

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

*Методические рекомендации к самостоятельной работе
для студентов специальности
1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование (по направлениям)»
заочной формы обучения*



Могилев 2021

УДК 532:62-82
ББК 30.123:34.447
Г46

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«09» февраля 2021 г., протокол № 7

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Методические рекомендации к самостоятельной работе для студентов
специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорож-
ные машины и оборудование (по направлениям)» заочной формы обучения.

Учебно-методическое издание

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

Ответственный за выпуск

И. В. Лесковец

Корректор

А. А. Подошевка

Компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение.....	4
1 Содержание самостоятельной работы	5
2 Перечень теоретических вопросов, выносимых на самостоятельную работу	11
2.1 Первый вопрос.....	11
2.2 Второй вопрос	11
3 Перечень задач, выносимых на самостоятельную работу	13
3.1 Первая задача.....	13
3.2 Вторая задача	16
4 Примеры решения задач	22
Список литературы	33

Введение

В мировых направлениях развития университетского образования четко проявляется тенденция роста доли самостоятельной работы студентов и смещение акцента с преподавания на учение. В связи с этим становится очевидным, что с переходом на компетентностный подход в образовании необходимо формировать систему умений и навыков самостоятельной работы, воспитывать культуру самостоятельной деятельности студентов.

Самостоятельная работа в современном образовательном процессе рассматривается как форма организации обучения, которая способна обеспечивать самостоятельный поиск необходимой информации, творческое восприятие и осмысление учебного материала в ходе аудиторных занятий, разнообразные формы познавательной деятельности студентов на занятиях и во внеаудиторное время, развитие аналитических способностей, навыков контроля и планирования учебного времени, выработку умений и навыков рациональной организации учебного труда.

Таким образом, самостоятельная работа – форма организации образовательного процесса, стимулирующая активность, самостоятельность, познавательный интерес студентов.

Целью учебной дисциплины является изучение конструкций, приемов проектирования и эксплуатации гидравлических приводов, применяемых в строительных, дорожных, мелиоративных, коммунальных и подъемно-транспортных машинах.

Задачами учебной дисциплины являются изучение:

- основных законов и положений механики жидкости;
- основных (базовых) принципов устройства и работы гидравлических машин и аппаратов;
- методики построения символических (графических) изображений элементов гидроприводов и принципиальных гидравлических схем объемных гидроприводов подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин;
- комплексной системы организационно-технических мероприятий по эксплуатации гидроприводов и их элементов в составе строительных и дорожных машин;
- основных принципов устройства гидроприводов и их синтез по заданному функциональному назначению;
- основных (базовых) методик расчета гидроприводов и их элементов;
- общих методов конструирования, изготовления, испытаний, эксплуатации, диагностики неисправностей и ремонтов типовых гидроприводов строительных и дорожных машин;
- существующих конструктивно-технологических приемов по повышению эффективности, надежности и долговечности гидроприводов.

1 Содержание самостоятельной работы

Целью рекомендаций для самостоятельной работы является углубление знаний студентов по основным разделам дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод», приобретение студентами умений и навыков по применению полученных теоретических знаний для решения инженерных задач.

Прежде чем приступить к выполнению задания студенту необходимо используя рекомендованную литературу самостоятельно и в полной мере изучить содержание учебной дисциплины, изложенное в учебной программе учреждения высшего образования. Примерное содержание учебной дисциплины представлено в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Содержание учебной дисциплины

Но- мер темы	Наименование тем	Содержание
1	2	3
1	1.1 Практическое и экономическое значение гидравлики, гидромашин и гидропривода в современном и перспективном машиностроении	Введение. История развития гидравлики, гидромашин и гидропривода. Цель и задачи изучения дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод», ее содержание
2	2.1 Основные свойства жидкостей, характеристики и требования, предъявляемые к рабочим жидкостям	Свойства жидкостей. Их основные и вспомогательные функции в гидроприводах (гидропередачах). Основные характеристики жидкостей: плотность, сжимаемость, расширение, вязкость, растворимость газов, смазываемость, образование суспензий, тепло- и электропроводность. Классы чистоты рабочих жидкостей. Факторы, влияющие на рабочие характеристики жидкостей и на их выбор (назначение) для гидроприводов. Подготовка жидкостей для использования в гидроприводах. Основные способы сохранения рабочих характеристик жидкостей в процессе их хранения и эксплуатации. Основные законы покоя и движения жидкости. Гидростатическое давление и его свойства. Дифференциальное уравнение равновесия жидкости (уравнение Эйлера). Основное уравнение гидростатики (закон Паскаля). Определение сил от давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности. Прямолинейное, равноускоренное и вращательное движение емкостей с жидкостью. Основные виды движения жидкости. Живое сечение потока. Расход и средняя скорость жидкости. Уравнение неразрывности потока жидкости. Уравнение Бернулли и его частные случаи. Ламинарный и турбулентный режим движения жидкости

