

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Ю. А. Андреев, Ю. В. Сериков, И. Н. Головки

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

ПРАКТИКУМ

**по одноименному курсу для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2011

УДК 62-82(075.8)
ББК 34.447я73
А65

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 5 от 24.01.2011 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук,
доц. *М. П. Кульгейко*

Андреев, Ю. А.

А65

Теория и проектирование гидропневмосистем : практикум по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреев, Ю. В. Сериков, И. Н. Головки. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 57 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-017-1.

Изложены общие сведения к разным типам задач, разбитым на темы. Рассмотрены оптимальные методы расчета основных параметров и характеристик гидросистем.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 62-82(075.8)
ББК 34.447я73**

ISBN 978-985-535-017-1

© Андреев Ю. А., Сериков Ю. В.,
Головки И. Н., 2011
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

Предисловие

Данный практикум предназначен для студентов, обучающихся по специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин», в соответствии с программой курса «Теория и проектирование гидропневмосистем».

Настоящее издание базируется на материале предшествующих и профилирующих дисциплин: «Механика жидкости и газа», «Объемные гидро- и пневмомашин», «Элементы управления и регулирования гидропневмосистем» и др.

Практические навыки, полученные в процессе изучения данного пособия, могут быть применены в дальнейшем в курсовом проекте по данной дисциплине, в дипломном проектировании и для решения практических задач на производствах.

Научные и практические данные, накопленные в области гидро- и пневмоприводов различных машин и технологического оборудования, позволили построить общую теорию процессов в названных приводах и выбрать оптимальные методы расчета основных параметров и динамических характеристик.

Цель: углубление практических навыков расчета гидросистем и гидролиний; осваивание проектирования гидравлических схем от простого гидропривода до гидроприводов с несколькими выходными звеньями и обеспечением автоматического управления работой гидросистемы.

Для получения прочных знаний сначала необходимо изучить материал в теоретической части каждого раздела. При решении задач нужно четко определить, о чем говорится в условии, какие законы или уравнения необходимо применять, уяснить порядок действий. Все вычисления нужно проводить в Международной системе единиц СИ, так как ошибки при расчетах чаще всего возникают из-за несоответствия размерности величин в уравнениях.

1. Построение простейших гидравлических схем

Совокупность гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости, называется *объемным гидроприводом*.

Гидроаппаратами называются устройства для управления потоком жидкости. Основные гидроаппараты: гидродроссели и гидроклапаны, предназначенные для управления расходом и давлением в потоке жидкости; гидрораспределители, предназначенные для изменения направления потока жидкости.

Условные обозначения по ЕСКД гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательных устройств приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Условные обозначения гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательных устройств

Гидробак, открытый под атмосферным давлением (рисуеться произвольно)	
Насос и гидромотор постоянной производительности с одним направлением потока	
Реверсивные насос и гидромотор постоянной производительности	
Насос и гидромотор с регулируемой производительностью	
Гидроцилиндр с одним штоком и двумя рабочими полостями (двустороннего действия)	
Двухштоковый гидроцилиндр двустороннего действия	
Гидроцилиндр с одним штоком одностороннего действия	

<p>Аккумулятор пневмогидравлический</p>	
<p>Распределитель 4/3 с электромагнитным управлением, с соединением нагнетательной и сливной линией и запертыми отводами</p>	
<p>Распределитель 4/2 с управлением от кулачка (механическим управлением) и пружинным возвратом</p>	
<p>Распределитель 4/2 с управлением от рукоятки и пружинным возвратом</p>	
<p>Распределитель 4/2 с гидравлическим управлением и пружинным возвратом</p>	
<p>Клапан предохранительный прямого действия</p>	
<p>Клапан редукционный прямого действия</p>	
<p>Клапан обратный</p>	
<p>Регулируемый дроссель (рисуеться произвольно)</p>	
<p>Фильтр и аппарат теплообменный (теплообменник)</p>	
<p>Манометр и термометр</p>	

$B = 5; 10; 15; 20...$ – размер стороны распределителя, выбирается в зависимости от формата чертежа и насыщенности гидросхемы (чертеж должен занимать $2/3$ всего формата).

$$l = 0,25 \cdot B.$$

По характеру движения выходного звена объемные гидроприводы делят на три класса: поступательного, поворотного и вращательного движений. В соответствии с этим в качестве гидродвигателей используются гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы.

Различают объемные гидроприводы без управления и с управлением. В первых не предусмотрена возможность регулирования скорости выходного звена, а во вторых можно менять эту скорость воздействием извне. Существует два основных способа регулирования гидропривода: дроссельное и машинное (объемное).

Дроссельное регулирование заключается в том, что часть подачи насоса отводится через гидродроссель или гидроклапан на слив, минуя гидродвигатель.

Объемное регулирование осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидродвигателя либо обеих гидромашин.

В системе необходимо после насоса устанавливать клапан предохранительный для предохранения насоса и системы от повышения давления и клапан обратный между системой и насосом.

В системе необходимо устанавливать устройства для фильтрации и охлаждения рабочей жидкости. Фильтр необходимо устанавливать на сливной линии или на любой другой по заданию, заливной и воздушный фильтры устанавливаются всегда.

Гидролинии, соединяющие устройства в схеме, должны быть прямыми и повороты должны быть под углом 90° .

1.1. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

1.2. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода нерегулируемого вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

1.3. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса.

1.4. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода регулируемого реверсивного вращательного движения с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости.

1.5. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода, в которой гидроцилиндр и гидромотор установлены параллельно и предусмотрено дроссельное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей.

1.6. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на сливной линии и регулятора потока на напорной линии.

1.7. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на напорной линии и дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

1.8. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

1.9. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения с объемным регулированием, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

1.10. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка регулятора потока на напорной линии и остановка гидродвигателя без остановки насоса.

1.11. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на напорной линии двухштокового гидроцилиндра.

1.12. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения с гидромотором поворотного действия и дроссельным регулированием скорости выходного звена.

1.13. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и дроссельное регулирование скорости выходного звена на сливной линии гидродвигателя.

1.14. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и дроссельное регулирование скорости выходного звена на сливной линии гидродвигателя.

1.15. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения с гидроцилиндром одинарного действия и дроссельным регулированием скорости выходного звена.

1.16. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на напорной линии нереверсивного гидромотора.

1.17. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

1.18. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения с объемным регулированием, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии.

1.19. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, предусматривающую установку регулировочного дросселя параллельно гидродвигателю и остановку поворотного гидродвигателя без остановки нереверсивного насоса.

1.20. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена остановка гидродвигателя без остановки насоса и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

1.21. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на напорной линии и дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

1.22. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поступательного движения, предусматривающую установку регулировочного дросселя параллельно гидродвигателю и остановку двухштокового гидроцилиндра без остановки нереверсивного насоса.

1.23. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на сливной линии и регулятора потока на напорной линии.

1.24. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения с объемным регулированием скорости движения выходного звена гидроцилиндра одинарного действия.

1.25. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой два гидроцилинд-

ра установлены параллельно и предусмотрено объемное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидроцилиндров.

1.26. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода нерегулируемого вращательного движения с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и остановкой реверсивного гидромотора без остановки нереверсивного насоса.

1.27. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрено дросселирование скорости выходного звена и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

1.28. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, в которой предусмотрено редуцирование давления в напорной линии гидромотора поворотного действия.

1.29. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей и напорной линиях.

1.30. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода регулируемого вращательного движения, предусматривающую установку регулировочного дросселя параллельно гидродвигателю и установку реверсивного гидромотора без остановки нереверсивного насоса.

1.31. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрено дросселирование скорости выходного звена двухштокового гидроцилиндра.

1.32. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии и установка гидромотора поворотного действия без остановки нереверсивного насоса.

1.33. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на сливной линии и регулятора потока на напорной линии.

1.34. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрено дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

1.35. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода поворотного движения с объемным регулированием скорости движения выходного звена гидромотора поворотного действия.

1.36. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода нерегулируемого вращательного движения, в которой предусмотрена остановка реверсивного гидродвигателя без остановки нереверсивного насоса.

1.37. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой два гидромотора установлены параллельно и предусмотрено объемное регулирование скоростей движения выходных звеньев гидромоторов.

1.38. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрено дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

1.39. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода возвратно-поступательного движения, в которой предусмотрена установка регулятора потока на напорной линии и остановка гидродвигателя без остановки насоса.

1.40. Разработать гидравлическую схему объемного гидропривода вращательного движения, в которой предусмотрена установка фильтра на всасывающей линии и редуцирование давления в напорной линии гидродвигателя.

2. Давление. Свойства давления. Закон Паскаля

Жидкость в гидравлике рассматривают как непрерывную среду, заполняющую пространство без пустот и промежутков. Вследствие текучести в жидкости действуют силы не сосредоточенные, а непрерывно распределенные по ее объему или поверхности. Силы, распределенные по поверхности, обусловлены непосредственным воздействием соседних объемов жидкости на данный объем или же воздействием других тел (твердых или газообразных), соприкасающихся с данной жидкостью. С такими же силами, но в противоположном направлении, жидкость действует на соседние с нею тела. В общем случае поверхностная сила ΔR , действующая на площади ΔS , направлена под некоторым углом к ней, и ее можно разложить на нормальную ΔF и тангенциальную ΔT составляющие (рис. 2.1). Первая называется *силой давления*, а вторая – *силой трения*.

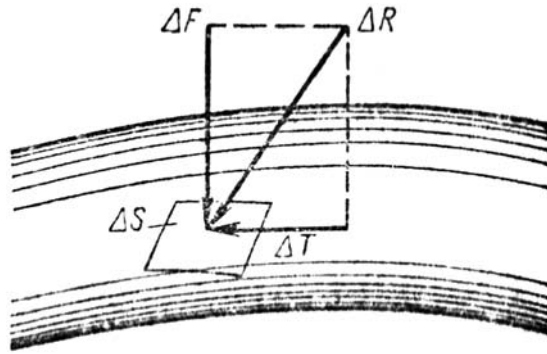


Рис. 2.1. Разложение поверхностной силы на две составляющие

Напряженность силы давления называется *давлением* и обозначается буквой p . Если сила давления F равномерно распределена на площадке S , то среднее определяется по формуле

$$p = \frac{F}{S}.$$

За единицу давления в Международной системе единиц СИ принят Паскаль – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м².

В технике в настоящее время продолжают применять также систему единиц: метр, килограмм-сила, секунда (МКГСС), в которой за единицу давления принимается 1 кгс/см². Широко используют также внесистемные единицы – техническую атмосферу и бар:

$$1 \text{ атм} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10000 \text{ кгс/м}^2 = 98100 \text{ Па}; \quad 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,02 \text{ атм};$$

$$1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ Н/м}^2.$$

Свойства гидростатического давления:

1. Гидростатическое давление действует перпендикулярно к поверхности внутри рассматриваемого объема жидкости.

2. В любой точке внутри жидкости гидростатическое давление действует одинаково по всем направлениям, т. е. гидростатическое давление не зависит от ориентации площадки, на которую оно действует.

Пусть жидкость находится в сосуде (рис. 2.2) и на ее свободную поверхность действует давление p_0 . Найдем гидростатическое давление p в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h .

Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS . Сумма сил, действующих на рассматриваемый объем:

$$p \cdot dS - p_0 \cdot dS - \rho \cdot g \cdot h \cdot dS = 0 \quad \text{или} \quad p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h = p_0 + h \cdot \gamma.$$

Это уравнение называют *основным уравнением гидростатики*; по нему можно определить давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление складывается из двух величин: давления p_0 – на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

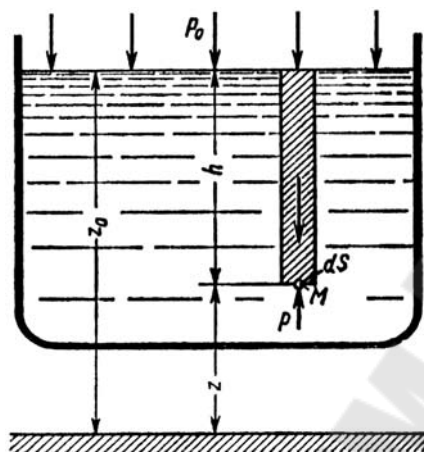


Рис. 2.2. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Величина p_0 является одинаковой для всех точек объема жидкости, поэтому можно сказать, что давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково. Это *закон Паскаля*.

Если давление p отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют абсолютным, а если отсчитывают от атмосферного давления $p_{\text{атм}}$, то его называют избыточным $p_{\text{изб}}$ или манометрическим. Следовательно, абсолютное давление $p_{\text{абс}} = p_a + p_{\text{изб}}$. Вакуум – это недостаток давления до атмосферного $p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}$.

2.1. В сообщающиеся сосуды (рис. 2.3, а) налиты вода ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) и бензин. Определить плотность бензина, если высота столба воды $h = 150 \text{ мм}$, а разность уровней жидкости в сосудах $a = 60 \text{ мм}$.

2.2. Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого $H = 10 \text{ км}$, приняв плотность морской воды $\rho = 1030 \text{ кг/м}^3$ и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости и приняв модуль объемной упругости $E = 2000 \text{ МПа}$.

2.3. Избыточное давление, измеренное на глубине моря $h = 300 \text{ м}$, составляет $3,1 \text{ МПа}$. Определить плотность морской воды.

2.4. Определить полное гидростатическое (абсолютное) и избыточное давления на дно наполненного водой сосуда высотой $h = 10$ м. Сосуд сверху открыт, давление на свободной поверхности атмосферное.

2.5. На водопроводной трубе установлен манометр, который показывает давление $p_{\text{ман}} = 2,0$ кгс/см². Какой пьезометрической высоте соответствует это давление и чему равно полное давление в трубе в единицах СИ?

2.6. Определить силу, действующую на горизонтальный люк диаметром 1 м, расположенный на глубине $h = 3$ м от поверхности воды в днище открытого резервуара.

2.7. В замкнутом сосуде абсолютное значение давления среды $p_{\text{абс}}$ составляет 109,6 кПа, при этом установленный снаружи сосуда барометр показывает давление $p_{\text{бар}} = 100,9$ кПа. Определить избыточное давление в сосуде.

2.8. В вертикально расположенном сосуде находится масло. Высота столба жидкости $h = 4,33$ м. Определить гидростатический напор, оказываемый маслом на дно сосуда, если плотность масла $\rho = 850$ кг/м³. Чему равно абсолютное значение величины давления на дне сосуда, если барометрическое давление $p_{\text{бар}}$ составляет 99,3 кПа?

2.9. Определить высоту h столба воды в пьезометре над уровнем жидкости в закрытом сосуде (рис. 2.3, б). Вода в сосуде находится под избыточным давлением $p_{\text{изб}} = 0,05$ кгс/см².

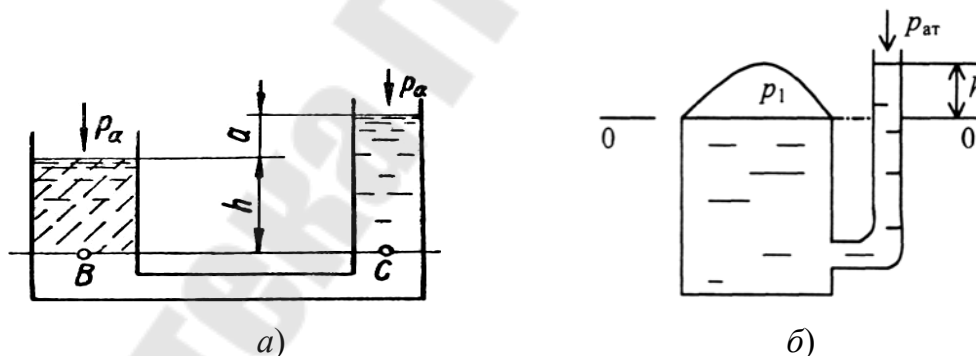


Рис. 2.3. Схемы к задачам 2.1–2.9

2.10. Манометр (рис. 2.4, а), подключенный к закрытому резервуару с нефтью ($\rho = 900$ кг/м³), показывает избыточное давление $p_{\text{ман}} = 36$ кПа. Определить абсолютное давление воздуха на поверхности жидкости p_0 и положение пьезометрической плоскости, если уровень нефти в резервуаре $H = 3,06$ м, а расстояние от точки подключения до центра манометра $z = 1,02$ м, атмосферное давление $p_{\text{атм}} = 100$ кПа.

2.11. Давление, действующее на свободную поверхность воды в сосуде (рис. 2.4, б), составляет $p_0 = 150 \text{ кН/м}^2$. Определить абсолютное и избыточное (манометрическое) давление в точке A , находящейся на глубине $h = 1,8 \text{ м}$. Найти пьезометрическую высоту $h_{\text{изб}}$ для этой точки. Атмосферное давление $p_{\text{атм}} = 98 \text{ кПа}$.

2.12. Точка A заглублена под горизонтом воды в сосуде на величину $h = 2,5 \text{ м}$ (рис. 2.4, в), пьезометрическая (вакуумметрическая) высота для этой точки $h_{\text{вак}} = 1,5 \text{ м}$. Определить для точки A величину абсолютного давления, а также величину p_0 . Атмосферное давление $p_{\text{атм}} = 98 \text{ кПа}$.

