4.16.1 – Упрощенная схема системы подготовки сжатого воздуха для типовой пневмосети

Рассмотрим упрощенную схему пневмосистемы подготовки сжатого воздуха для типовой пневмосети (рисунок 4.16.1). Воздух, который попадает в воздухозаборник из окружающей среды содержит большое количество пыли. Абразивные частицы пыли вызывают быстрый износ деталей компрессора. Поэтому перед ним устанавливают *специальный пылеуловитель* или *фильтр* (Ф1), в котором в качестве фильтроэлемента используют ткань или металлические сетки.

Из компрессора КМ нагретый при сжатии воздух поступает в *охладитель* АТ (обычно входит в конструкцию самого компрессора). Охлаждение воздуха приводит

к конденсации водяного пара и паров масел из системы смазки компрессора. Поэтому после охладителя воздух проходит через *фильтр-влагоотделитель* ФВО, который фильтрует воздух как обычный фильтр и одновременно осушает его.

Тем не менее, частицы компрессорного масла размером 0,01...1 мкм остаются в воздушном потоке, поэтому воздух из фильтра-влагоотделителя ФВО поступает в *химический осушитель* ОВ1, в котором влага адсорбируется при прохождении воздуха через специальное вещество – адсорбент, в качестве которого может использоваться активированный уголь, активная окись алюминия или силикагель.

Далее воздух попадает в *воздухосборник (ресивер)* РС, который создает запас сжатого воздуха для использования в периоды максимального потребления, сглаживает пульсации давления, вызванные неравномерностью подачи компрессора объемного типа. При расширении воздуха на входе в ресивер из него выделяется влага в виде конденсата, который скапливается в нижней части ресивера и периодически или автоматически удаляется через *конденсатоотводчик* ОК. Для обеспечения нормальной работы ресивер снабжен *манометром* МН для контроля давления воздуха и *предохранительным пневмоклапаном* КП, ограничивающим верхний предел этого давления.

За воздухосборником пневмосеть разделяется условно на две части (рисунок 4.16.1). К пневмоцилиндрам формовочных машин, зажимных механизмов, подъемников, к пневмомоторам ручного пневмоинструмента, сверлильных головок и транспортирующих устройств сжатый воздух подводится через *пневмосеть высокого давления* (при избыточном давлении 0,5...0,6 МПа).

Причем в пневмосеть воздух попадает через *маслораспылитель* МР, который обеспечивает смазку труящихся деталей пневмодвигателей за счет подачи в поток воздуха распыленного жидкого смазочного материала, обычно минеральных масел. Иногда вместо использования маслораспылителя *ограничиваются применением пластичной смазки* труящихся деталей пневмодвигателей.

К пневмоэлементам регулирования и контроля (например, элементам пневмоавтоматики) сжатый воздух подводится через *пневмосеть низкого давления* (при избыточном давлении 0,05...0,2 МПа). Понижение давления до заданного и поддержание его постоянным осуществляется *редукционным пневмоклапаном* КР, принцип действия которого аналогичен редукционному гидроклапану. Далее

сжатый воздух через дополнительный фильтр Ф2 и химический осушитель ОВ2 поступает в пневмосеть.

Дополнительные фильтры, фильтры-влагоотделители и химические осушители обычно устанавливают перед пневмоэлементом или блоком пневмоэлементов, при работе которых к воздуху предъявляются повышенные требования по чистоте и влажности (особенно если сжатый воздух подводится по длинным трубопроводам).

4.17. Примеры использования гидроприводов в технике

1. Гидропривод полуавтомата круглошлифовального бесцентрового.