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
	2.2 Движение рабочей жидкости в гидролиниях приводов	Классификация гидролиний, цели и задачи их расчета. Методика расчета гидролиний при их последовательном и параллельном соединениях. Особенности расчета всасывающих и нагнетательных гидролиний. Расчет сифонных гидролиний. Потери давления по длине гидролиний и на местных сопротивлениях. Распределение давлений в поперечных сечениях гидролиний. Движение жидкости через отверстия в тонкой стенке, насадки плоские и кольцевые зазоры. Причины возникновения кавитации и ее признаки. Отрицательное воздействие кавитации на качество работы гидроприводов. Методы борьбы с кавитационными явлениями. Практическое использование кавитации. Причины возникновения облитерации зазоров. Отрицательное воздействие облитерации на точность работы гидравлических устройств. Методы борьбы с облитерацией. Причины возникновения гидравлического удара. Методы снижения уровня давления при гидравлическом ударе
3	3.1 Объемные гидромашины	Общие сведения о гидравлических машинах: классификация, символические (графические) изображения, основные рабочие параметры. Классификация, принцип работы, устройство и назначение объемных гидромашин. Простейшие возвратно-поступательные гидромашины поршневого (плунжерного) и диафрагменного (мембранного) типов. Роторные гидромашины: шестеренные, пластинчатые, радиальные (поршневые, плунжерные, шариковые, роликовые), аксиальные с наклонной шайбой и наклонным блоком, с торцевым и цапфовым распределением рабочей жидкости. Ступенчатое и бесступенчатое изменение рабочего объема гидромашин. Работа объемных гидромашин в функции насосов и гидродвигателей. Гидродвигатели с линейным, вращательным и неполноповоротным движением выходного звена. Гидроцилиндры одно- и двухстороннего действия, одно- и двухштоковые, плунжерные и телескопические. Высокомоментные гидромоторы. Преобразователи расхода, давления и вида движения выходного звена гидродвигателя. Основные факторы, влияющие на качество работы гидромашин. Основные виды неисправностей гидромашин и их внешние признаки. Конструктивно-технологические методы и приемы повышения надежности и долговечности гидромашин
	3.2 Динамические гидромашины	Назначение, классификация, принцип работы, устройство и области использования динамических гидромашин в машиностроении
4	4.1 Контрольно-регулирующие аппараты	Назначение, принцип работы и устройство контрольно-регулирующих гидроаппаратов. Аппараты со сферическими, коническими, плоскими, золотниковыми и комбинированными затворами. Способы уравнивания их затворов. Регулируемые и нерегулируемые аппараты. Одно- и многокаскадные, одно- и многофункциональные аппараты. Работа контрольно-регулирующих аппаратов в функции предохранительных и поддерживающих устройств. Аппараты для перевода контролируемых гидролиний на холостой режим работы. Аппараты, обеспечивающие последовательность срабатывания (включения, отключения) гидромашин. Расходные и динамические характеристики контрольно-регулирующих аппаратов и способы их изменения. Конструктивно-технологические методы и приемы по обеспечению надежности и долговечности контрольно-регулирующих аппаратов. Методы и режимы их испытаний