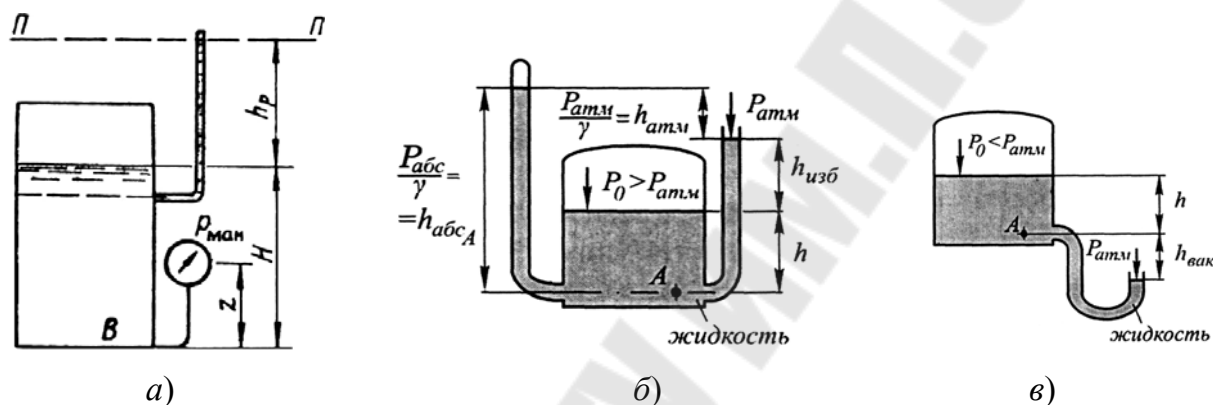


Рис. 2.4. Схемы к задачам 2.10–2.12

2.13. Определить высоту h (рис. 2.5, а), на которую может поднять воду прямодействующий паровой насос при следующих данных: диаметр парового цилиндра $d = 0,1 \text{ м}$, диаметр водяного цилиндра $D = 0,2 \text{ м}$, манометрическое давление в паровом цилиндре $p_{\text{ман}} = 3 \text{ кгс/см}^2$.

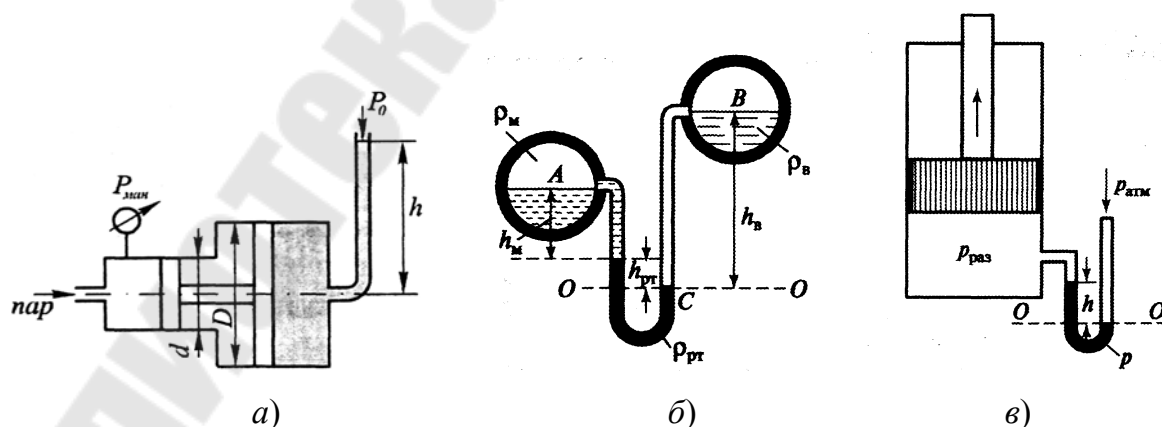


Рис. 2.5. Схемы к задачам 2.13–2.15

2.14. Два горизонтальных цилиндрических трубопровода A и B содержат соответственно минеральное масло плотностью 900 кг/м^3 и воду плотностью 1000 кг/м^3 (рис. 2.5, б). Высоты жидкостей имеют следующие значения: $h_m = 0,2 \text{ м}$; $h_{\text{рт}} = 0,4 \text{ м}$; $h_b = 0,9 \text{ м}$. Зная, что гидростатическое давление на оси в трубопроводе A равно $0,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$, определить давление на оси трубопровода B .

2.15. К всасывающей стороне цилиндра (рис. 2.5, в) присоединен водяной вакуумметр с показанием $h = 0,42 \text{ м}$. Определить разрежение под поршнем.

2.16. Вода (рис. 2.6, а) плотностью $\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$ и минеральное масло плотностью $\rho_1 = 800 \text{ кг/м}^3$, находящиеся в закрытом резервуаре, сжимают воздух избыточным давлением p_0 . Поверхность раздела минерального масла и воды находится на расстоянии $h_1 = 0,3 \text{ м}$ от свободной поверхности. Показание U-образного ртутного манометра $h' = 0,4 \text{ м}$. Разница высот свободных поверхностей жидкостей в резервуаре и ртутном манометре $h = 0,4 \text{ м}$. Определить давление воздуха на свободной поверхности p_0 .

2.17. Несмешивающиеся жидкости с плотностями ρ_1 , ρ_2 и ρ_3 находятся в сосуде (рис. 2.6, б). Определить избыточное давление на основании сосуда $p_{\text{изб}}$, если $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$; $\rho_2 = 850 \text{ кг/м}^3$; $\rho_3 = 760 \text{ кг/м}^3$; если $h_1 = 1 \text{ м}$; $h_2 = 3 \text{ м}$; $h_3 = 6 \text{ м}$.

2.18. Сосуд содержит две несмешивающиеся жидкости с плотностями ρ_1 и ρ_2 (рис. 2.6, в). Давление над свободной поверхностью измеряется манометром. Определить избыточное давление на основании сосуда, если $p_m = 102 \text{ Н/м}^2$; $\rho_1 = 890 \text{ кг/м}^3$; $\rho_2 = 1280 \text{ кг/м}^3$; $h_1 = 2,1 \text{ м}$; $h_2 = 2,9 \text{ м}$.

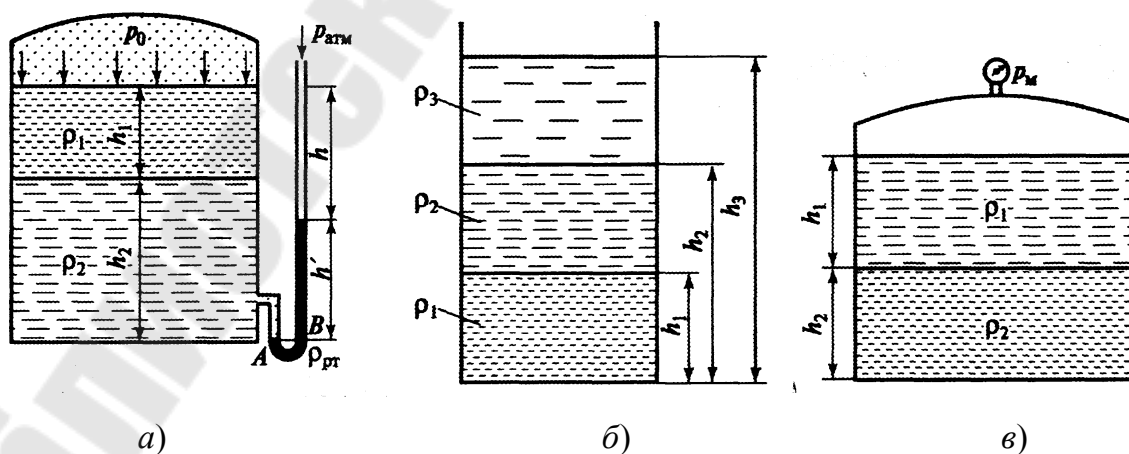


Рис. 2.6. Схемы к задачам 2.16–2.18

2.19. Двухжидкостный манометр (рис. 2.7, а) состоит из U-образной трубки диаметром $d = 5$ мм, соединяющей чашки диаметром $D = 60$ мм. Прибор заполнен несмешивающимися жидкостями с плотностями $\rho_1 = 870$ кг/м³, $\rho_2 = 830$ кг/м³. Прибор измеряет разность давлений $\Delta P = P_1 - P_2$ по смещению мениска раздела жидкостей h от его начального положения, отвечающего нулевому перепаду давления $\Delta P = 0$. Определить разность давлений ΔP при заданном положении h .

2.20. Показание манометра (рис. 2.7, б), расположенного на расстоянии $h = 1$ м от дна резервуара, равно $p_M = 5$ Н/см². Определить высоту свободной поверхности бензина H в резервуаре, если $\rho_6 = 850$ кг/м³.

2.21. Определить избыточное давление воды ($\rho = 1000$ кг/м³) в закрытом резервуаре (рис. 2.7, в), если показания батарейного двухжидкостного манометра (вода–ртуть) равны $h_1 = 800$ мм, $h_2 = 100$ мм, $h_3 = 600$ мм, $h_4 = 200$ мм, $h_5 = 1400$ мм.

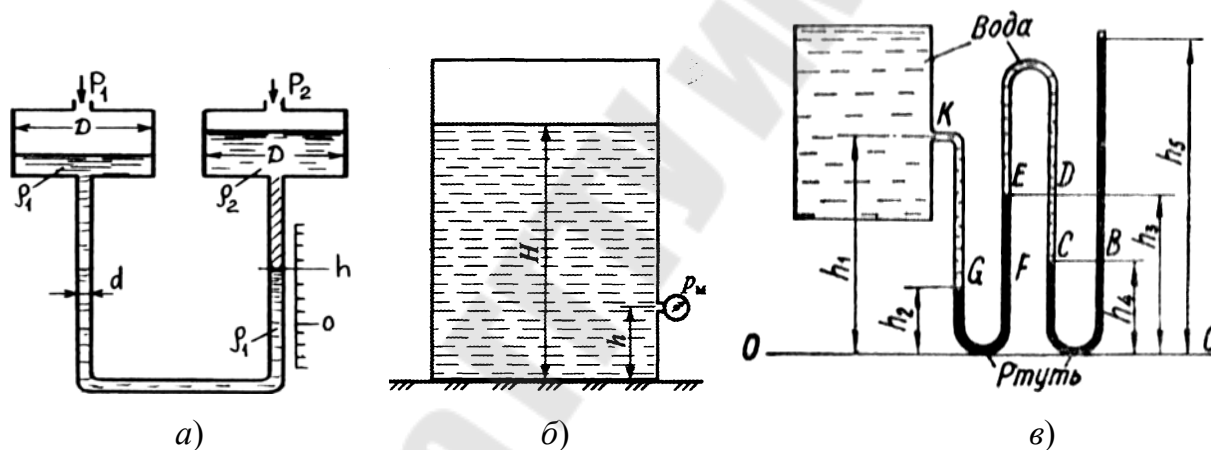


Рис. 2.7. Схемы к задачам 2.19–2.21

2.22. Рассчитать избыточное давление на свободной поверхности минерального масла (рис. 2.8, а) и абсолютное давление в точке M , если даны следующие исходные данные: уровни жидкости относительно точки M $h = 2$ м, $z = 3,5$ м; плотность масла $\rho = 850$ кг/м³; атмосферное давление – 10^5 Па.

2.23. В сообщающихся сосудах (рис. 2.8, б) находятся две несмешивающиеся жидкости с плотностями $\rho_1 = 1000$ кг/м³ и $\rho_2 = 1200$ кг/м³. Определить позицию свободных поверхностей H_1 и H_2 по отношению к плоскости сравнения $O-O$, если разность высот жидкостей в сосудах $h = 11$ см.

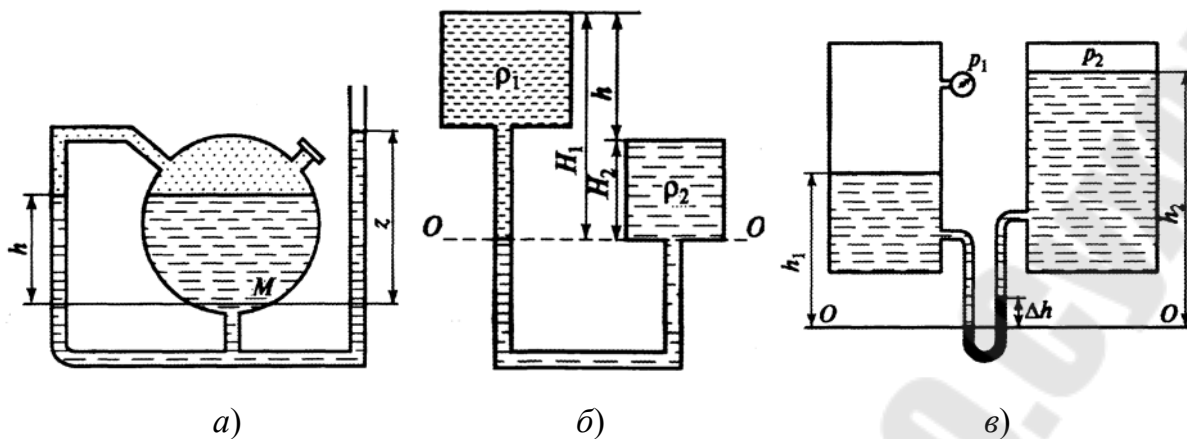


Рис. 2.8. Схемы к задачам 2.22–2.24

2.24. Два закрытых сосуда содержат воду. Свободные поверхности жидкости расположены по отношению к плоскости сравнения $O-O$ на высотах $h_1 = 1$ м и $h_2 = 1,8$ м (рис. 2.8, в). Показание манометра $p_1 = 1,2 \cdot 10^5$ Н/м², разница уровней ртути в дифференциальном манометре $\Delta h = 200$ мм. Определить давление на свободную поверхность второго резервуара p_2 .

3. Расчет устойчивого гидропривода

Гидроцилиндр – объемный гидродвигатель с прямолинейным возвратно-поступательным движением выходного звена относительно корпуса.

Различают гидроцилиндры с односторонним и двусторонним штоком, понимая под первыми поршневой гидроцилиндр со штоком с одной стороны поршня (рис. 3.1, а) и под вторым – гидроцилиндр со штоком, расположенным по обе стороны поршня (рис. 3.1, б). Часть рабочей камеры а (рис. 3.1, а) гидроцилиндра, ограниченная корпусом 1, поршнем 2 и крышкой, называется *поршневой* полостью, а часть рабочей камеры б гидроцилиндра, ограниченная рабочими поверхностями корпуса, поршня, штока 3 и крышкой, называется *штоковой* полостью.

Кроме того, различают гидроцилиндры одностороннего (рис. 3.1, в) и двустороннего действия (рис. 3.1, а и б).

Расчетное движущее усилие F на штоке, развиваемое давлением жидкости на поршень (трением поршня и штока, а также противодействием в нерабочей полости и силой инерции пренебрегаем), упрощенно определяется по формуле

$$F = p \cdot S, \text{ Н},$$

где p – давление жидкости; S – рабочая (эффективная) площадь поршня.

Рабочая площадь S поршня для одноштокового гидроцилиндра с двумя рабочими полостями определяется по выражениям:

– при подаче жидкости в поршневую полость:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4};$$

– при подаче жидкости в штоковую полость:

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4},$$

где D и d – диаметры поршня и штока (рис. 3.1, а).

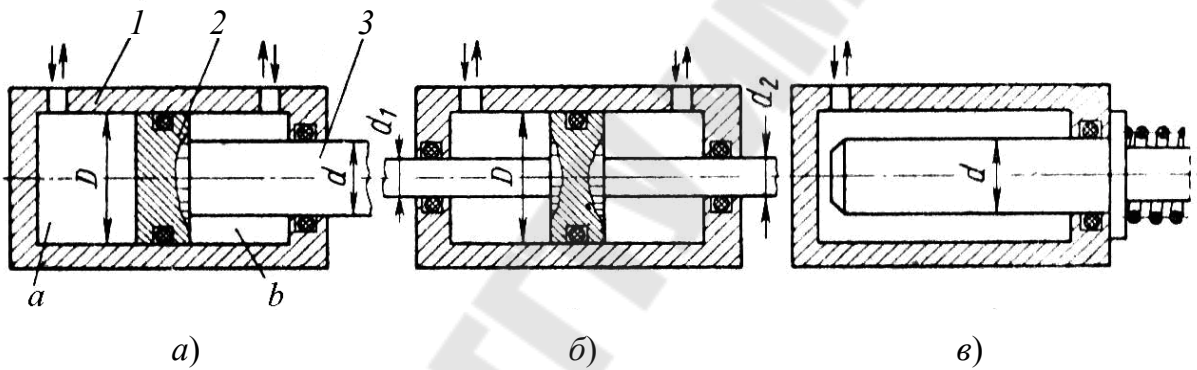


Рис. 3.1. Схемы гидроцилиндров

3.1. Определить давление масла p_1 , подводимого в поршневую полость гидроцилиндра (рис. 3.2, а), если избыточное давление в штоковой полости $p_2 = 80$ кПа, усилие на штоке $F = 10$ кН, сила трения поршня о цилиндр $F_{\text{тр}} = 0,4$ кН, диаметр поршня $D = 125$ мм, диаметр штока $d = 70$ мм.

3.2. Определить усилие на штоке F , если давление масла, подводимого в поршневую полость гидроцилиндра (рис. 3.2, а), $p_1 = 10$ атм, избыточное давление в штоковой полости $p_2 = 80$ кПа, сила трения поршня о цилиндр $F_{\text{тр}} = 0,4$ кН, диаметр поршня $D = 125$ мм, диаметр штока $d = 70$ мм.