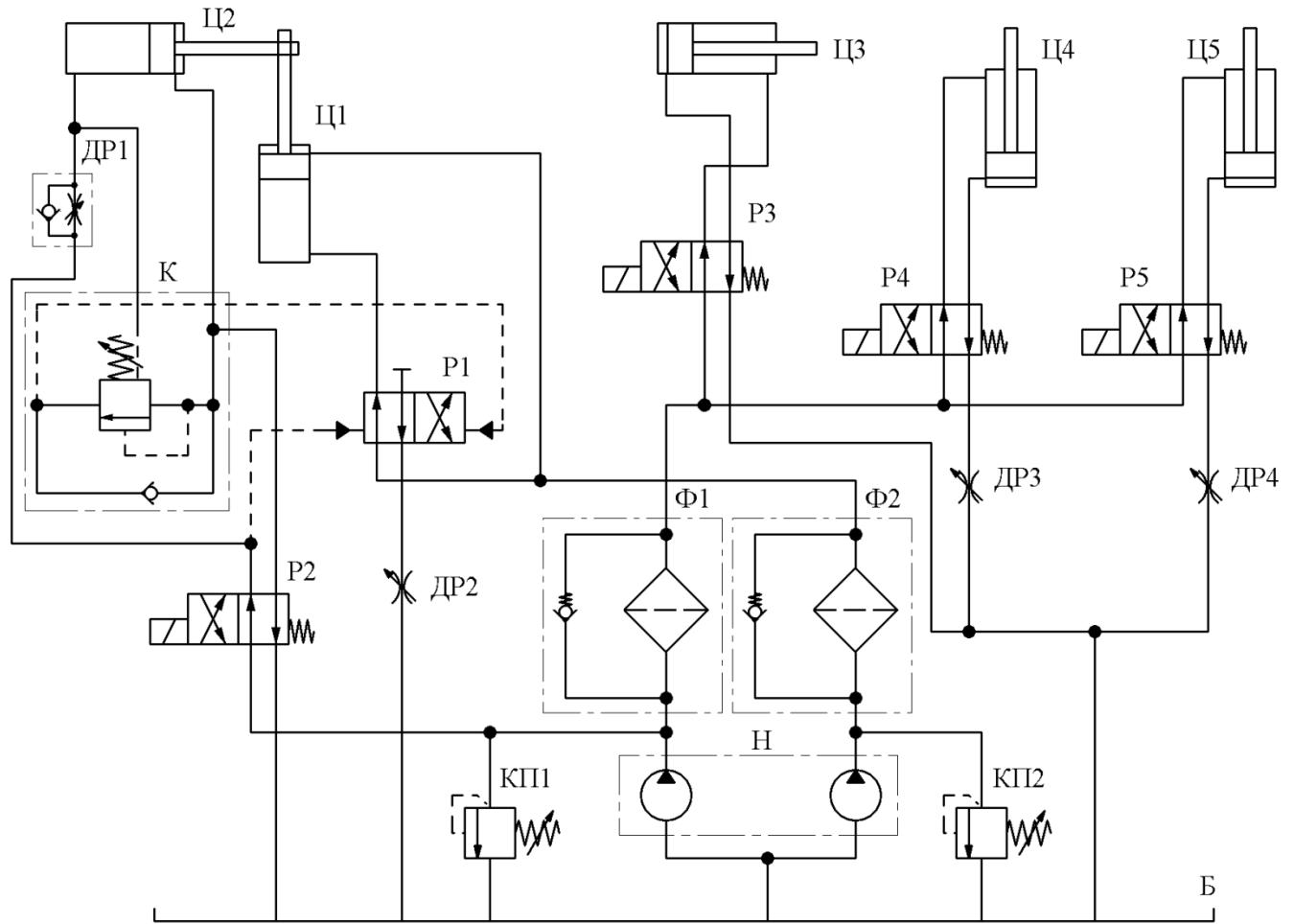


Рисунок 4.17.1 – Принципиальная гидросхема гидропривода полуавтомата круглошлифовального бесцентрового 3Е180В

Двухпоточный насос Н (рисунок 4.17.1) нагнетает жидкость через фильтры Ф1 и Ф2 в гидросистему, причем максимальные давления в магистралях левой и правой секций ограничены предохранительными клапанами КП1 и КП2 соответственно.

При переключении распределителя Р3 в левую позицию шток цилиндра Ц3, выдвигаясь, загружает деталь в зону шлифования. Затем по сигналу датчика распределитель Р2 автоматически переключается в левую позицию, шток цилиндра

Ц2 втягивается, обеспечивая быстрый подвод ведущей бабки полуавтомата (скорость ограничена настройкой дросселя ДР1).

Опорный ролик ложится на копир врезания, срабатывает клапан последовательности К, и распределитель Р1 переключается в правую позицию. За счет втягивания поршня цилиндра рабочей подачи Ц1 (скорость ограничена настройкой дросселя ДР2) происходит *опускание копира (врезное шлифование, т.е. шлифовальный круг подается перпендикулярно обрабатываемой поверхности)*.