Окончание таблицы 1.1

1	2	3
	4.2 Распределительные аппараты	Назначение, классификация, принцип работы, устройство и символические изображения распределительных гидроаппаратов. Золотниковые и клапанные гидрораспределители. Определение линейности и позиционности гидрораспределителей. Способы и средства управления гидрораспределителями. Автоматизация управления гидрораспределителями. Конструктивно-технологические методы и приемы по обеспечению надежности и долговечности распределительных аппаратов. Методы и режимы их испытаний. Гидравлические дроссели. Их назначение, принцип работы и устройство. Ламинарные (линейные) и турбулентные, регулируемые и нерегулируемые дроссели. Стабилизаторы (регуляторы) расхода рабочей жидкости. Их назначение, принцип работы и устройство. Типовые схемы и примеры их использования в гидросистемах. Управляемые и неуправляемые гидравлические замки. Объемные и дроссельные делители потока. Расходомеры. Гидроаккумуляторы. Фильтры и теплообменники. Приборы для замеров статического и динамического (скоростного) давления
5	5.1 Гидродинамические передачи	Классификация и принцип действия гидродинамических передач. Гидродинамические муфты и трансформаторы. Их классификация, устройство и области использования
	5.2 Объемные гидроприводы	Гидроприводы с линейным, вращательным и неполноповоротным движением выходного звена. Типовые схемы гидроприводов с разомкнутой и замкнутой циркуляцией рабочей жидкости. Гидроприводы со ступенчатым и бесступенчатым регулированием скорости выходного звена. Приводы с несколькими насосами. Многодвигательные гидроприводы с параллельным и последовательным соединением двигателей, работающих в одинаковых и разных нагрузочных режимах. Многопоточные гидроприводы. Стабилизация и синхронизация движения выходных (рабочих) звеньев гидродвигателей. Методы обеспечения последовательности срабатывания гидродвигателей. Методы перевода насосов на холостой режим после завершения гидродвигателями заданных рабочих ходов. Приводы с электромагнитным управлением. Приводы с управлением от концевых (путевых) выключателей. Следящие приводы. Приводы с силовым и позиционным регулированием положения выходного (рабочего) звена. Приводы с программным регулированием. Автоматизация одно- и многодвигательных приводов по отработке заданного цикла с остановкой и переходом на повторный рабочий цикл. Приводы с дублированным управлением. Приводы рулевых управлений, тормозов, муфт, подъемных механизмов и ходовых систем строительных и дорожных машин. Особенности проектирования, производства, эксплуатации, технической диагностики и ремонта гидроприводов строительных и дорожных машин

Самостоятельная работа состоит из проработки теоретических ответов и решения задач. По результатам проведенной работы студентом оформляется отчет, включающий ответ на два теоретических вопроса и решение двух задач.

Номера вопросов и задач выбираются по последней цифре зачетной книжки и первой букве фамилии в соответствии с таблицей 1.2.

Таблица 1.2 – Варианты заданий

Последняя цифра зачетной книжки	Первая буква фамилии	Номер вопроса и задачи			
		Первый вопрос	Второй вопрос	Первая задача	Вторая задача
1	2	3	4	5	6
0	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	1	9	3	17
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	6	17	15	14
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	11	12	2	3
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	15	7	7	7
1	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	19	20	4	15
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	5	10	6	9
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	12	19	1	11
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	18	15	14	4
2	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	7	4	17	1
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	13	3	9	6
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	20	14	5	13
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	9	1	8	8
3	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	2	6	11	12
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	14	5	16	5
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	10	16	12	16
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	16	2	10	10
4	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	3	13	13	2
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	17	11	10	11
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	4	18	2	3
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	8	8	17	5
5	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	2	19	6	13
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	16	1	3	9
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	10	7	7	15
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	20	2	5	10
6	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	13	3	9	1
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	5	17	16	14
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	19	14	14	6
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	7	13	1	12
7	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	11	5	15	7
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	6	6	12	4
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	15	11	11	2
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	12	12	13	8
8	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	18	20	8	17
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	1	10	4	16
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	4	4	1	7
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	17	8	7	5
9	А, Д, И, Н, С, Х, Щ	8	16	2	11
	Б, Е, К, О, Т, Ц, Я	14	9	17	8
	В, Ж, Л, П, У, Ч, Э	3	18	9	1
	Г, З, М, Р, Ф, Ш, Ю	9	15	8	10

Все отчёты оформляются в строгой последовательности выполнения работ, в соответствии с ГОСТ Р 2.105–2019. На титульном листе указываются учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия, инициалы студента и год оформления отчета.

Теоретический материал необходимо излагать четко и логически последовательно, с обязательной расшифровкой принятых обозначений, необходимыми пояснениями и с использованием кинематических и расчетных схем. Везде необходимо придерживаться необходимых стандартных обозначений.

Ответ должен содержать номер вопроса или задачи в соответствии с вариантом, текст вопроса или условие задачи, исходные данные к расчету, ход решения задач с обязательной расшифровкой принятых обозначений и указанием единиц измерения, необходимые пояснения к задаче, кинематические и расчетные схемы. После проведения расчетов записывается ответ.

Работа, оформленная небрежно и без соблюдения предъявленных к ней требований, не рассматривается и не засчитывается.

Оценка ответа на теоретический вопрос выставляется в соответствии с представленными в таблице 1.3 критериями.