3.3. Определить давление масла p_2 в штоковой полости гидроцилиндра (рис. 3.2, а), если подводимое давление в поршневой полости $p_1 = 1$ МПа, усилие на штоке $F = 2$ кН, сила трения поршня о цилиндр $F_{\text{тр}} = 0,3$ кН, диаметр поршня $D = 110$ мм, диаметр штока $d = 50$ мм.

3.4. Определить диаметр поршня D , если давление масла подводимого в поршневую полость гидроцилиндра (рис. 3.2, а), $p_1 = 0,9$ МПа, избыточное давление в штоковой полости $p_2 = 70$ кПа, усилие на штоке $F = 10$ кН, сила трения поршня о цилиндр $F_{тр} = 0,3$ кН, диаметр штока $d = 70$ мм.

3.5. Какое давление p_2 будет на выходе из гидравлического мультипликатора (рис. 3.2, б), если давление на входе $p_1 = 2$ МПа, а диаметры поршней $d = 10$ мм, $D = 50$ мм?

3.6. Какое давление p_1 будет на входе в гидравлический мультипликатор (рис. 3.2, б), если давление на выходе $p_2 = 240$ атм, а диаметры поршней $d = 50$ мм, $D = 110$ мм?

3.7. Каким должен быть диаметр D , если давление на входе в гидравлический мультипликатор (рис. 3.2, б) $p_1 = 30$ атм, давление на выходе $p_2 = 48$ МПа, а диаметр $d = 20$ мм?

3.8. Каким должен быть диаметр d , если давление на входе в гидравлический мультипликатор (рис. 3.2, б) $p_1 = 1$ МПа, давление на выходе $p_2 = 160$ атм, а диаметр $D = 120$ мм?

3.9. Какое давление p_1 необходимо подвести к цилиндру гидравлического мультипликатора (рис. 3.2, б), чтобы получить на выходе давление $p_2 = 10$ МПа, если диаметры $d = 10$ мм, $D = 50$ мм. Вычислить силу давления на поршень.

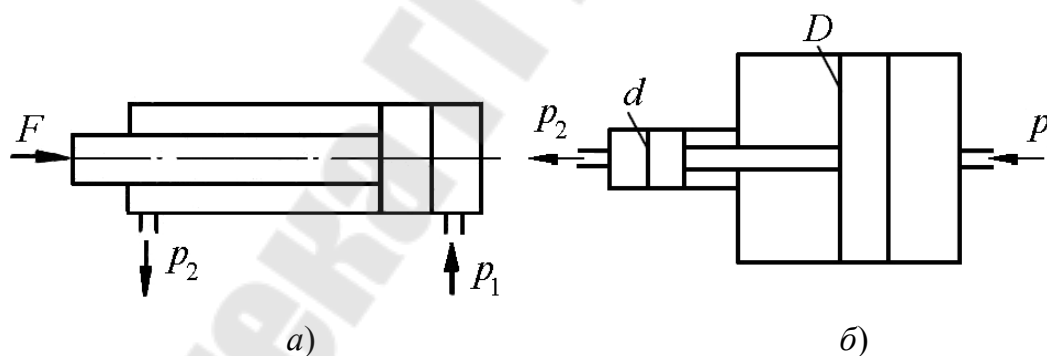


Рис. 3.2. Схемы гидроцилиндров к задачам 3.1–3.9

3.10. Определить силу F на штоке золотника (рис. 3.3), если давление в правой полости цилиндра $p_2 = 90$ кПа, избыточное давление $p_1 = 1$ МПа, диаметры поршней $D = 20$ мм, $d = 15$ мм. Жидкость – вода.

3.11. Определить давление в правой полости цилиндра p_2 (рис. 3.3), если сила на штоке золотника $F = 400$ Н, избыточное давление $p_1 = 2$ МПа, диаметры поршней $D = 20$ мм, $d = 15$ мм. Жидкость – вода.



Рис. 3.3. Схема гидроцилиндра к задачам 3.10, 3.11

3.12. Определить силу, приложенную к штоку правого цилиндра, F (рис. 3.4, *a*). Если известно, что давление, развиваемое насосом, $p_1 = 5$ атм; давление на выходе правого гидроцилиндра $p_4 = 2$ атм; площади рабочих полостей $S_1 = 100$ см²; $S_2 = 20$ см²; $S_3 = 110$ см²; $S_4 = 25$ см².

3.13. Определить давление, развиваемое насосом p_1 (рис. 3.4, *a*). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F = 100$ кН; давление на выходе правого гидроцилиндра $p_4 = 4$ атм; площади рабочих полостей $S_1 = 100$ см²; $S_2 = 20$ см²; $S_3 = 110$ см²; $S_4 = 25$ см².

3.14. Определить давление на выходе правого гидроцилиндра p_4 (рис. 3.4, *a*). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F = 5$ кН; давление, развиваемое насосом, $p_1 = 4$ атм; площади рабочих полостей $S_1 = 100$ см²; $S_2 = 20$ см²; $S_3 = 110$ см²; $S_4 = 25$ см².

3.15. Определить массу груза m (рис. 3.4, *б*). Если известно, что давление в поршневой полости нижнего гидроцилиндра $p_1 = 5$ атм; давление в штоковой полости верхнего гидроцилиндра $p_4 = 1$ атм; $H = 20$ м площади рабочих полостей $S_1 = 75$ см²; $S_2 = 7$ см²; $S_3 = 60$ см²; $S_4 = 10$ см².

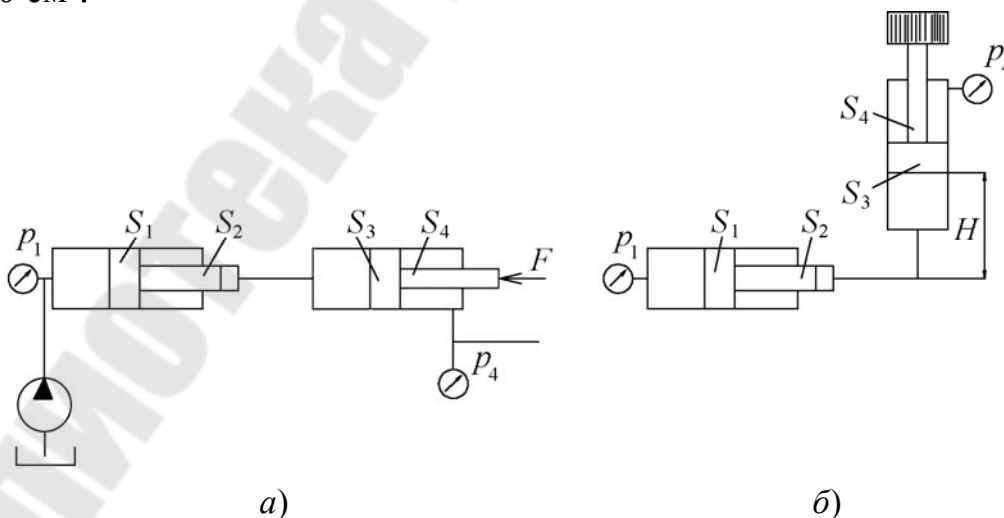


Рис. 3.4. Схемы гидроприводов к задачам 3.12–3.17

3.16. Определить давление p_1 в поршневой полости нижнего гидроцилиндра (рис. 3.4, б). Если известно, что масса груза $m = 1000$ кг; давление в штоковой полости верхнего гидроцилиндра $p_4 = 2$ атм; $H = 5$ м площади рабочих полостей $S_1 = 75$ см²; $S_2 = 7$ см²; $S_3 = 60$ см³; $S_4 = 10$ см².

3.17. Определить давление p_4 в штоковой полости верхнего гидроцилиндра (рис. 3.4, б). Если известно, что масса груза $m = 2000$ кг; давление в штоковой полости верхнего гидроцилиндра $p_1 = 5$ атм; $H = 10$ м площади рабочих полостей $S_1 = 75$ см²; $S_2 = 7$ см²; $S_3 = 60$ см³; $S_4 = 10$ см².

3.18. Определить давление развиваемое насосом, p_1 (рис. 3.5, а). Если известно, что давление на выходе системы $p_3 = 10$ кгс/см² и площади рабочих полостей $S_1 = 60$ см²; $S_2 = 20$ см²; $S_3 = 110$ см².

3.19. Определить давление на выходе системы p_3 (рис. 3.5, а). Если известно, что давление, развиваемое насосом, $p_1 = 20$ кгс/см² и площади рабочих полостей $S_1 = 60$ см²; $S_2 = 20$ см²; $S_3 = 110$ см².

3.20. Определить массу груза m (рис. 3.5, б). Если известно, что давление в штоковой полости гидроцилиндра $p_1 = 12$ атм; усилие, действующее на шток, $F = 500$ Н; площади рабочих полостей $S_1 = 10$ см²; $S_2 = 75$ см²; $S_3 = 7$ см².

3.21. Определить давление p_1 в штоковой полости гидроцилиндра (рис. 3.5, б). Если известно, что масса груза $m = 100$ кг; усилие, действующее на шток, $F = 60$ кН; площади рабочих полостей $S_1 = 10$ см²; $S_2 = 75$ см²; $S_3 = 7$ см².

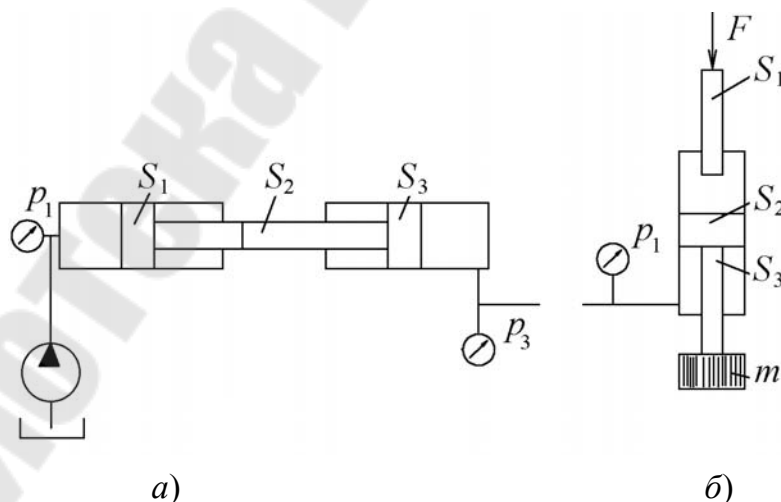


Рис. 3.5. Схемы гидроприводов к задачам 3.18–3.22

3.22. Определить усилие, действующее на шток, F (рис. 3.5, б). Если известно, что масса груза $m = 100$ кг; давление в штоковой полост-

ти гидроцилиндра $p_1 = 12$ атм; площади рабочих полостей $S_1 = 10$ см²; $S_2 = 75$ см²; $S_3 = 7$ см².

3.23. Определить силу, приложенную к штоку правого цилиндра, F (рис. 3.6). Если известно, что давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра, $p_1 = 1$ атм; давление на выходе из системы $p_4 = 5$ кгс/см²; $H = 10$ м; площади $S_1 = 160$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 60$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

3.24. Определить давление p_1 , подаваемое в поршневую полость левого цилиндра (рис. 3.6). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра $F = 20$ кН; давление на выходе из системы $p_4 = 10$ кгс/см²; $H = 5$ м; площади $S_1 = 160$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 60$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

3.25. Определить давление p_4 на выходе из системы (рис. 3.6). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра $F = 10$ кН; давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра, $p_1 = 10$ МПа; $H = 10$ м; площади $S_1 = 160$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 60$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

3.26. Определить высоту H (рис. 3.6). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F = 10$ кН; давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра, $p_1 = 10$ МПа; давление на выходе из системы $p_4 = 10$ кгс/см²; площади $S_1 = 160$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 60$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

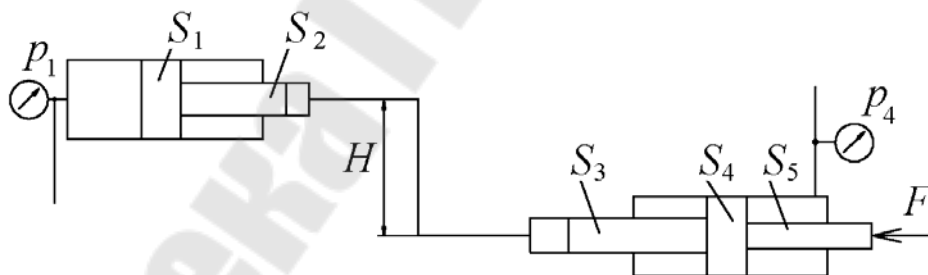


Рис. 3.6. Схема гидропривода к задачам 3.23–3.26

3.27. Определить силу, приложенную к штоку правого цилиндра, F_2 (рис. 3.7). Если известно, что давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра, $p_1 = 3$ МПа; давление на выходе из системы $p_4 = 20$ кгс/см²; площади $S_1 = 60$ см²; $S_2 = 17$ см²; $S_3 = 70$ см²; $S_4 = 10$ см² и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра, $F_1 = 1$ кН.

3.28. Определить силу, приложенную к штоку левого цилиндра, F_1 (рис. 3.7). Если известно, что давление, подаваемое в поршневую

полость левого цилиндра, $p_1 = 40$ МПа; давление на выходе из системы $p_4 = 300$ кгс/см²; площади $S_1 = 60$ см²; $S_2 = 17$ см²; $S_3 = 70$ см²; $S_4 = 10$ см² и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра, $F_2 = 1$ кН.

3.29. Определить давление p_1 , подаваемое в поршневую полость левого цилиндра (рис. 3.7). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F_1 = 10$ кН; давление на выходе из системы $p_4 = 200$ кгс/см²; площади $S_1 = 60$ см²; $S_2 = 17$ см²; $S_3 = 70$ см²; $S_4 = 10$ см² и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра, $F_2 = 1$ кН.

3.30. Определить давление p_4 на выходе из системы (рис. 3.7). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F_1 = 10$ кН; давление, подаваемое в поршневую полость левого цилиндра $p_1 = 500$ кгс/см²; площади $S_1 = 60$ см²; $S_2 = 17$ см²; $S_3 = 70$ см²; $S_4 = 10$ см² и усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра, $F_2 = 1$ кН.

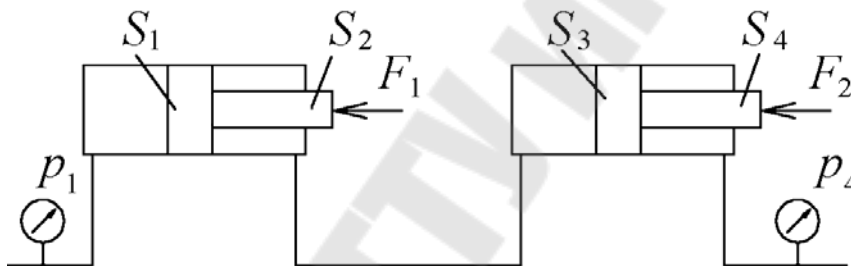


Рис. 3.7. Схема гидропривода к задачам 3.27–3.30

3.31. Определить массу груза m (рис. 3.8). Если известно, что усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра, $F = 10$ кН; давление в поршневой полости правого гидроцилиндра $p_5 = 10$ МПа; $H = 5$ м; площади рабочих полостей $S_1 = 10$ см²; $S_2 = 75$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 8$ см²; $S_5 = 60$ см².

3.32. Определить усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра F (рис. 3.8). Если известно, что масса груза $m = 1000$ кг; давление в поршневой полости правого гидроцилиндра $p_5 = 50$ кгс/см²; $H = 10$ м; площади рабочих полостей $S_1 = 10$ см²; $S_2 = 75$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 8$ см²; $S_5 = 60$ см².

3.33. Определить давление p_5 в поршневой полости правого гидроцилиндра (рис. 3.8). Если известно, что масса груза $m = 1000$ кг; усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра $F = 10$ кН; $H = 10$ м; площади рабочих полостей $S_1 = 10$ см²; $S_2 = 75$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 8$ см²; $S_5 = 60$ см².

3.34. Определить высоту H (рис. 3.8). Если известно, что усилие, приложенное к штоку левого гидроцилиндра, $F = 0,8$ кН; давление в поршневой полости правого гидроцилиндра $p_5 = 10$ МПа; $H = 10$ м; масса груза $m = 1000$ кг; площади рабочих полостей $S_1 = 10$ см²; $S_2 = 75$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 8$ см²; $S_5 = 60$ см².