По окончании врезания включается реле времени. *По окончании времени выхаживания* (несколько проходов шлифовального круга по детали без заглубляющей подачи) распределитель Р2 возвращается в правую позицию. *Ведущая бабка и копир врезания (штоки цилиндров Ц2 и Ц1) быстро возвращаются в исходное положение.*

Причем быстрота выдвижения штока цилиндра Ц2 объясняется движением жидкости через обратный клапан дросселя ДР1, а штока цилиндра Ц1 – *дифференциальной схемой подключения* (скорость увеличивается, так как в поршневую полость цилиндра жидкость одновременно поступает от насоса и из штоковой полости).

После этого распределитель Р3 переключается в правую позицию, обеспечивая *выгрузку детали из зоны шлифования* (втягивание штока цилиндра Ц3).

Затем при наличии сигнала от датчика контроля исходного положения ведущей бабки *цикл повторяется*.

Для правки шлифовального или ведущего кругов в левую позицию переключается распределитель Р4 или Р5 и выдвигается шток цилиндра Ц4 или Ц5 соответственно. Происходит *перемещение каретки вперед и правка круга* (скорость правки шлифовального круга ограничена настройкой дросселя ДР3, а ведущего круга – настройкой дросселя ДР4). При возврате распределителей Р4 и Р5 в правые позиции штоки цилиндров Ц4 и Ц5 втягиваются, происходит *перемещение кареток правки в исходное положение*.

2. Гидропривод мусоровоза с боковой загрузкой.

Мусоровоз КО-440-5 предназначен для механизированной *погрузки* твёрдых бытовых отходов из контейнеров в кузов, их *уплотнения, транспортирования* и *механизированной выгрузки* в условиях умеренного климата (+40°C до -20°C).

Секционный распределитель Р гидропривода состоит из 12 секций: 1 сливной, 1 напорной (с предохранительным клапаном непрямого действия) и 10 распределительных секций типа 6/3 с ручным управлением от рукояток с пружинным центрированием, обеспечивающих срабатывание соответствующих групп гидроцилиндров (рисунок 4.17.2).

Если все распределительные секции находятся в нейтральных позициях, жидкость от насоса сразу проходит через дроссель вспомогательной ступени предохранительного клапана и все секции распределителя в сливную гидролинию. Поэтому основная ступень предохранительного клапана открывается, а жидкость от насоса будет сливаться обратно в гидробак при низком давлении (*разгрузка насоса от давления*).