Таблица 1.3 – Критерии оценки ответа на теоретический вопрос

Количество баллов	Критерий оценки ответов на теоретический вопрос
10	Даны полные правильные ответы на теоретические вопросы с использованием стандартов и другой нормативно-технической документации (НТД), а также специальной дополнительной литературы
8	Даны полные правильные ответы на теоретический вопрос с использованием стандартов и другой НТД
6	Даны правильные ответы на теоретические вопросы с частичным использованием стандартов и другой НТД
5	Даны правильные ответы на теоретические вопросы без использования стандартов и другой НТД
4	Даны неполные ответы на теоретические вопросы с частичным использованием стандартов и другой НТД, продемонстрировано использование научной терминологии, умение делать выводы без существенных ошибок
3	Ответ на вопрос поверхностный, без использования стандартов и другой НТД
2	Продemonстрировано знание отдельных литературных источников, рекомендованных учебной программой дисциплины, неумение использовать научную терминологию дисциплины, наличие в ответе грубых ошибок
1	Отсутствие знаний и компетенций в рамках теоретического вопроса или отказ от ответа

Оценка за задачу выставляется в соответствии с представленными в таблице 1.4 критериями.

Таблица 1.4 – Критерии оценки при решении задачи

Количество баллов	Критерий оценки при решении задачи
20	Задача решена правильно, получен правильный конечный результат, имеются достаточные пояснения, используются и соблюдаются стандарты и другая НТД
16	Задача решена правильно, получен правильный конечный результат, используются и соблюдаются стандарты и другая НТД, пояснения недостаточны
12	Задача решена правильно, получен правильный конечный результат, пояснения недостаточны, недостаточно используются и соблюдаются стандарты и другая НТД
8	Задача решена в общем виде, получен правильный конечный результат, пояснения недостаточны, недостаточно используются и соблюдаются стандарты и другая НТД
6	Конечный результат при решении задачи не достигнут, пояснений нет, НТД не используется
4	Написаны расчетные формулы без пояснений, стандарты и НТД не используются
2	Отсутствие знаний в рамках решения задачи или отказ от решения

Итоговая оценка определяется в соответствии с таблицей 1.5.

Таблица 1.5 – Критерии выбора итоговой оценки

Оценка	Зачтено	Не зачтено
Балл	24...60	1...23

2 Перечень теоретических вопросов, выносимых на самостоятельную работу

2.1 Первый вопрос

- 1 Основные свойства жидкостей для гидросистем.
- 2 Давление. Приборы для его измерения. Основное уравнение гидростатики.
- 3 Уравнение Бернулли для потоков идеальной и реальной жидкости.
- 4 Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости. Число Рейнольдса.
- 5 Потери напора в трубопроводах при ламинарном и турбулентном движении жидкости.
- 6 Назначение и основные свойства объемного гидропривода.
- 7 Основные параметры насосов и гидромоторов.
- 8 Центробежные насосы. Устройство и принцип действия. Назначение. Внешняя характеристика.
- 9 Гидромуфты. Назначение. Устройство и принцип действия. Внешняя характеристика.
- 10 Гидротрансформаторы. Общее устройство и принцип действия. Внешняя характеристика.
- 11 Устройства для очистки и хранения гидравлической жидкости. Конструкции и условные обозначения гидробаков и фильтров. Маркировка фильтров СДМ. Контроль технического состояния фильтров.
- 12 Гидролинии и их соединения. Жесткие и эластичные трубопроводы. Быстроразъемные соединения трубопроводов.
- 13 Неподвижные и подвижные соединения трубопроводов. Типовые уплотняющие устройства.
- 14 Высокомоментные гидромоторы. Назначение. Устройство.
- 15 Комплексные гидротрансформаторы. Конструктивные особенности, внешняя характеристика.
- 16 Типовая схема бульдозера.
- 17 Типовая схема погрузчика.
- 18 Типовая схема автогрейдера.
- 19 Типовая схема скрепера.
- 20 Типовая схема экскаватора.

2.2 Второй вопрос

- 1 Шестеренные насосы, их принцип действия и основные параметры. Конструктивные особенности шестеренных насосов и их маркировка.
- 2 Аксиально-поршневые гидромашины. Классификация. Рабочий объем аксиально-поршневых гидромашин.
- 3 Регуляторы мощности и гидроусилители аксиально-поршневых машин.

4 Гидроцилиндры, их классификация и конструктивные особенности. Уплотнения гидроцилиндров.