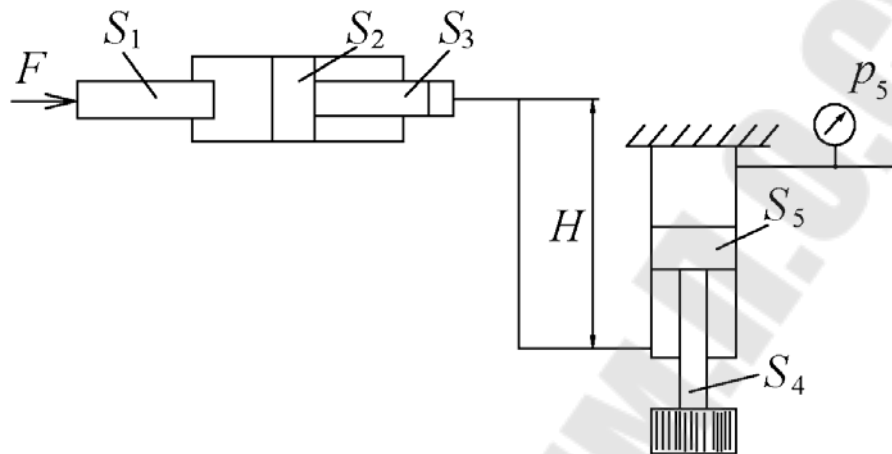


Рис. 3.8. Схема гидропривода к задачам 3.31–3.35

3.35. Определить давление p_5 на выходе системы (рис. 3.9). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F_2 = 10$ кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра, $F_1 = 20$ кН; давление, подаваемое в штоковую полость левого цилиндра, $p_1 = 0,4$ МПа; $H = 2$ м; масса груза $m = 100$ кг; площади рабочих полостей $S_1 = 20$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

3.36. Определить давление p_1 на входе в систему (рис. 3.9). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F_2 = 20$ кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра $F_1 = 10$ кН; давление на выходе из системы $p_5 = 10$ атм; $H = 5$ м; масса груза $m = 200$ кг; площади рабочих полостей $S_1 = 20$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

3.37. Определить массу груза m (рис. 3.9). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F_2 = 20$ кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра, $F_1 = 10$ кН; давление на выходе из системы $p_5 = 10$ атм; давление на входе в систему $p_1 = 40$ кгс/см²; $H = 4$ м; площади рабочих полостей $S_1 = 20$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

3.38. Определить высоту H (рис. 3.9). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F_2 = 10$ кН; сила, приложенная к штоку левого цилиндра, $F_1 = 20$ кН; давление на выходе из сис-

темы $p_5 = 15$ атм; давление на входе в систему $p_1 = 3$ кгс/см²; масса груза $m = 100$ кг; площади рабочих полостей $S_1 = 20$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

3.39. Определить силу F_2 , приложенную к штоку правого цилиндра (рис. 3.9). Если известно, что сила, приложенная к штоку левого цилиндра, $F_1 = 20$ кН; $H = 10$ м; давление на выходе из системы $p_5 = 10$ кгс/см², давление на входе в систему $p_1 = 3$ кгс/см²; масса груза $m = 100$ кг; площади рабочих полостей $S_1 = 20$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

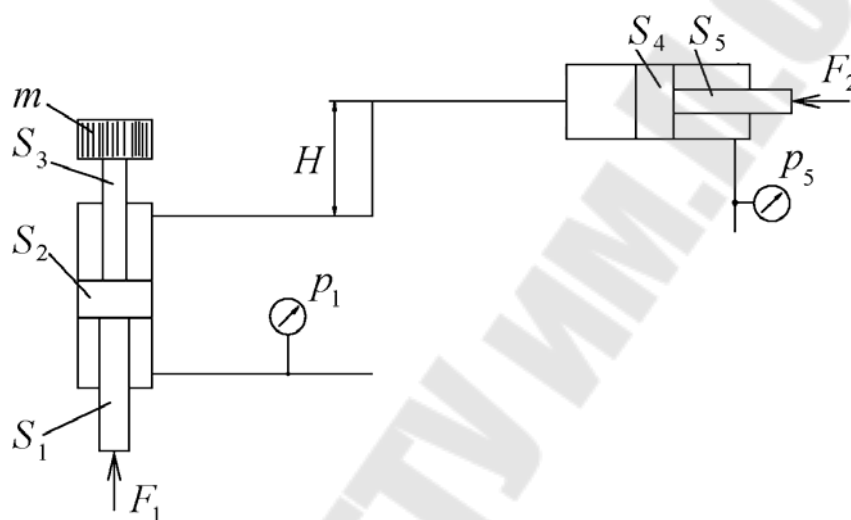


Рис. 3.9. Схема гидропривода к задачам 3.35–3.40

3.40. Определить силу F_1 , приложенную к штоку левого цилиндра (рис. 3.9). Если известно, что сила, приложенная к штоку правого цилиндра, $F_2 = 30$ кН; $H = 8$ м; давление на выходе из системы $p_5 = 10$ кгс/см², давление на входе в систему $p_1 = 3$ кгс/см²; масса груза $m = 100$ кг; площади рабочих полостей $S_1 = 20$ см²; $S_2 = 80$ см²; $S_3 = 12$ см²; $S_4 = 120$ см²; $S_5 = 20$ см².

4. Уравнение неразрывности. Режимы движения жидкости. Потери энергии в трубопроводах

Расходом называют количество жидкости, протекающее через живое сечение потока в единицу времени. Это количество можно измерить в единицах объема, в весовых единицах или в единицах массы, в связи с чем различают объемный Q (м³/с), весовой Q_G (Н/с) и массовый Q_m (кг/с) расходы.

Для потока жидкости можно считать среднюю скорость v одинаковой во всех точках каждого сечения, следовательно, расходы определяются по формулам:

$$Q = v \cdot S; \quad Q_G = \rho \cdot g \cdot Q; \quad Q_m = \rho \cdot Q = \rho \cdot v \cdot S,$$

где S – площадь сечения струйки.

Жидкость практически несжимаема и в ней невозможно образование пустот. Это условие сплошности или неразрывности потока жидкости.

Рассмотрим участок потока жидкости (рис. 4.1), ограниченный сечениями 1–1 и 2–2. Количество жидкости, которое протекает за время t , остается постоянным по ее длине. Через сечение 1–1 за время t войдет масса жидкости m_1 , а через сечение 2–2 за это время выйдет масса жидкости m_2 . Так как жидкость несжимаема, а стенки русла жесткие, то согласно закону сохранения вещества массы в сечениях равны

$$m_1 = m_2 = m = \text{const} \text{ или } m = \rho \cdot v \cdot S = \rho_1 \cdot Q_1 \cdot t = \rho_2 \cdot Q_2 \cdot t \\ \text{или } m = \rho \cdot v \cdot S = \rho_1 \cdot v_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot S_2 -$$

это уравнение неразрывности потока для одномерного течения жидкости и газа.

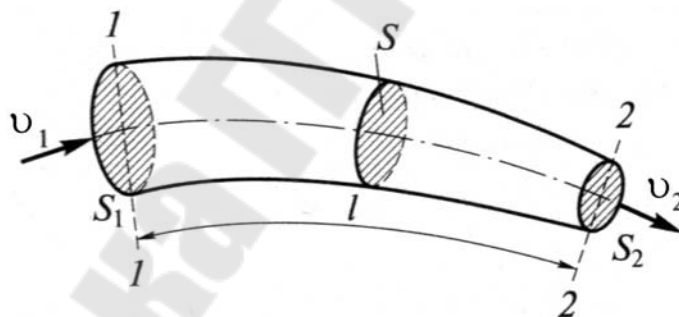


Рис. 4.1. Рисунок для вывода уравнения неразрывности

При одномерном течении несжимаемой жидкости постоянным вдоль потока будет также объемный расход. Если жидкость несжимаема, т. е. $\rho = \text{const}$, то $v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2$, следовательно:

$$Q_1 = Q_2 = Q = v \cdot S = \text{const.}$$

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

Ламинарным называется течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсаций скоростей и давления. При таком течении

все линии тока определяются формой русла, по которому течет жидкость. Ламинарное течение является упорядоченным и при постоянном напоре строго установившимся течением.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Движение отдельных частиц оказывается подобным хаотическому, беспорядочному движению молекул газа.

Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при определенной *критической* скорости течения $v_{кр}$, которая зависит от диаметра трубы и вязкости жидкости:

$$v_{кр} = k \frac{\nu}{d},$$

где k – безразмерный коэффициент, равный для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб, т. е. изменение режима течения происходит при определенном соотношении между скоростью, диаметром и вязкостью ν : $k = \frac{v_{кр} \cdot d}{\nu} = Re_{кр}$.

Полученное безразмерное число называется *критическим числом Рейнольдса*. При движении жидкости в прямых круглых трубах при отсутствии различных возмущающих условий установлено:

– при $Re < 2320$ режим движения жидкости устойчиво ламинарный;

– при $Re > 2320$ режим движения жидкости турбулентный.

При $2320 < Re < 10000$ турбулентный режим течения еще не полностью развит. Здесь зоны турбулентного движения могут перемежаться с зонами ламинарного движения. Такой режим течения жидкости называют *переходным*.

Режим движения жидкости оказывает большое влияние на гидравлическое сопротивление и потери энергии потока.

Гидравлические сопротивления. При движении реальной жидкости в каналах ограниченных размеров возникают дополнительные силы сопротивления, следовательно происходят непрерывные потери механической энергии потока (т. е. превращение механической энергии движения в тепловую энергию). Основной причиной возникновения внутреннего трения (гидравлического сопротивления) в жидкости является вязкое взаимодействие жидкости с твердой обтекаемой поверхностью ограничивающих каналов. Равнодействующая сил сопротивления направлена в сторону, противоположную движению, и назы-

вается силой *гидравлического трения*. Энергия, необходимая для преодоления сил сопротивления, называется *потерянной энергией*.

Гидравлические сопротивления разделяются на сопротивления по длине потока и на местные сопротивления.

Местные потери энергии обусловлены местными гидравлическими сопротивлениями, т. е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока (рис. 4.2). При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется ее скорость, и обычно возникают крупные вихри.

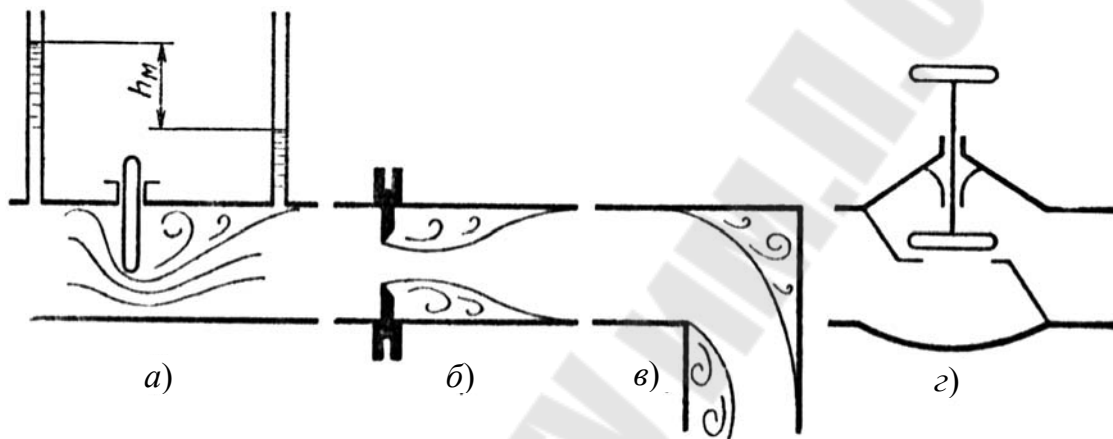


Рис. 4.2. Схемы местных гидравлических сопротивлений:
а – задвижка; б – диафрагма; в – колено; г – вентиль

Все гидравлические потери приблизительно пропорциональны скорости течения жидкости во второй степени, поэтому местные потери напора можно определить по формуле Вейсбаха:

$$\Delta h_{\text{м.с}} = \zeta \frac{v^2}{2 \cdot g} \text{ или } \Delta p_{\text{м.с}} = \zeta \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

где v – средняя скорость по сечению в трубе, в которой установлено местное сопротивление; ζ – коэффициент сопротивления, значение которого постоянно для данной формы местного сопротивления, указанные в табл. 4.1 и 4.2.

Таблица 4.1

Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений

Местное сопротивление	ζ
Вход в трубу при острых кромках	0,5
Вход в трубу со скругленными кромками	0,05–0,2

Местное сопротивление	ζ
Вход в трубу, снабженный приемной сеткой и клапаном	5–10
Внезапное расширение трубы ($d_2 > d_1$)	$(1 - S_1/S_2)^2$
Внезапное сужение трубы ($d_2 < d_1$)	$0,5(1 - S_2/S_1)$
Переходный расширяющийся конус ($d_2 \approx 2 \cdot d_1$)	5
Переходный сужающийся конус ($d_2 \approx 0,5 \cdot d_1$)	0,10
Выход из трубы под уровень	1,0
Плавный поворот трубы (отвод) на 90°	0,15
Задвижка при полном открытии	0,15
Дисковый затвор при полном открытии	0,10
Вентиль с прямым затвором при полном открытии	3–5,5
Вентиль с косым затвором при полном открытии	1,4–1,85
Предохранительные и обратные клапаны (без учета усилия пружины)	2–3

Таблица 4.2

**Значение коэффициентов местных сопротивлений
в зависимости от угла резкого поворота Θ для круглых труб**

Θ	30	40	50	60	70	80	90	110	130	150	180
$\zeta_{р.п}$	0,2	0,3	0,4	0,55	0,7	0,9	1,1	1,87	2,6	3,2	3,6

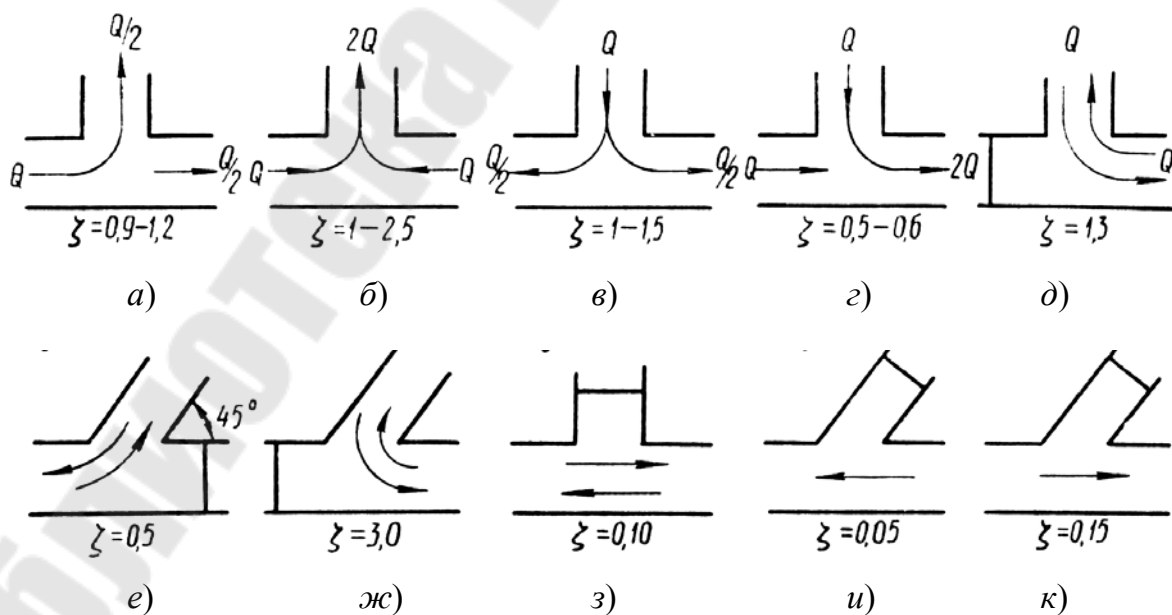


Рис. 4.3. Тройники с соединением и разделением потоков под разными углами

Потери на трение по длине – это потери, которые возникают в прямых трубах постоянного сечения, т. е. при равномерном течении, и возрастают пропорционально длине трубы (рис. 4.4). Эти потери происходят из-за внутреннего трения в жидкости, а поэтому имеются не только в шероховатых, но и гладких трубах.

Потерю напора на трение можно выразить по общей формуле Вейсбаха–Дарси:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{или} \quad \Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho.$$

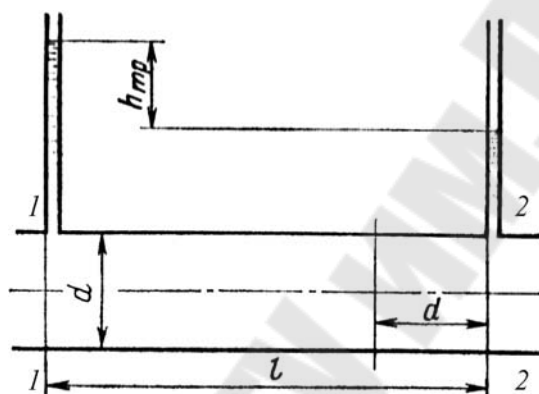


Рис. 4.4. Потери напора на трение по длине трубы

Безразмерный коэффициент λ называют *коэффициентом потерь на трение по длине* (коэффициентом Дарси или коэффициентом гидравлического трения). Его можно рассматривать как коэффициент пропорциональности между потерей напора на трение, и произведением относительной длины трубы на скоростной напор. Коэффициент λ зависит от режима движения жидкости и относительной шероховатости трубопровода $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$:

1) при ламинарном режиме движения жидкости $\text{Re} < 2320$ коэффициент λ определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}};$$

2) при турбулентном режиме движения жидкости для предварительных расчетов объемного гидропривода используют формулу Блазиуса:

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

При ламинарном режиме движения жидкости потери напора или давления в трубопроводе при отсутствии местных сопротивлений можно определить по формуле Пуазейля:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{128 \cdot v \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot d^4} \quad \text{или} \quad \Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} = \frac{128 \cdot v \cdot l \cdot Q \cdot \rho}{\pi \cdot d^4}.$$

4.1. По горизонтальному трубопроводу перекачивается нефть (плотность $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ и вязкость $\nu = 0,2 \text{ Ст}$) с массовым расходом 300 т/ч . Определить, чему будет равен объемный расход нефти.

4.2. В технических характеристиках на пластинчатый насос указано, что его номинальная подача составляет 11580 л/ч . Определить, чему будет равен расход жидкости после насоса в единицах измерения системы СИ.