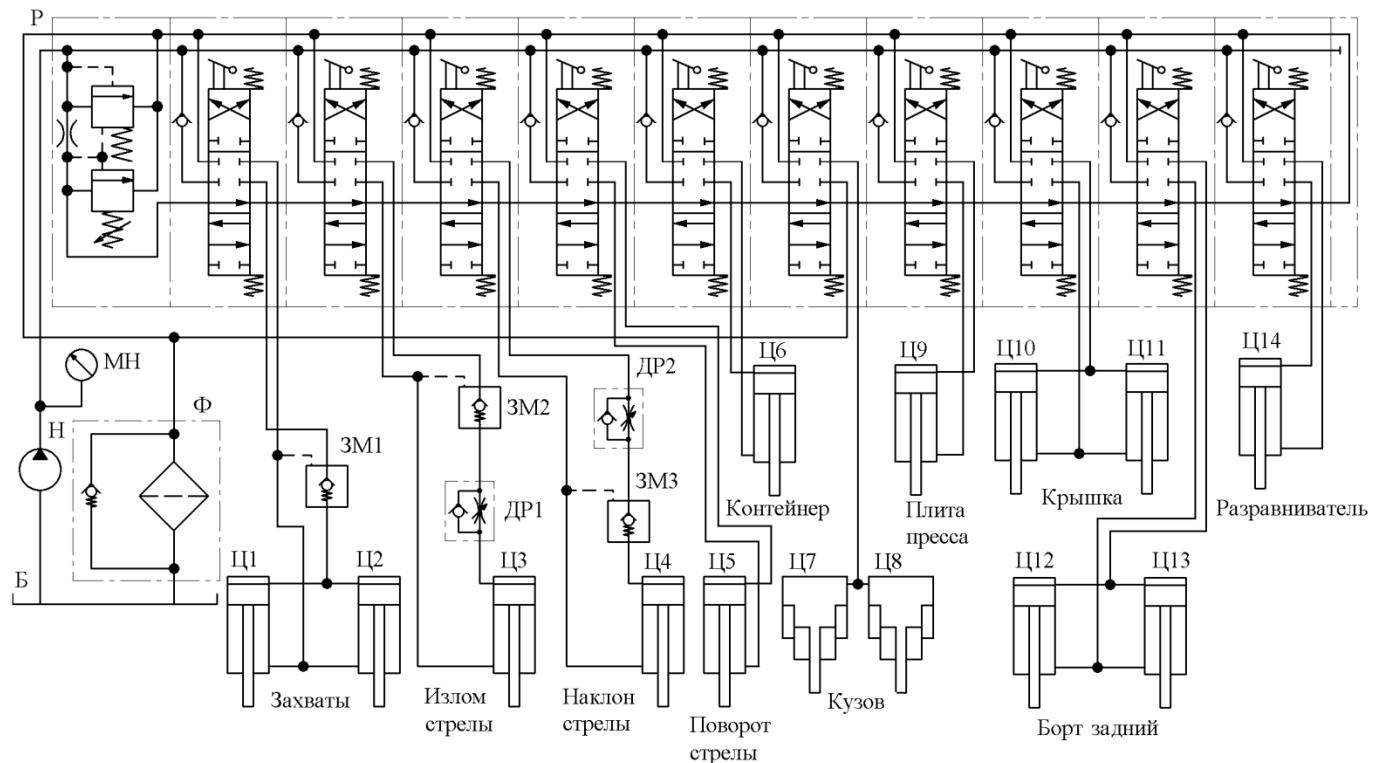


Рисунок 4.17.2 – Принципиальная гидросхема гидропривода мусоровоза КО-440-5 с боковой загрузкой на базе шасси КАМАЗ-65115-62

При переключении распределительных секций в крайние позиции разгрузка насоса прекращается, предохранительный клапан начинает работать в обычном режиме, ограничивая максимальное давление в гидросистеме 12 МПа, а оператор осуществляет:

- движение *разравнивателя* вправо-влево для равномерного распределения мусора по ширине кузова (цилиндр Ц14);
- подъем-опускание *заднего борта* при выгрузке мусора из кузова (цилиндры Ц12, Ц13);

- открытие *крышки* загрузочного люка перед загрузкой мусора и закрытие при транспортировке (цилиндры Ц10, Ц11);
- прессование *плитой* мусора в кузове (а также частичная выгрузка мусора из кузова) и возврат *плиты* (цилиндр Ц9);
- подъем-опускание *кузова* для выгрузки мусора (телескопические цилиндры одностороннего действия Ц7, Ц8, обратный ход осуществляется под действием силы тяжести кузова);
- опрокидывание-опускание *контейнера* для выгрузки мусора из контейнера в кузов (цилиндр Ц6);
- поворот *стрелы* вправо-влево (цилиндр Ц5);
- подъем-наклон *стрелы* (цилиндр Ц4 с надежной фиксацией в промежуточном положении гидрозамком ЗМ3 и регулированием скорости подъема дросселем ДР2);
- излом *стрелы* вниз-вверх (цилиндр Ц3 с регулированием скорости опускания дросселем ДР1 и надежной фиксацией в промежуточном положении гидрозамком ЗМ2);
- зажим-отжим *захватов* контейнера с мусором (цилиндры Ц1 и Ц2 с надежной фиксацией в промежуточном положении гидрозамком ЗМ1).

4.18. Примеры использования пневмоприводов в технике

1. Пневмопривод тормозной системы грузового автопоезда ЗИЛ.

Компрессор КМ нагнетает воздух в *ресивер* РС, в котором сжатый воздух находится под давлением для дальнейшего использования при торможении автомобиля (рисунок 4.18.1).

Регулятор давления А1, имеющий встроенный фильтр, поддерживает давление в системе в пределах заданных величин p_{\max} и p_{\min} , а также разгружает компрессор при работе автомобиля без подзарядки пневмосистемы. *Предохранительный клапан* КП служит для предохранения пневмопривода от перегрузки по давлению и отрегулирован обычно на предельно допустимое давление $p_{\text{пред}} > p_{\max}$.

Комбинированный управляющий тормозной кран А2 представляет собой комбинацию педали тормоза и управляющих пневмоаппаратов (*дросселирующих пневмораспределителей*, обеспечивающих не только управление направлением движения воздуха, но и дросселирование). Он направляет воздух под давлением к

исполнительным пневмоцилиндрами автомобиля-тягача Ц1, Ц2, Ц5, Ц6 и прицепа Ц3, Ц4, Ц7, Ц8, обеспечивая при этом *пропорциональность подводимого давления и усилия на педаль тормоза*.

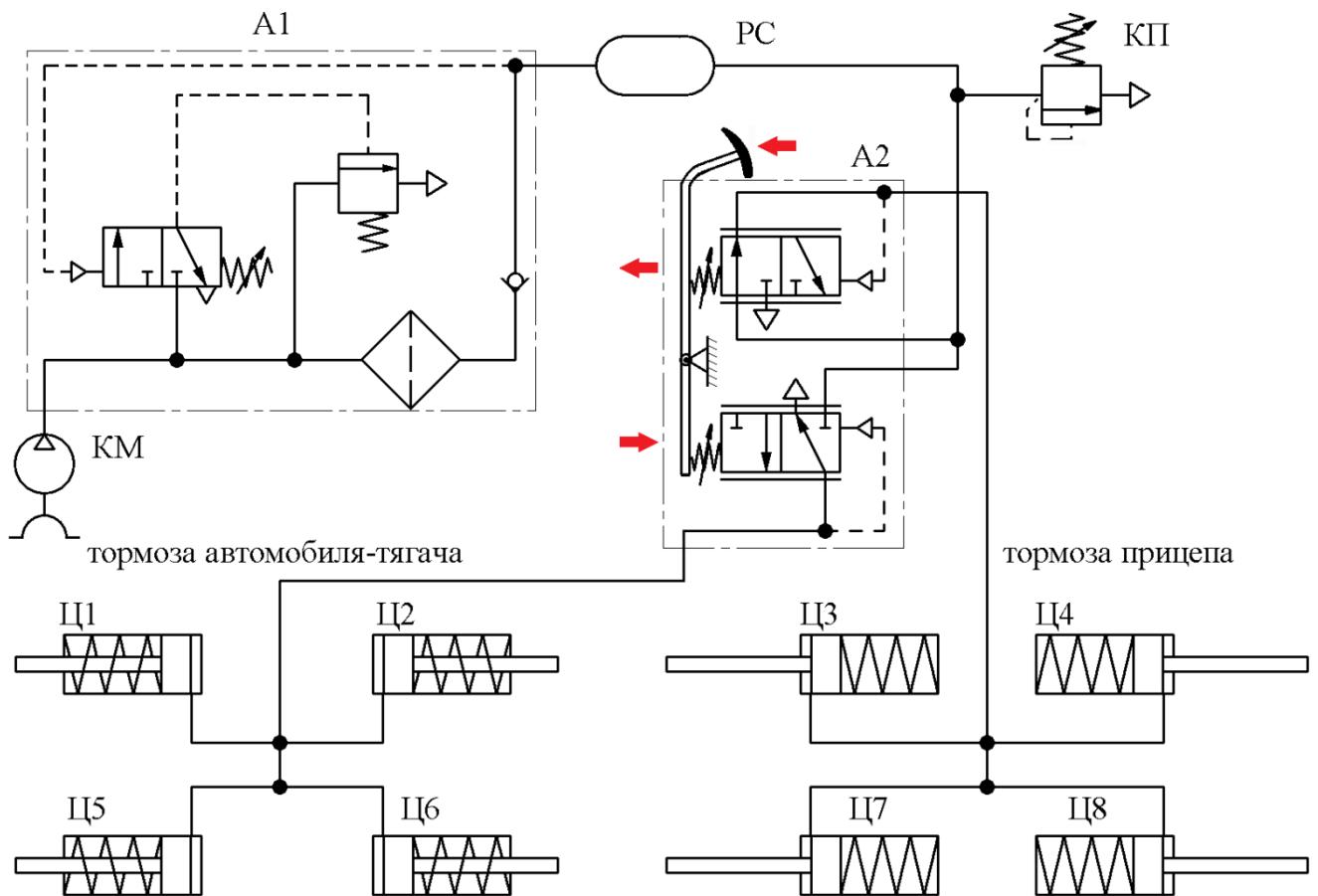


Рисунок 4.18.1 – Упрощенная принципиальная пневмосхема тормозной системы грузового автопоезда ЗИЛ

Исполнительные пневмоцилиндры создают усилия на тормозных механизмах колес. У автомобилей серии ЗИЛ пневмоцилиндры автомобиля-тягача Ц1, Ц2, Ц5, Ц6 являются пневмодвигателями *прямого действия*: обеспечивают тормозные усилия за счет сжатого воздуха, а растормаживание – за счет пружин.