4.3. Чему равен объемный и массовый расход рабочей жидкости (масла индустриального И-20 с плотностью $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), которая за время 5 мин заполняет резервуар объемом 100 дм^3 .

4.4. Определить плотность рабочей жидкости, если объемный и массовый расходы равны соответственно $Q = 135 \text{ л/мин}$ и $Q_m = 6480 \text{ кг/ч}$.

4.5. Поток воды движется по напорному трубопроводу диаметром 32 мм с расходом $Q = 135 \text{ л/мин}$. Определить среднюю скорость потока при переходе на диаметр вдвое меньший.

4.6. По трубопроводу диаметром $d = 350 \text{ мм}$ за время $t = 12 \text{ с}$ проходит $0,25 \text{ м}^3$ воды. Определить объемный и массовый расходы воды, а также среднюю скорость потока.

4.7. Чему равна средняя линейная скорость потока жидкости, проходящего по трубопроводу диаметром 30 мм , если за время в 1 ч через трубопровод проходит 2 м^3 жидкости?

4.8. Вычислить среднюю линейную скорость потока несжимаемой жидкости через конечное сечение трубопровода, если известно, что начальное сечение трубопровода имеет площадь $S_1 = 0,05 \text{ м}^2$, а конечное сечение – $S_2 = 0,008 \text{ м}^2$, средняя скорость движения жидкости через начальное сечение трубопровода составляет $1,3 \text{ м/с}$.

4.9. За время 8 с через трубопровод проходит $0,13 \text{ м}^3$ жидкости. Диаметр трубопровода в начальном сечении 50 мм , а в конечном – 80 мм . Определить средние скорости потока через начальное и конечное сечения трубопровода.

4.10. Применяемые в водоснабжении и канализации трубы имеют минимальный диаметр $d = 12 \text{ мм}$, максимальный диаметр $d = 3500 \text{ мм}$.

Расчетная скорость движения воды в трубах минимального диаметра составляет 4 м/с. Определить скорость движения воды в трубах максимального диаметра.

4.11. По трубопроводу теплообменника движется нагреваемая жидкость – вода. Начальное сечение трубопровода имеет диаметр 50 мм, а конечное – 25 мм. В процессе нагрева плотность жидкости уменьшается с 1000 до 970 кг/м³. Определить, каким должен быть массовый расход жидкости через трубопровод, чтобы скорость движения жидкости через конечное сечение составляла 3 м/с. Какая при этом должна быть средняя линейная скорость через начальное сечение?

4.12. Определить изменение скорости в трубопроводе при уменьшении диаметра в 4 раза.

4.13. Расход идеальной жидкости относительной плотности $\delta = 0,86$ в расширяющемся трубопроводе с диаметрами $d_1 = 480$ мм и $d_2 = 945$ мм равен $Q = 0,18$ м³/с. Определить средние скорости движения жидкости в сечениях трубопровода.

4.14. Определить критическую скорость, отвечающую переходу от ламинарного режима к турбулентному в трубе диаметром $d = 0,032$ м при движении воды, воздуха и глицерина при температуре 25 °С. Если кинематические коэффициенты вязкости воды $\nu_{\text{в}} = 0,009$ см²/с; воздуха $\nu_{\text{возд}} = 16,15 \cdot 10^{-6}$ м²/с; глицерина $\nu_{\text{гл}} = 4,1$ см²/с.

4.15. Применяемые в водоснабжении и канализации трубы имеют минимальный диаметр $d = 12$ мм, максимальный диаметр $d = 3500$ мм. Расчетные скорости движения воды в них составляют $v = 0,5\text{--}4$ м/с. Определить минимальное и максимальное значения числа Рейнольдса и режим движения воды в этих трубопроводах.

4.16. Определить коэффициент кинематической вязкости, соответствующий переходу ламинарного режима в турбулентный в трубопроводе диаметром $d = 0,2$ м при расходе нефти $Q = 100$ л/с.

4.17. Какой напор необходимо создать в начале горизонтального нового стального трубопровода длиной $l = 210$ м и диаметром $d = 150$ мм для пропуска расхода $Q = 25$ л/с при свободном напоре в конце трубопровода $H_{\text{св}} = 15$ м. По трубопроводу перекачивается турбинное масло с коэффициентом кинематической вязкости $\nu = 0,965 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

4.18. Определить число Рейнольдса и режим движения воды в водопроводной трубе диаметром 300 мм при расходе 136 л/с и температуре воды 10 °С.

4.19. Конденсатор паровой турбины, установленный на тепловой электростанции, оборудован 8186 охлаждающими трубками диаметром 25 мм. В нормальных условиях работы через конденсатор в час прохо-

дит 13600 м^3 циркуляционной воды с температурой $12,5\text{--}13 \text{ }^\circ\text{C}$. Будет ли при этом обеспечен турбулентный режим движения в трубках?

4.20. Как изменится число Рейнольдса при изменении диаметра трубопровода от меньшего к большему и при сохранении постоянного расхода жидкости?

4.21. Зная, что расход нефти плотностью $\rho = 930 \text{ кг/м}^3$ с коэффициентом кинематической вязкости $\nu = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, транспортируемой трубопроводом диаметром $d = 150 \text{ мм}$ и длиной $l = 5000 \text{ мм}$, равен $Q = 60 \text{ л/с}$, рассчитать величину потерь напора по длине.

4.22. Определить потери давления на трение во всасывающем трубопроводе насоса длиной $l = 20 \text{ м}$, диаметром $d = 0,2 \text{ м}$. Расход жидкости, проходящей через всасывающую трубу, $Q = 250 \text{ л/мин}$. Трубопровод имеет три поворота ($\zeta_{\text{п}} = 0,2$), всасывающий клапан ($\zeta_{\text{кл}} = 5$).

4.23. Определить коэффициент сопротивления вентиля, установленного в конце трубопровода диаметром $d = 50 \text{ мм}$, если показание манометра перед вентилем $p_{\text{ман}} = 3,7 \text{ кПа}$, а расход воды $Q = 2,5 \text{ л/с}$.

4.24. В середине прямолинейного участка напорной трубы диаметром $d = 50 \text{ мм}$ и длиной $l = 100 \text{ м}$ установлена задвижка с коэффициентом гидравлического сопротивления $\zeta_3 = 4$. Расход жидкости в трубе $Q = 2,0 \text{ л/с}$, а коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,036$. Найти общую (суммарную) потерю напора.

4.25. По горизонтальному трубопроводу диаметром $d = 32 \text{ мм}$ и длиной $l = 100 \text{ м}$ перекачивается масло индустриальное И-50 при температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$ (коэффициент вязкости жидкости $\nu = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; плотность $\rho = 910 \text{ кг/м}^3$). В начале и в конце трубопровода установлены манометры, которые показывают давления $p_1 = 1 \text{ МПа}$ и $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$ соответственно. Определить расход жидкости, если режим движения жидкости – ламинарный.

4.26. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 12 \text{ км}$ перекачивается нефть (коэффициент вязкости жидкости $\nu = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; плотность $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$). Массовый расход $M = 300 \text{ т/ч}$. Падение давления в трубопроводе не должно превышать $\Delta p = 2 \text{ МПа}$. Режим движения жидкости - ламинарный. Определить диаметр трубы.

При перекачивании бензина плотностью $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$ по трубе длиной $l = 5,5 \text{ м}$ и диаметром $d = 15 \text{ мм}$ падение давления в трубопроводе $\Delta p = 0,11 \text{ МПа}$. Определить коэффициент гидравлического трения, если расход $Q = 0,9 \text{ л/с}$.

5. Расчет простых объемных гидроприводов

Объемным гидроприводом называется привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая среда (жидкость) находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями. Простейший объемный гидропривод, как правило, включает в себя насос, гидродвигатель (гидроцилиндр или гидромотор), гидроаппаратуру (гидроклапаны, гидродроссели, гидрораспределители), соединенные гидролиниями, и вспомогательные устройства (фильтры, баки, теплообменники и др.). По характеру движения выходного звена различают объемные гидроприводы поступательного, вращательного и поворотного движения (рис. 5.5).

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

При последовательном включении дросселя (рис. 5.6, *a*) предусматривается переливной клапан, который поддерживает в нагнетательном трубопроводе постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В этом случае расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, равен расходу жидкости через дроссель:

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

где μ – коэффициент расхода; $S_{др}$ – площадь проходного отверстия дросселя; p_1 и p_2 – давление соответственно перед дросселем и за ним.

Если пренебречь потерями давления в гидролинии и в гидрораспределителе (рис. 5.6, *a*), то давление p_2 можно определить по формуле

$$p_2 = \frac{F}{S_{п}},$$

где F – усилие на штоке гидроцилиндра; $S_{п}$ – площадь поршневой полости.

Следовательно, средняя скорость перемещения поршня гидроцилиндра определится по формуле

$$v_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}} = \mu \cdot \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_1 - \frac{F}{S_{\text{п}}} \right)}.$$

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

Возможна также последовательная установка дросселя на выходе после гидродвигателя (рис. 5.6, б). Как и в предыдущей схеме, давление p_1 в нагнетательной гидролинии поддерживается постоянным – с помощью переливного клапана. Скорость поршня в этом случае равна

$$v_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}} = \mu \cdot \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_1 \pm \frac{F}{S_{\text{п}}} \right)}.$$

Машинное управление гидроприводом характерно тем, что изменение скорости выходного звена достигается изменением рабочего объема насоса, либо гидродвигателя, либо одновременно изменением рабочего объема того и другого. В этом случае при отсутствии утечек справедливы соотношения:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}}; \quad V_{0\text{н}} \cdot n_{\text{н}} = V_{0\text{м}} \cdot n_{\text{м}},$$

где $Q_{\text{н}}$ – подача насоса; $Q_{\text{м}}$ – расход через гидромотор; $V_{0\text{н}}$ и $V_{0\text{м}}$ – рабочие объемы насоса и гидромотора; $n_{\text{н}}$ и $n_{\text{м}}$ – частоты вращения насоса и гидромотора.

Давление в такой системе изменяется в зависимости от нагрузки гидромотора:

$$p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{гм}} + \Delta p_{\text{тр}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{M_{\text{гм}}}{V_{0\text{м}}} + \Delta p_{\text{тр}},$$

где $\Delta p_{\text{гм}}$ и $M_{\text{гм}}$ – перепад давления и крутящий момент на валу гидромотора; $\Delta p_{\text{тр}}$ – потери давления на трение в трубопроводах.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром, определяется по формуле

$$N_{\text{ц}} = \frac{F \cdot v_{\text{п}}}{\eta_{\text{ц}}},$$

где $\eta_{\text{ц}}$ – полный КПД гидроцилиндра.

Мощность мотора определяется по формуле

$$N_{\text{м}} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{\text{гм}}},$$

где $\omega = \pi \cdot n_M / 30$ – угловая скорость вала гидромотора; $\eta_{гм}$ – полный КПД гидромотора.

Общий (полный) КПД гидропривода определяется как отношение полезной мощности $N_{п}$ (мощности гидродвигателя) к затраченной мощности N (мощность, потребляемая насосом):

$$\eta_{\text{общ.пр}} = \frac{N_{п}}{N} \cdot 100, \%$$

Затрачиваемая мощность определяется по фактическим параметрам насоса:

$$N = \frac{Q_{н} \cdot P_{н}}{\eta_{н}}, \text{ Вт,}$$

где $\eta_{н}$ – общий КПД насоса, принимается по его техническим характеристикам.

5.1. Определить силу $F_{н}$ (рис. 5.1), которую необходимо приложить к поршню диаметром $D_{н} = 80$ мм, чтобы обеспечить перемещение поршня в гидроцилиндре со скоростью $v_{пщ} = 6$ см/с. Диаметр гидроцилиндра $D_{ц} = 80$ мм; внешнее усилие $F_{ц}$. Длина трубопровода $l = 30$ м, диаметр $d = 10$ мм. На трубопроводе установлен дроссель, коэффициент гидравлического сопротивления которого $\zeta_{др} = 3$. Коэффициент вязкости жидкости $\nu = 6$ сСт; плотность $\rho = 900$ кг/м³. Трубопровод считать гидравлически гладким.

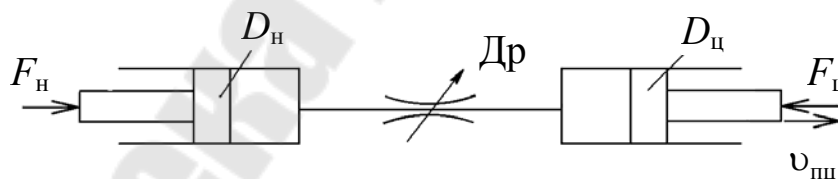


Рис. 5.1. Схема гидропривода к задаче 5.1

Таблица 5.1

Исходные данные к задаче 5.1

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц}$, кН	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2

5.2. Определить подачу насоса Q_n и давление нагнетания P_n , чтобы обеспечить перемещение поршня в гидроцилиндре (рис. 5.2) со скоростью $v_{пц} = 20$ см/с. Диаметр гидроцилиндра $D_{ц} = 100$ мм; внешнее усилие $F_{ц}$. Длина трубопровода $l = 100$ м, диаметр $d = 20$ мм. Параметры рабочей жидкости: коэффициент вязкости жидкости $\nu = 10$ сСт; плотность $\rho = 900$ кг/м³. Коэффициент гидравлического трения трубопровода $\lambda = 0,03$. Определить режим движения жидкости в трубопроводе.



Рис. 5.2. Схема гидропривода к задаче 5.2

Таблица 5.2

Исходные данные к задаче 5.2

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{ц},$ кН	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0

5.3. Рабочая жидкость (коэффициент вязкости жидкости $\nu = 30$ сСт; плотность $\rho = 800$ кг/м³) поступает в гидроцилиндр по трубопроводу длиной l с внутренним диаметром $d = 10$ мм. Подача жидкости $Q = 0,45$ л/с. Определить потери давления в трубопроводе. Как изменятся потери давления в трубопроводе при нагревании жидкости, когда ее вязкость станет равной $\nu = 10$ сСт. Трубопровод считать гидравлически гладким.

Таблица 5.3

Исходные данные к задаче 5.3

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l,$ м	2	5	8	10	15	18	20	22	25	30

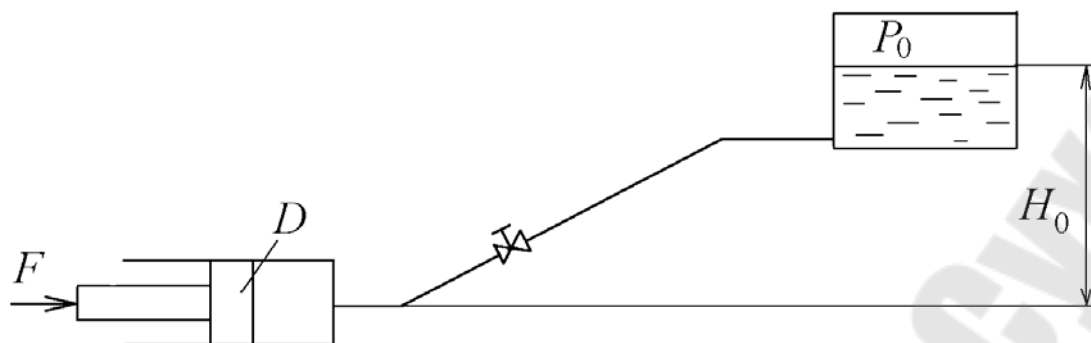


Рис. 5.3. Схема к задаче 5.4

5.4. Определить силу F (рис. 5.3), которую нужно приложить к поршню насоса диаметром D , чтобы подавать в бак постоянный расход масла Q (коэффициент вязкости жидкости $\nu = 0,1$ Ст; плотность $\rho = 900$ кг/м³). Высота подъема жидкости H_0 . Избыточное давление в напорном баке $p_0 = 0,15$ МПа. Длина трубопровода $l = 50$ м, диаметр $d = 50$ мм. Абсолютная шероховатость трубопровода $\Delta = 0,05$ мм. Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta = 0,6$. Остальные местные потери не учитывать.

Таблица 5.4

Исходные данные к задаче 5.4

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200
Q , л/с	5	7	10	10	12	14	18	24	28	32
H_0 , м	25	20	20	18	16	14	10	14	16	18

5.5. По горизонтальному трубопроводу длиной L перекачивается нефть (коэффициент вязкости жидкости $\nu = 0,2$ Ст; плотность $\rho = 800$ кг/м³). Массовый расход Q_m . Падение давления в трубопроводе не должно превышать $\Delta p = 2$ МПа. Абсолютная шероховатость трубопровода $\Delta = 0,1$ мм. Определить диаметр трубы.

Таблица 5.5

Исходные данные к задаче 5.5

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L , км	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
M , т/ч	300	280	260	240	220	200	180	160	140	120

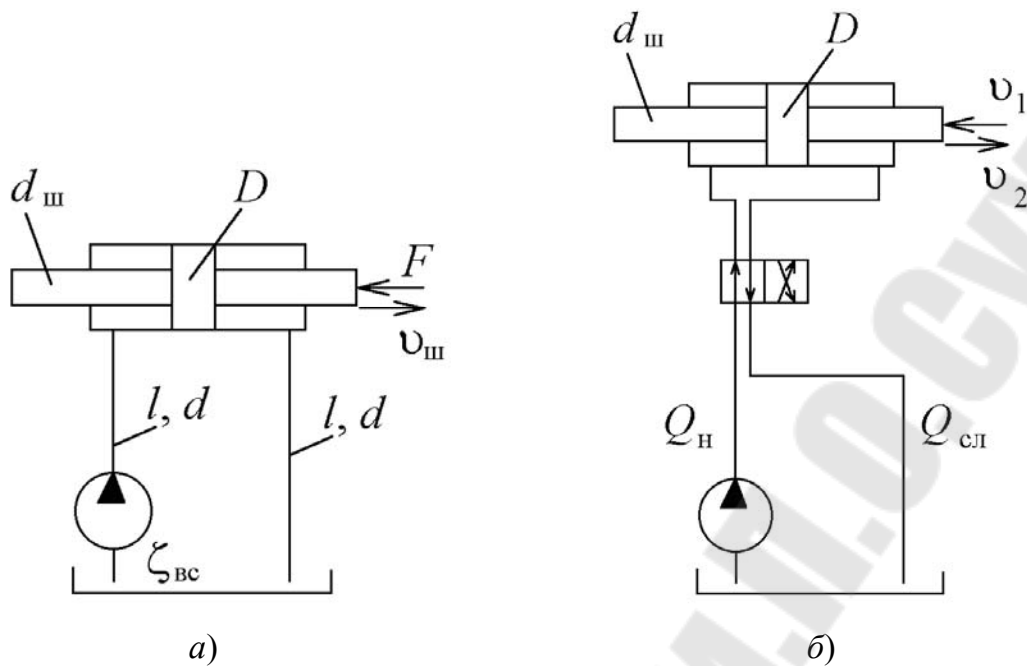


Рис. 5.4. Схемы гидроприводов к задачам 5.6, 5.7

5.6. Определить подачу насоса и давление в его выходном сечении при заданной силовой нагрузке гидроцилиндра F и его скорости штока $v_{ш} = 0,15$ м/с (рис. 5.4, а). Какую мощность насос передает маслу, если коэффициент сопротивления всасывающего патрубка $\zeta_{вс} = 1,2$. Коэффициент вязкости жидкости $\nu = 10$ сСт; плотность $\rho = 880$ кг/м³. Диаметр соединительных трубок $d = 1,4$ см, их длина $l = 10$ м; диаметр штока $d_{ш} = 0,3 \cdot D$; D – диаметр поршня.

Таблица 5.6

Исходные данные к задаче 5.6

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	15	6	10	4	5	8	10	12	17	20
D , мм	60	50	40	32	25	36	45	55	70	80

5.7. Определить скорость перемещения штока гидроцилиндра (выдвижения и движения вовнутрь), если подача насоса $Q_н$. Определить расходы жидкости, идущей на слив из гидроцилиндра при выдвигении штока и движения его во внутрь (рис. 5.4, б). Диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d_{ш} = 60$ мм.

Исходные данные к задаче 5.7

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_n , л/мин	20	30	40	50	60	70	80	100	120	150

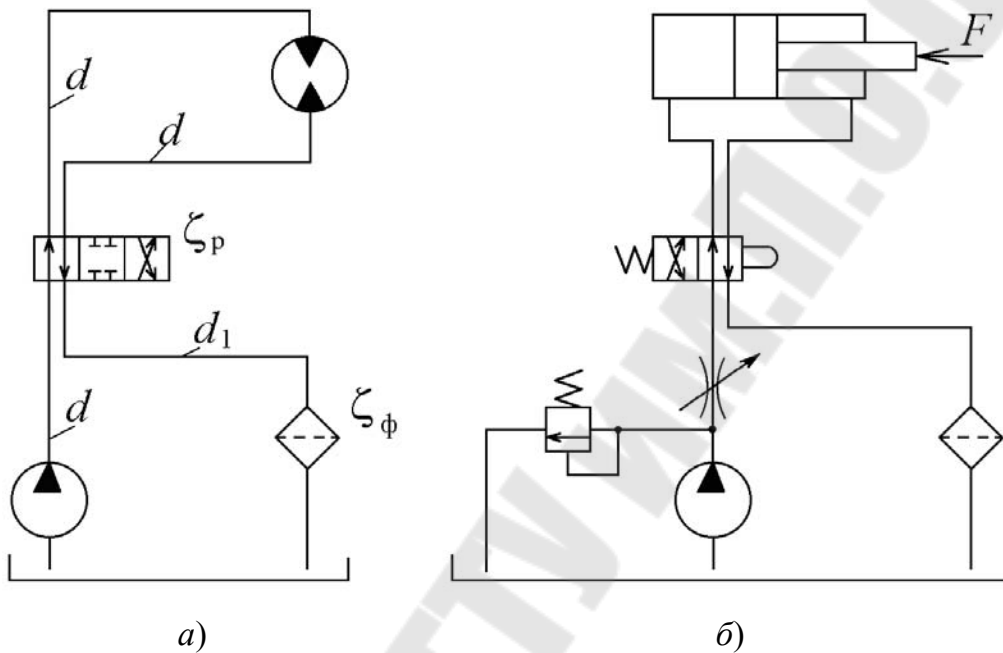


Рис. 5.5. Схемы гидроприводов к задачам 5.8–5.10, 5.13

5.8. Напорная гидролиния объемного гидропривода имеет длину $l = 4,8$ м, диаметр $d = 20$ мм, сливная – $l_1 = 3,5$ м, диаметр $d_1 = 32$ мм (рис. 5.5, а), подача насоса Q , рабочая жидкость – масло промышленное ИС-30 ($\rho = 890$ кг/м³).

Пренебрегая утечками жидкости в гидроаппаратуре, построить график зависимости потерь давления в обеих гидролиниях от температуры рабочей жидкости. В расчетах учесть местные сопротивления колен $\zeta_k = 0,5$, распределителя $\zeta_p = 2$ и фильтра $\zeta_\phi = 12$.

Исходные данные к задаче 5.8

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_n , л/мин	40	63	52	81	76	49	45	56	74	96

5.9. Скорость движения поршня гидроцилиндра регулируется с помощью дросселя (рис. 5.5, б), проходное сечение которого в данный момент равно $S = 40 \text{ мм}^2$, а коэффициент расхода $\mu = 0,65$. Диаметр поршня $D = 80 \text{ мм}$, его ход $h = 360 \text{ мм}$. Определить время движения поршня, если усилие на штоке F , давление перед дросселем $p_1 = 1,3 \text{ МПа}$. Жидкость – масло АМГ-10 ($\rho = 850 \text{ кг/м}^3$). Потерями давления в гидрролинии между дросселем и гидроцилиндром пренебречь.

Таблица 5.9

Исходные данные к задаче 5.9

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{ кН}$	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	3,8	4,0	4,2	4,5	4,8

5.10. Жидкость ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$) через дроссель подается в поршневую полость гидроцилиндра диаметром $D = 100 \text{ мм}$. Определить давление жидкости перед дросселем, при котором поршень будет перемещаться со скоростью $v_{\text{пц}} = 5 \text{ см/с}$, если усилие на штоке F , проходное сечение дросселя $S_{\text{др}} = 8 \text{ мм}^2$, а коэффициент расхода $\mu = 0,66$ (рис. 5.5, б). Объемный КПД гидроцилиндра $\eta_o = 0,98$. Трением поршня в гидроцилиндре и давлением в штоковой полости пренебречь.

Таблица 5.10

Исходные данные к задаче 5.10

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{ кН}$	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	3,8	4,0

5.11. В гидроприводе с машинным управлением (рис. 5.6, а) применен регулируемый аксиально-поршневой насос, характеризующийся следующими параметрами: количество поршней $z = 7$, диаметры поршней $d = 15 \text{ мм}$, диаметр окружности цилиндров $D = 40 \text{ мм}$, частота вращения $n = 960 \text{ об/мин}$, угол наклона диска $\gamma = 0\text{--}30^\circ$.

Построить график изменения скорости перемещения поршня гидроцилиндра в зависимости от угла γ , если диаметр гидроцилиндра D_1 , диаметр штока $d_{\text{шт}}$. Утечками жидкости пренебречь.

Исходные данные к задаче 5.11

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D_1 , мм	40	50	63	63	80	80	100	100	110	125
$d_{шт}$, мм	18	22	28	40	36	50	45	63	50	56

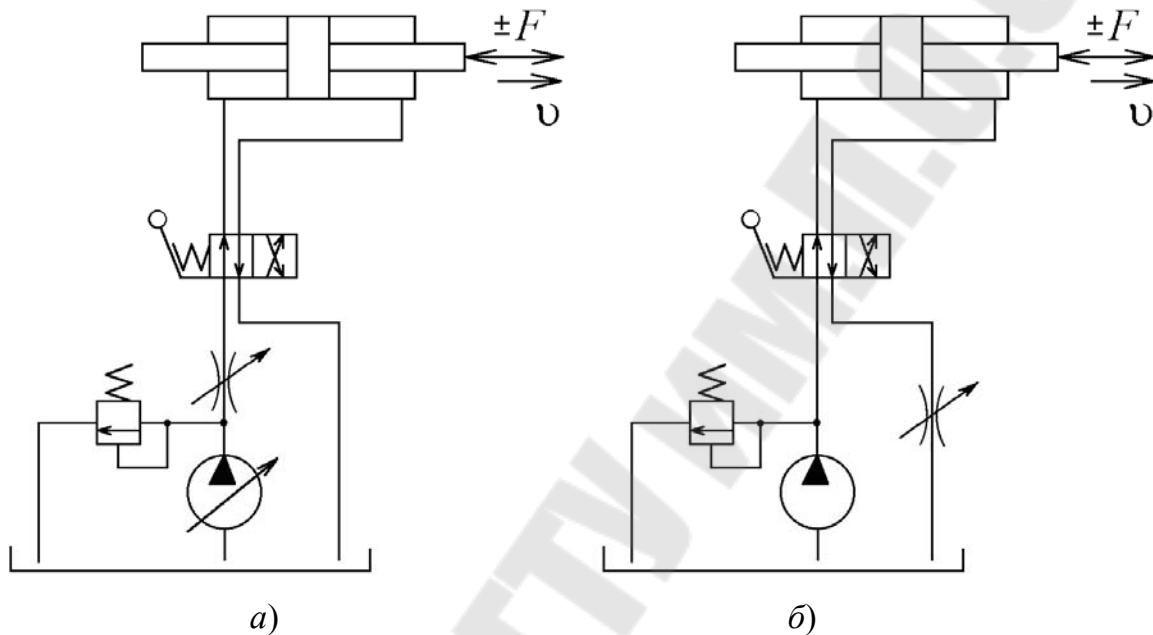


Рис. 5.6. Схемы гидроприводов к задаче 5.11

5.12. Определить КПД объемного гидропривода (рис. 5.7, а), насос которого развивает давление $p_n = 9,5$ МПа при подаче $Q_n = 1,2$ л/с и КПД $\eta = 0,80$; а аксиально-поршневой мотор имеет следующие параметры: частота вращения $n = 1100$ об/мин, диаметры цилиндров $d = 16$ мм, количество цилиндров $z = 12$, диаметр окружности центров цилиндров $D = 82$ мм, угол наклона диска $\gamma = 20^\circ$, механический КПД $\eta_{гм} = 0,85$. Напорная гидролиния имеет длину l_n , диаметр $d_n = 21$ мм, сливная – l_c , диаметр $d_c = 33$ мм. Жидкость – масло промышленное ИС-30 при температуре 50°C ($\rho = 890$ кг/м³). Потери давления на местных сопротивлениях принять равными 90 % от потерь на трение.

Исходные данные к задаче 5.12

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_H, \text{ м}$	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5
$l_c, \text{ м}$	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0	13,5

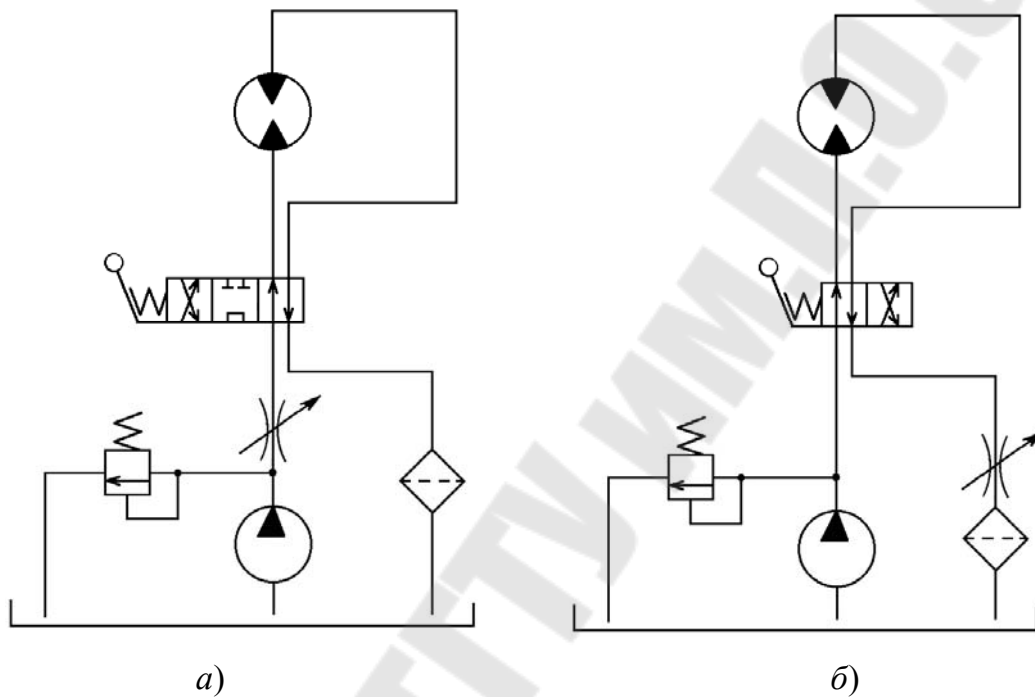


Рис. 5.7. Схемы гидроприводов к задачам 5.12, 5.14–5.16

5.13. Определить мощность и КПД объемного гидропривода поступательного движения (рис. 5.5, б), если гидроцилиндр имеет диаметр D , механический КПД гидроцилиндра $\eta_m = 0,96$, объемный КПД гидроцилиндра $\eta_o = 0,99$. Насос имеет подачу $Q_H = 1,1 \text{ л/с}$, КПД $\eta = 0,85$ и развивает давление $p_H = 1,6 \text{ МПа}$. Напорная гидролиния имеет длину $l_H = 6 \text{ м}$, диаметр $d_H = 19,2 \text{ мм}$; сливная – $l_c = 10 \text{ м}$, диаметр $d_c = 24 \text{ мм}$; всасывающая – $l_{bc} = 2 \text{ м}$, диаметр $d_{bc} = 39 \text{ мм}$. Жидкость – масло турбинное Т-30 при температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\rho = 890 \text{ кг/м}^3$).

Таблица 5.13

Исходные данные к задаче 5.13

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	80	100	110	125	140	160	180	200	220	250

5.14. Регулирование скорости вращения вала гидромотора осуществляется дросселем, установленным последовательно в напорной гидролинии (рис. 5.7, а). Определить минимальную частоту вращения вала гидромотора из условия допустимой потери мощности в гидроклапане $N_{\text{кл}}$, установленном параллельно насосу, если давление нагнетания насоса $p_{\text{н}} = 6,3$ МПа, его подача $Q_{\text{н}} = 30$ л/мин, рабочий объем гидромотора $V_0 = 22,8$ см³, его объемный КПД $\eta_o = 0,95$.

Таблица 5.14

Исходные данные к задаче 5.14

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$N_{\text{кл}}$, кВт	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0

5.15. Насос, работающий в составе объемного гидропривода вращательного движения (рис. 5.7, а), имеет подачу $Q_{\text{н}}$ и давление $p_{\text{н}} = 4,23$ МПа. Определить частоту вращения вала гидромотора с рабочим объемом $V_0 = 46$ см³ и КПД гидропривода, если крутящий момент на валу гидромотора $M = 30$ Н·м; объемные КПД насоса и гидромотора равны $\eta_{o,н} = 0,96$, $\eta_{o,м} = 0,95$; механические КПД насоса и гидромотора равны $\eta_{м,н} = 0,98$, $\eta_{м,м} = 0,97$; потери давления в гидролиниях и гидроаппаратах $\Delta p = 54$ кПа.

Таблица 5.15

Исходные данные к задаче 5.15

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{\text{н}}$, л/мин	5,8	9,7	12,7	15	19,4	27,9	33	35,7	36,9	53,8

5.16. В объемном гидроприводе вращательного движения с дроссельным управлением, гидродроссель установлен на выходе (рис. 5.7, б).

Частота вращения гидромотора $n = 1600$ об/мин, момент на валу M , рабочий объем $V_{ом}$, механический КПД $\eta_{мм}$, объемный – $\eta_{ом}$. Потери давления в золотниковом гидрораспределителе $\Delta p_p = 0,2$ МПа; дросселе $\Delta p_{др} = 0,5$ МПа; фильтре $\Delta p_{ф} = 0,1$ МПа. Потери давления в трубопроводах составляют 5 % перепада давления в гидромоторе. Подача насоса на 10 % больше расхода гидромотора, КПД насоса $\eta = 0,88$. Определить КПД гидропривода.