Пневмоцилиндры прицепа Ц3, Ц4, Ц7, Ц8 являются пневмодвигателями *обратного действия*: тормозные усилия обеспечиваются пружинами, а растормаживание – силами давления сжатого воздуха.

При движении автопоезда без торможения в рабочих полостях пневмоцилиндров Ц1, Ц2, Ц5, Ц6 – атмосферное давление, а в рабочих полостях пневмоцилиндров Ц3, Ц4, Ц7, Ц8 – воздух под давлением.

Тогда при аварийном отрыве прицепа пневмопровод разрывается, давление в пневмоцилиндрах прицепа падает, пружины выдвигают штоки и прицеп затормаживается.

2. Пневмопривод промышленного робота для автоматизации листовой штамповки.

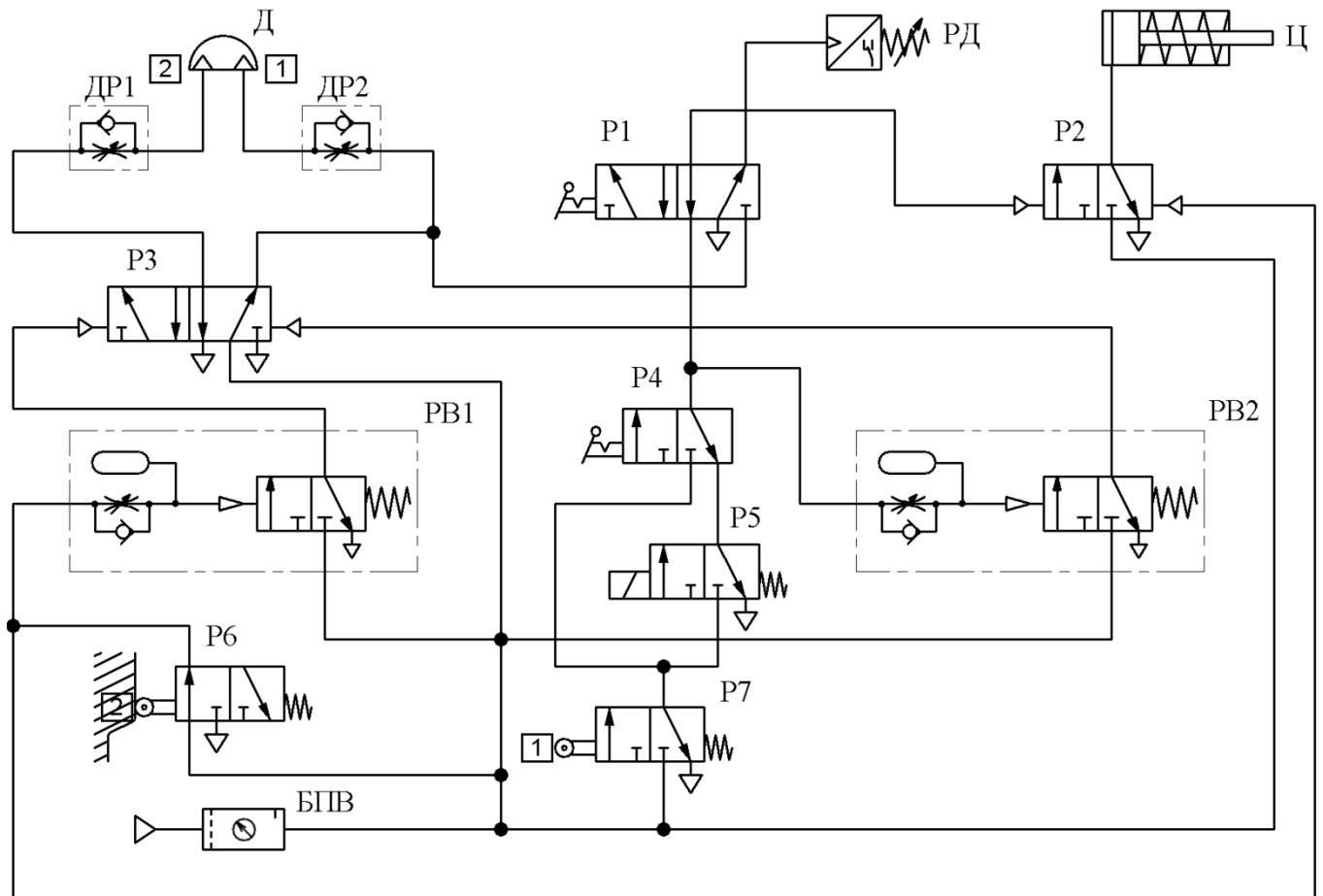


Рисунок 4.18.2 – Принципиальная пневмосхема пневмопривода промышленного робота КМ0,63Ц4212 для автоматизации листовой штамповки