Таблица 5.16

Исходные данные к задаче 5.16

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M, Н \cdot м$	22	44	115	179	370	600	940	1500	2380	3780
$V_{ом}, см^3$	16	32	80	125	100	160	250	400	630	1000
$\eta_{м.м}/\eta_{о.м}$	0,9/0,94	0,9/0,98	0,92/0,98	0,92/0,98	0,95/0,95					

5.17. Определить мощность, потребляемую насосом объемного гидропривода с дроссельным регулированием (рис. 5.8, а), потери мощности из-за слива масла через клапан и КПД гидропривода, если усилие на штоке гидроцилиндра F ; потери давления в напорной линии при движении поршня вправо $\Delta p_{л} = 0,2$ МПа; расход масла через клапан $Q_{кл} = 1,55$ л/мин; механический и объемный КПД гидроцилиндра $\eta_{м} = 0,97$, $\eta_{о} = 1$; КПД насоса $\eta_{н} = 0,80$. Диаметр поршня $D = 125$ мм; диаметр штока $d = 63$ мм. Дроссель настроен на пропуск расхода $Q_{др} = 12$ л/мин. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

Таблица 5.17

Исходные данные к задаче 5.17

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, кН$	20	30	41	50	55	60	63	70	74	81

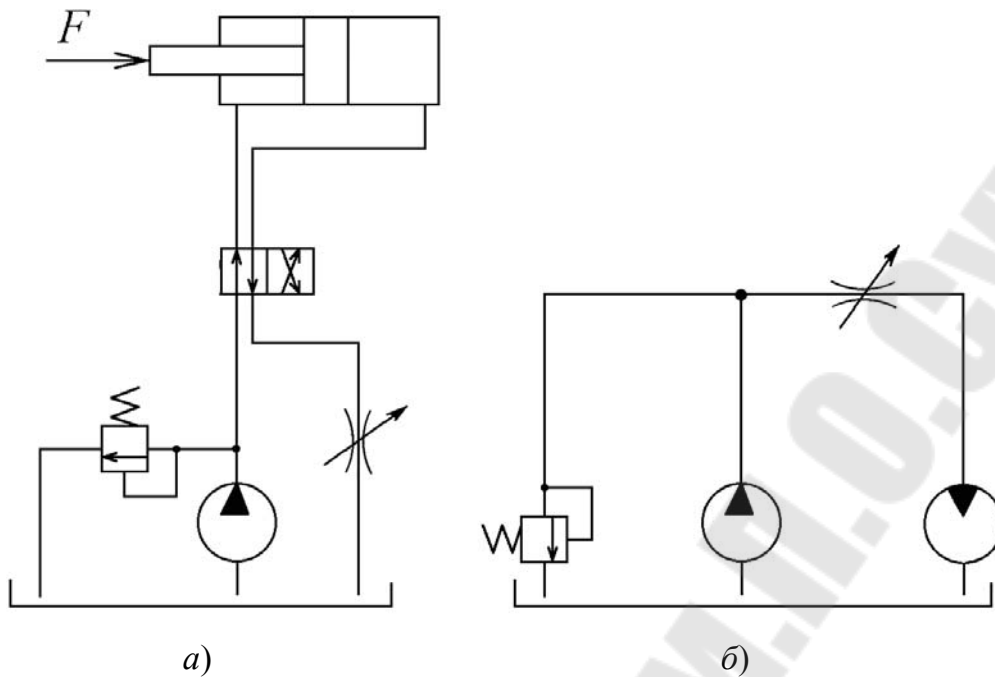


Рис. 5.8. Схемы гидроприводов к задачам 5.17, 5.18

5.18. Насос объемного гидропривода с дроссельным регулированием (рис. 5.8, б) развивает давление $p_n = 10$ МПа и постоянную подачу, при которой максимальная частота вращения вала гидромотора $n = 2200$ об/мин. Определить потери мощности из-за слива рабочей жидкости через клапан при частоте вращения вала гидромотора $n_1 = 1500$ об/мин, если рабочий объем гидромотора $V_0 = 20$ см³, а его объемный КПД $\eta_o = 0,97$.

Таблица 5.18

Исходные данные к задаче 5.18

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p_n , МПа	5	6,3	10	12,5	14	16	18	20	21	25

5.19. Насос объемного гидропривода (рис. 5.9, а), развивает давление $p_n = 7,5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин. Поршни гидроцилиндров ($D = 160$ мм, $d = 80$ мм) перемещаются вверх с одинаковой скоростью.

Определить скорость движения поршней и потери из-за слива через гидроклапан, если гидродроссель настроен на пропуск расхода $Q_{др}$, а объемные КПД гидроцилиндров $\eta_o = 0,99$. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

Исходные данные к задаче 5.19

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{др}$, л/мин	7,2	8,1	9,4	10,6	11,3	12,5	13,7	14,9	15,8	16,0

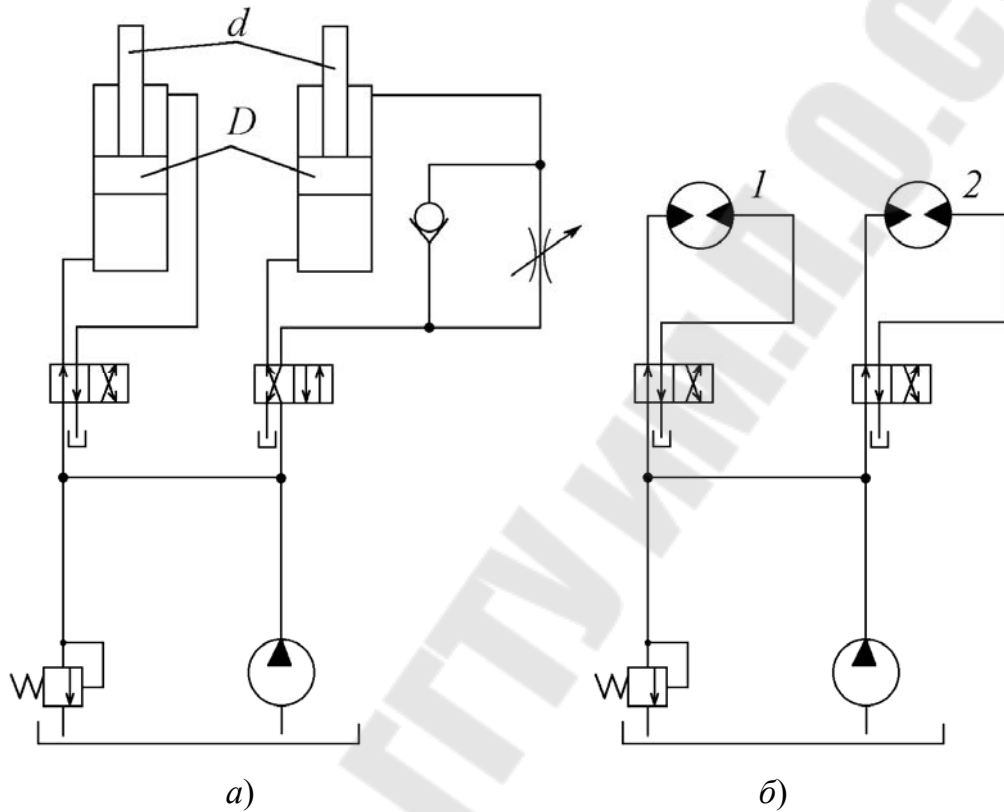


Рис. 5.9. Схемы гидроприводов к задачам 5.19, 5.20

5.20. Вал гидромотора 1 с рабочим объемом $V_{01} = 25 \text{ см}^3$ вращается с частотой $n_1 = 800 \text{ об/мин}$. Определить частоту вращения вала гидромотора 2 (рис. 5.9, б) с рабочим объемом $V_{02} = 32 \text{ см}^3$, если подача насоса $Q_n = 42 \text{ л/мин}$, утечки масла в гидроаппаратуре $q = 5 \text{ см}^3/\text{с}$, а объемные КПД обоих гидромоторов $\eta_o = 0,98$.

Исходные данные к задаче 5.20

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
q , $\text{см}^3/\text{с}$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

5.21. Определить подачу насоса Q_n и давление нагнетания p_n , чтобы обеспечить перемещение поршня в гидроцилиндре со скоростью $v_n = 20$ см/с. Диаметр цилиндра $D = 100$ мм, внешнее усилие $F = 0,5$ кН. Длина трубопровода $l = 100$ м, его диаметр $d = 20$ мм. Жидкость имеет плотность $\rho = 900$ кг/м³ и кинематический коэффициент вязкости $\nu = 10$ сСт.

5.22. Какое давление необходимо создать в начале масловода ($l = 30$ м, $d = 10$ мм), чтобы обеспечить перемещение поршня в гидроцилиндре со скоростью $v_n = 10$ см/с. Диаметр цилиндра $D = 80$ мм, внешнее усилие $F = 2$ кН. Жидкость имеет плотность $\rho = 800$ кг/м³ и кинематический коэффициент вязкости $\nu = 35$ сСт. Трубопровод считать гидравлически гладким.

5.23. Определить скорости перемещения штока гидроцилиндра при выдвигании и движении во внутрь, если подача насоса $Q_n = 25$ л/мин. Диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d = 60$ мм. Поршень гидроцилиндра уплотнен разрезным металлическим кольцом и объемный КПД гидроцилиндра составляет $\eta_{об.ц} = 0,98$.

6. Построение гидравлических схем с программным управлением

Большая группа объемных приводов различных машин и технологического оборудования имеет в процессе работы только два фиксированных положения (позиции). Такие приводы называют *двухпозиционными*. В качестве двигателей в них обычно используют наиболее простые по конструкции гидро- или пневмодвигатели возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения. Управление перемещением выходного звена привода из одной позиции в другую выполняется наиболее простым релейным способом посредством гидро- или пневмораспределителей.

Относительно простые циклы программного управления двухпозиционным приводом могут осуществляться введением в систему небольшого числа дополнительных гидроаппаратов. Управляющее воздействие может быть ручное, механическое, гидравлическое, электромагнитное или комбинированное.

Примеры простых циклов, автоматически обрабатываемых двухпозиционными приводами, показаны на рис. 6.1. Циклограммы изображены в координатах: t – время, y – перемещение выходного звена.

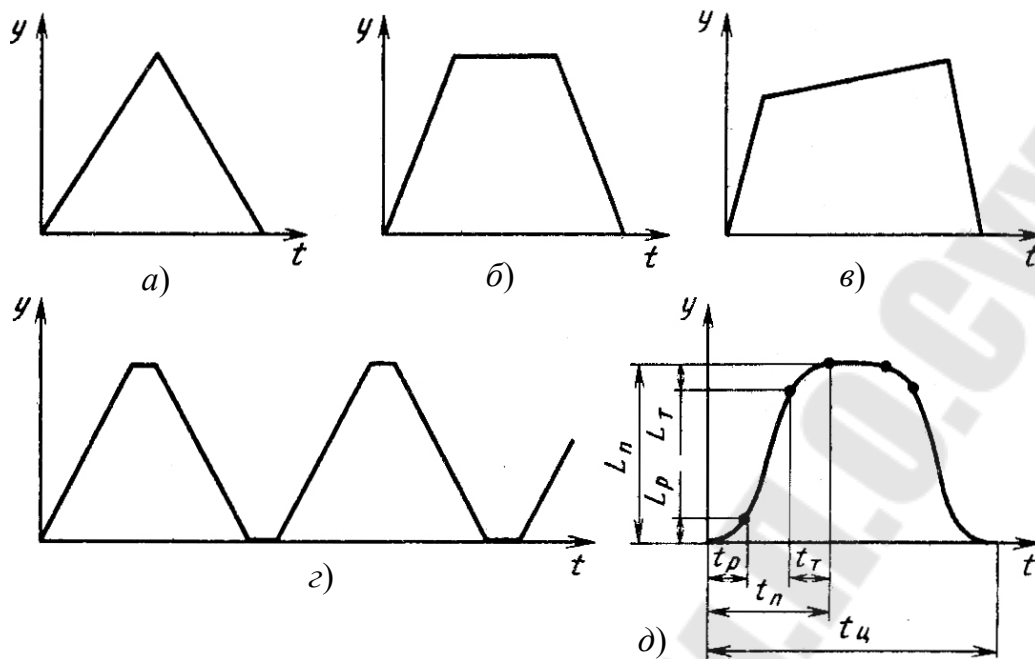


Рис. 6.1. Примерные циклограммы двухпозиционных приводов: а – «прямой ход – обратный ход – остановка»; б – «прямой ход – выстой – обратный ход – остановка»; в – «быстрый подвод – рабочий ход – обратный ход – остановка»; г – периодическое возвратно-поступательное (поворотное) движение; д – «прямой ход – выстой – обратный ход – остановка» с выделенными зонами разгона и торможения; L_n и t_n – полный ход и время выходного звена; L_p и t_p – перемещение и время при разгоне; L_T и t_T – при торможении; $t_{ц}$ – полное время цикла

Для автоматического выполнения приведенных циклов необходимы гидро- или пневмоаппараты, выполняющие управление приводом по пути, нагрузке и времени.

Управление по пути осуществляется обычно двухпозиционными трех- или четырехлинейными распределителями с механическим воздействием на них от кулачков или упоров, закрепленных на выходном звене привода или на исполнительном механизме машины. Распределители размещают так, чтобы их входной элемент, например рычаг с роликом, взаимодействовал с кулачком в конечных положениях выходного звена. Возврат запорно-регулирующего элемента у этих распределителей обычно производится пружиной. Распределители с путевым механическим управлением выполняются малогабаритными. У путевых гидрораспределителей условный проход составляет 6, 8 и 10 мм, у пневмораспределителей – 2, 5 и 8 мм, поэтому в приводах со значительным расходом рабочей среды применяют вторую ступень управления – распределители с достаточным проходным сечением и двусторонним гидравлическим или пневматическим управлением.

Пример схемы исполнительной части гидропривода, автоматически отработывающего простой цикл «прямой ход – обратный ход – остановка», показан на рис. 6.2.

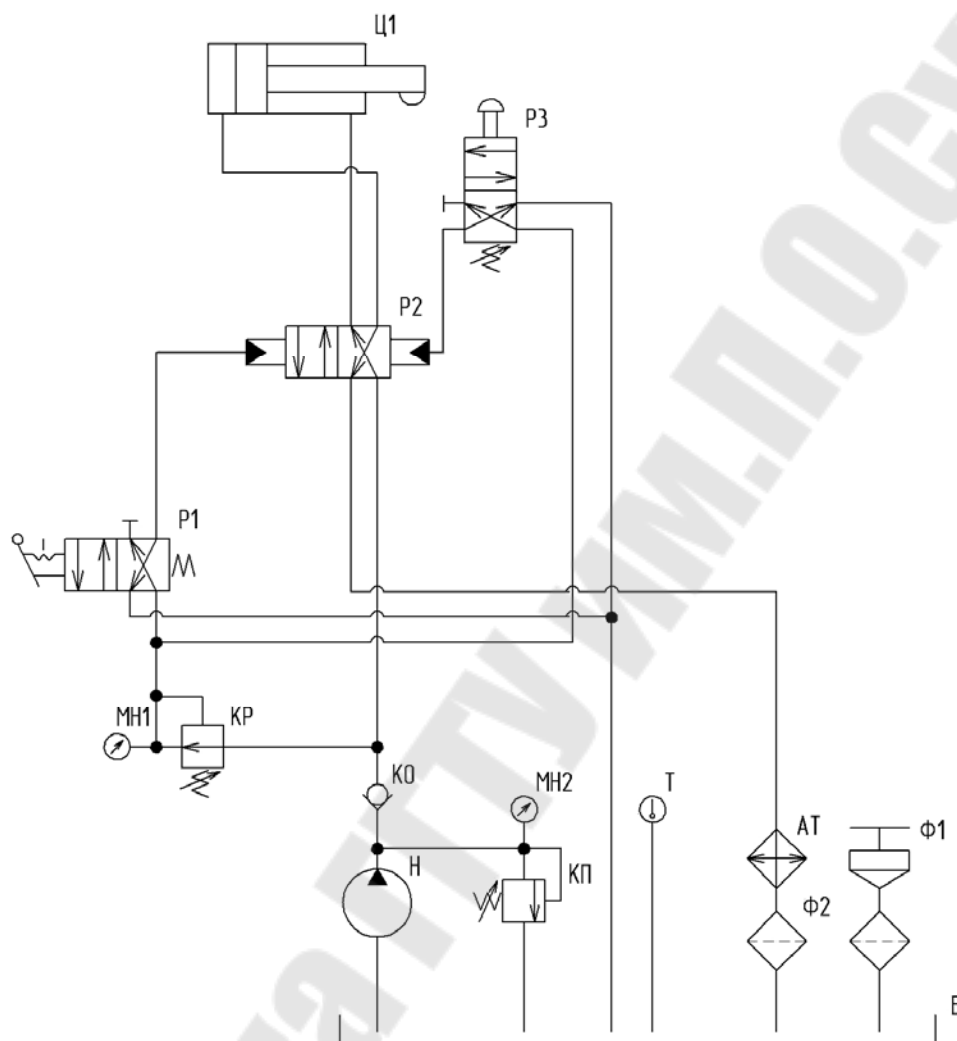


Рис. 6.2. Схема гидропривода с путевым управлением по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Гидропривод включается кратковременным воздействием на двухпозиционный гидрораспределитель P1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель подает сигнал управления на распределитель P2, переключая его в левое положение. Рабочая жидкость от насоса по напорному трубопроводу поступает в поршневую полость цилиндра Ц1, шток которого выдвигается до тех пор, пока кулачек, закрепленный на нем не нажмет на кулачек распределителя P3. Через распределитель P3 управляющий сигнал поступит на правый торец распределителя P2, который переключится в правое положение, и жидкость будет поступать в штоковую полость

цилиндра Ц1. При этом выходное звено цилиндра (шток) совершит обратный ход до остановки.