Для сокращения времени цикла и упрощения системы управления в роботе используется поворотный пневмодвигатель Δ для *поворота руки в горизонтальной плоскости*.

При помощи торцовых кулачков в крайних положениях руки осуществляется ее *подъем и опускание* на 20 мм.

В манипуляторе робота используют захватные устройства двух типов: *механический захват* с помощью пневмоцилиндра Γ (распределитель Р1 в правой позиции) или *электромагнитный захват* (сигнал на включение электромагнита поступает от реле давления РД при включении левой позиции распределителя Р1).

Для определенности рассмотрим **вариант с механическим захватом**.

Сжатый воздух поступает в пневмосистему из *пневмосети* предприятия через блок *подготовки* БПВ, содержащий фильтр для очистки воздуха, редукционный клапан для понижения и стабилизации давления воздуха (контролируется также визуально по манометру), влагоотделитель и маслораспылитель.

Далее воздух направляется через распределитель Р3 в правую полость пневмодвигателя Д (вал не будет поворачиваться, так как находится в крайнем левом положении (2)) и в линию управления реле времени РВ1 (время срабатывания зависит от настройки дросселя).

После выдержки и переключения реле времени РВ1 в левую позицию давление воздуха переключит распределитель Р3 также в левую позицию. Теперь воздух будет нагнетаться через распределитель Р3 в левую полость пневмодвигателя Д, а из правой полости – выходить в атмосферу.

Вал будет поворачиваться из левого (2) положения в правое (1) (причем скорость будет ограничена дросселем ДР2). Распределитель Р6 и реле времени РВ1 сразу переключаться в правые позиции.

Как только вал пневмодвигателя Д достигнет правого положения (1), распределитель Р7 переключится в левую позицию, направляя воздух к распределителям Р4 и Р5.

Распределитель Р4 с ручным управлением при автоматической работе установки остается в правой позиции и не пропускает через себя воздух (вообще он используется только в наладочном режиме для подачи воздуха в обход распределителя Р5).

Как только *датчик оборудования* (например, сигнал от пресса о завершении штамповки) обеспечит включение электромагнита *распределителя Р5*, тот переключится в левую позицию и направит воздух в линию управления реле времени РВ2, а также через распределитель Р1 в левую линию управления распределителя Р2, переключая его в левую позицию.

Теперь воздух будет нагнетаться через распределитель Р2 в поршневую полость пневмоцилиндра Ц, шток выдвинется, обеспечивая *механический захват детали роботом*. Настройка реле времени РВ2 с учетом скорости выдвижения штока приведет к *его срабатыванию только по окончании операции механического захвата*.

После чего давление воздуха, проходящего через реле времени РВ2, переключит распределитель Р3 в исходную правую позицию. Теперь воздух будет нагнетаться через распределитель Р3 в правую полость пневмодвигателя Д, а из левой полости – выходить в атмосферу.

Вал будет поворачиваться из правого (1) положения в левое (2) (причем скорость будет ограничена дросселем ДР1). Распределитель Р7 и реле времени РВ2 сразу переключаться в правые позиции.

Когда вал пневмодвигателя Д достигнет левого положения (2), распределитель Р6 переключится в левую позицию, направляя воздух в линию управления реле времени РВ1, а также в правую линию управления распределителя Р2, возвращая его в правую позицию.

Шток пневмоцилиндра Ц начнет втягиваться усилием пружины, а воздух из поршневой полости будет выходить через распределитель Р2 в атмосферу, обеспечивая *отпускание детали роботом*. Настройка реле времени РВ1 с учетом скорости втягивания штока приведет к его срабатыванию только после отпуска *детали*.

Затем реле времени РВ1 и распределитель Р3 переключаются в левую позицию и цикл повторится.