Путевое управление движением привода посредством кулачков и путевых распределителей не обеспечивает высокой точности остановки выходного звена в крайнем положении. Остановка с точностью до девяти долей миллиметра возможна с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке (рис. 6.3). Сущность управления по нагрузке состоит в том, что используется повышение давления рабочей среды при остановке выходного звена объемного двигателя Ц1 на неподвижном упоре.

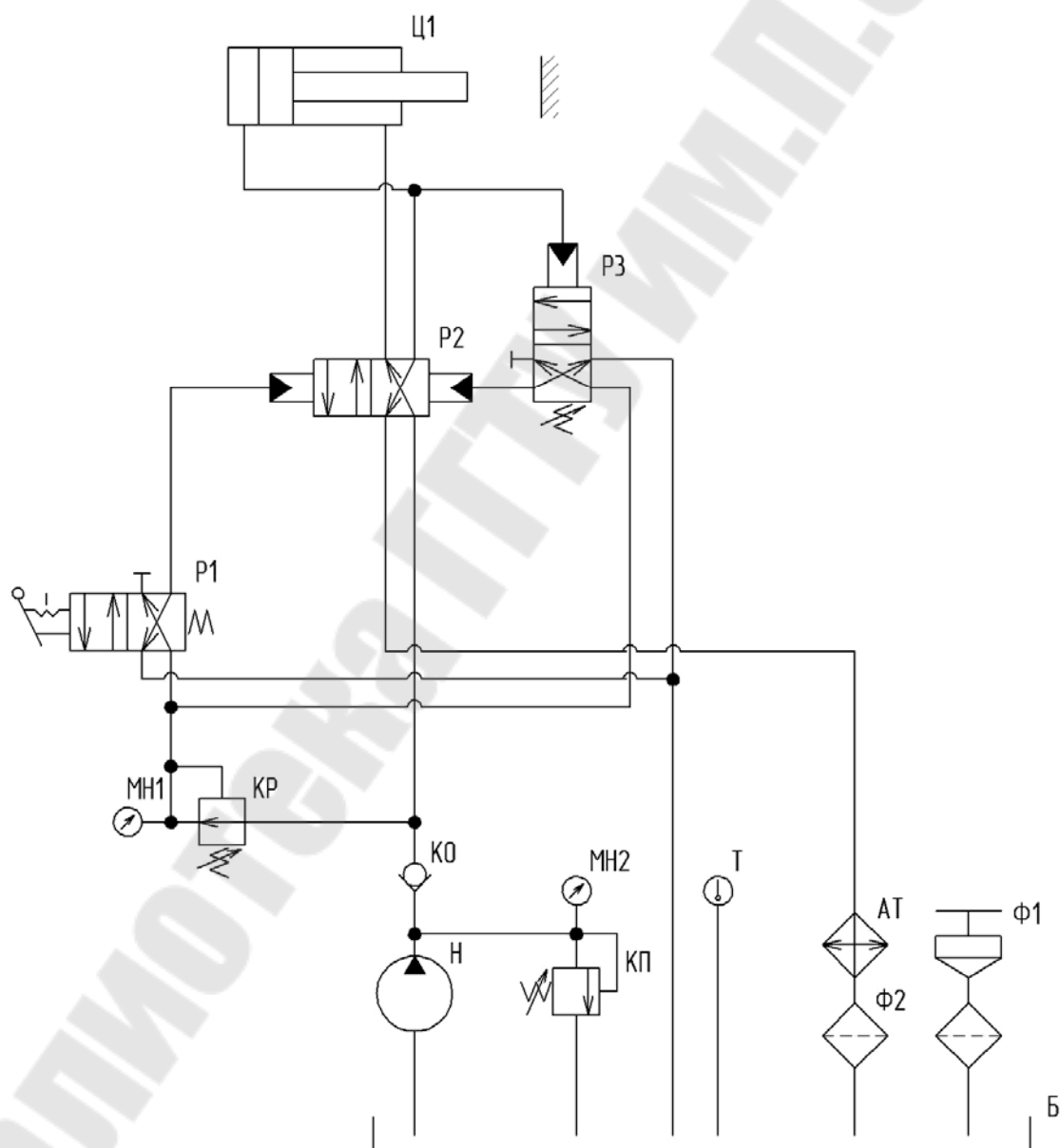


Рис. 6.3. Схема гидропривода с управлением по нагрузке по циклу «прямой ход – обратный ход – остановка»

Давление повышается до значения, при котором срабатывает предохранительный клапан в насосной установке или до давления газов в аккумуляторе (на схеме не показан). Из-за увеличения давления выше рабочего срабатывает распределитель Р3, пружина которого настроена на максимальное давление рабочей среды.

В остальном принцип действия такого гидропривода такой же как и привода с путевым управлением.

Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне остановки выходного звена, привода на упоре, в схеме привода предусматривается клапан выдержки времени РВ (реле времени) (рис. 6.4). При этом распределитель Р2 второй ступени управления переключается не сразу после срабатывания распределителя Р3, а через определенное время, соответствующее настройке реле времени. Принцип действия клапана реле времени состоит в замедленном благодаря регулируемому дросселю заполнении рабочей средой внутренней управляющей камеры. Обратный клапан в реле обеспечивает свободное обратное течение жидкости в управляющей гидролинии.

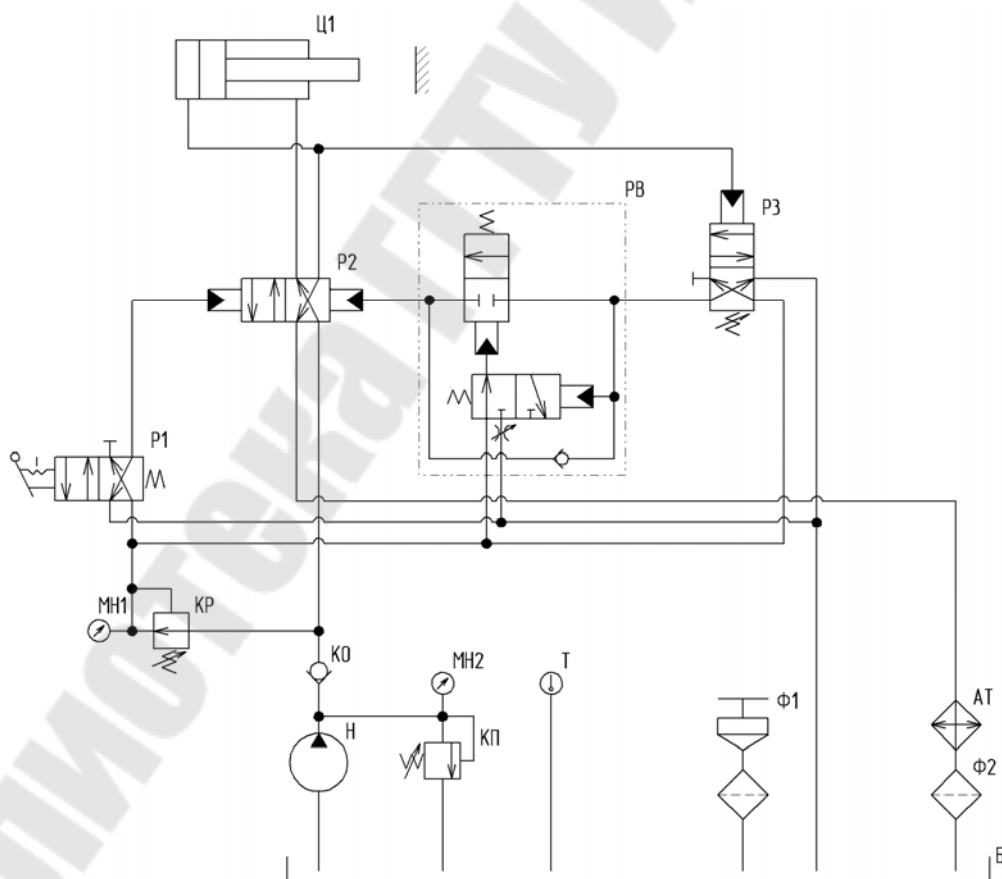


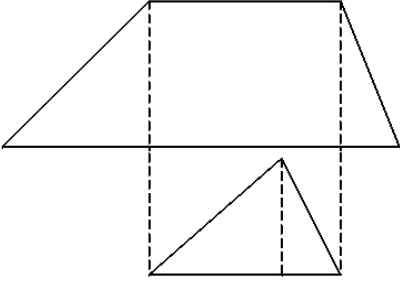
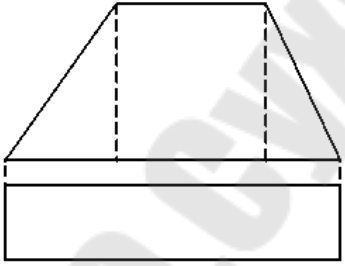
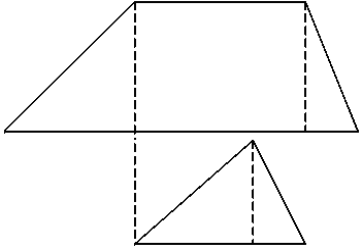
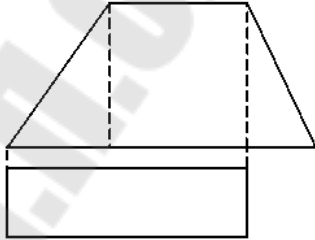
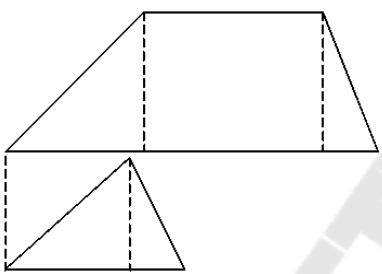
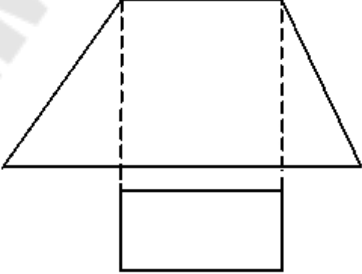
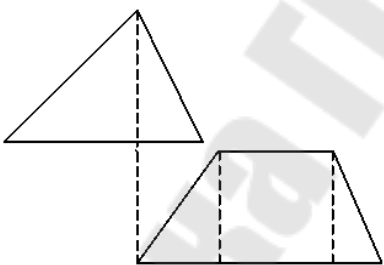
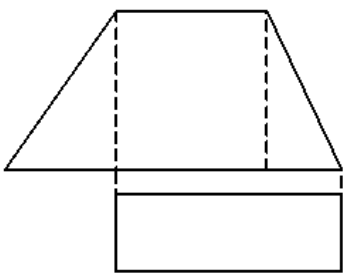
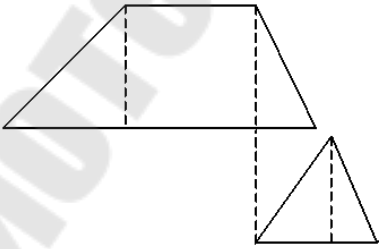
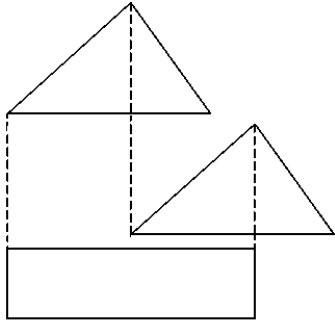
Рис. 6.4. Схема гидропривода с автоматическим управлением по циклу «прямой ход – выдержка на упоре (под нагрузкой) – обратный ход – остановка»

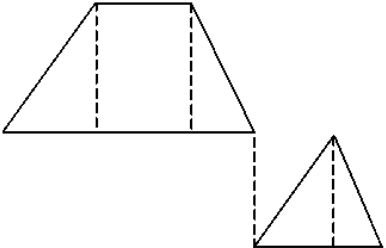
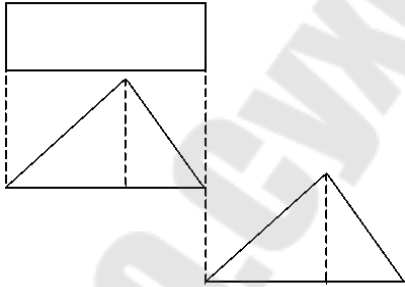
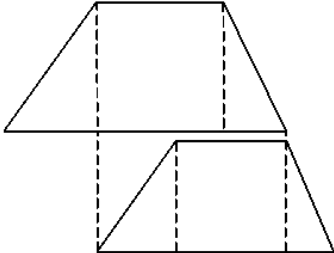
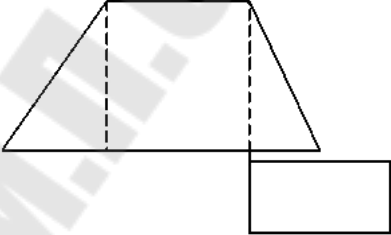
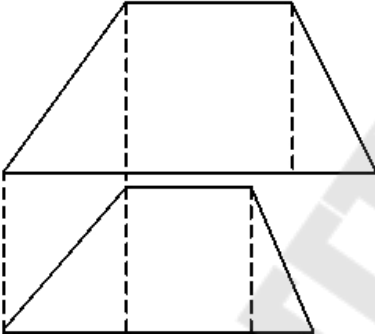
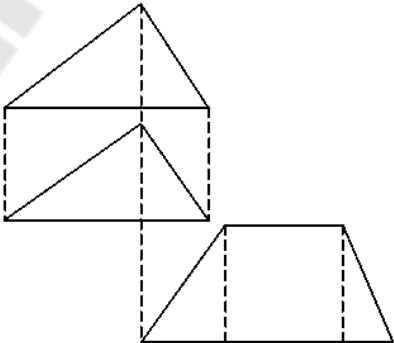
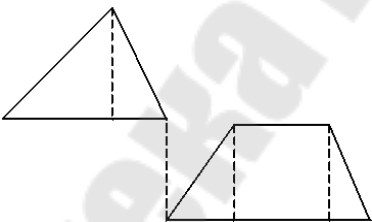
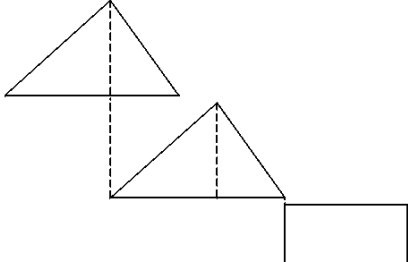
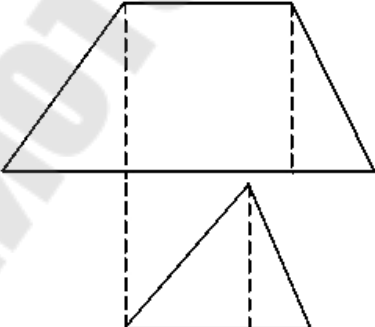
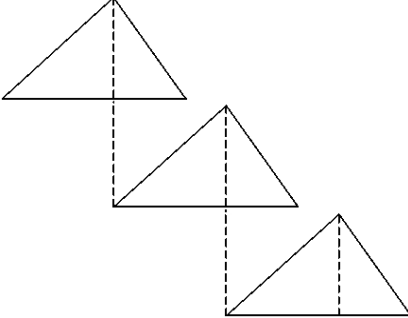
6.1. Разработать объемный гидропривод с автоматическим управлением после нажатия кнопки «Пуск» в соответствии с заданной циклограммой движения выходных органов. Проектирование гидравлической системы должно соответствовать рекомендациям в п. 1 данного практикума. При проектировании гидросхемы необходимо использовать управление движением гидроприводов по пути; по нагрузке или, при необходимости, по времени. В гидросхеме необходимо использовать основные распределители (отвечающие за переключение направления движения гидродвигателями) с гидравлическим управлением. Линия управления должна быть отделена от основных рабочих линий редукционным клапаном. Для контроля параметров системы необходимо устанавливать манометры на напорной линии после клапана предохранительного и на линии управления после редукционного клапана; и термометр (см. рис. 6.2–6.4).

Таблица 6.1

Исходные данные к задаче 6.1

Номер варианта	Циклограмма движения выходных органов	Номер варианта	Циклограмма движения выходных органов
1		14	
2		15	
3		16	

Номер варианта	Циклограмма движения выходных органов	Номер варианта	Циклограмма движения выходных органов
4		17	
5		18	
6		19	
7		20	
8		21	

Номер варианта	Циклограмма движения выходных органов	Номер варианта	Циклограмма движения выходных органов
9		22	
10		23	
11		24	
12		25	
13		26	

Литература

1. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / Е. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991.
2. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 2004. – (Б-ка конструктора).
3. Свешников, В. К. Гидрооборудование : междунар. каталог / В. К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995.
4. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1988. – (Б-ка конструктора).
5. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с.

Содержание

Предисловие.....	3
1. Построение простейших гидравлических схем	4
2. Давление. Свойства давления. Закон Паскаля.....	10
3. Расчет устойчивого гидропривода.....	17
4. Уравнение неразрывности. Режимы движения жидкости. Потери энергии в трубопроводах.....	25
5. Расчет простых объемных гидроприводов.....	34
6. Построение гидравлических схем с программным управлением ...	48
Литература	56

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Андреевца Юлиа Ахатовна
Сериков Юрий Викторович
Головка Иван Николаевич**

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

Практикум

**по одноименному курсу для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. В. Гладкова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 10.10.11.

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

Ризография. Усл. печ. л. 3,49. Уч.-изд. л. 3,46.

Изд. № 20.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48