5 Моноблочные распределители.

6 Секционные распределители.

7 Обратные клапаны. Логические клапаны. Примеры установки в гидравлические схемы.

8 Клапаны давления: предохранительные (прямого действия), редукционные, переливные.

9 Дроссели и регуляторы расхода.

10 Объемные и дросселирующие делители потока. Их конструктивные особенности.

11 Тормозные клапаны. Способы включения их в гидросистему.

12 Блоки гидравлического дистанционного управления.

13 Защита гидropередач от высоких давлений. Защита гидродвигателей от инерционных и реактивных давлений. Типовые схемы установки первичных и вторичных предохранительных клапанов.

14 Гидropередачи с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости. Их преимущества и недостатки. Типовые схемы. Назначение элементов.

15 Гидropередачи с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости. Их преимущества и недостатки. Типовые схемы. Назначение элементов.

16 Расчет усилий, развиваемых гидроцилиндром при втягивании и выталкивании штока.

17 Параллельная, последовательная и индивидуальная схемы соединения каналов секционного распределителя.

18 Гидрозамки. Примеры установки в гидросистемы.

19 Предохранительные клапаны непрямого действия.

20 Дроссельное регулирование скорости гидродвигателей.

3 Перечень задач, выносимых на самостоятельную работу

3.1 Первая задача

1 Определить максимальную силу F_2 , которую можно преодолеть, если усилие, прикладываемое к рукояти $F_1 = 100$ Н, плечи рукояти соответственно равны $l_1 = 0,5$ м, $l_2 = 1,5$ м (рисунок 3.1). Диаметры поршней равны $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 160$ мм.

2 Диаметры двух поршней (рисунок 3.2), находящихся в равновесии, равны $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 200$ мм. Большой поршень D_2 переместили на расстояние $X = 20$ мм. Определить, на какое расстояние Y переместится поршень D_1 , приняв допущение об абсолютной несжимаемости жидкости. Какой груз F_1 может поднять поршень D_1 , если сила, действующая на поршень D_2 , $F_2 = 15$ кН.

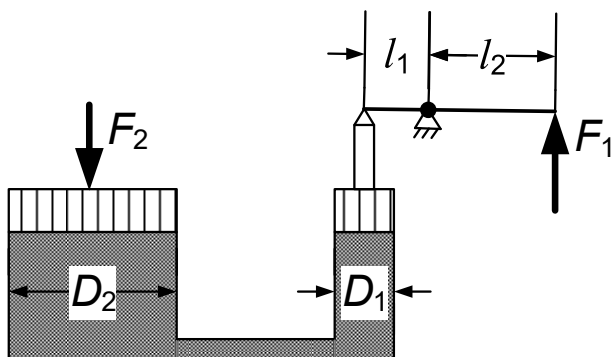


Рисунок 3.1

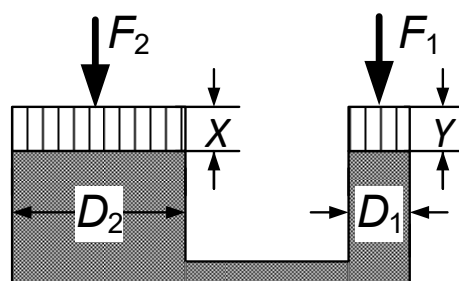


Рисунок 3.2

3 В U-образную трубку налиты вода и бензин (рисунок 3.3). Определить плотность бензина, если $h_б = 500$ мм; $h_в = 350$ мм. Капиллярный эффект не учитывать.

4 В цилиндрический бак диаметром $D = 2$ м до уровня $H = 1,5$ м (рисунок 3.4) налиты вода и бензин. Уровень воды в пьезометре ниже уровня бензина на $h = 300$ мм. Определить вес бензина в баке, если $\rho_б = 700$ кг/м³.

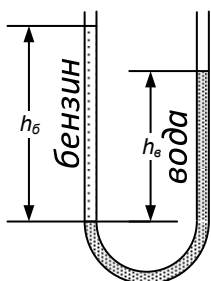


Рисунок 3.3

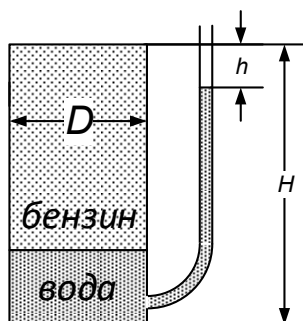


Рисунок 3.4

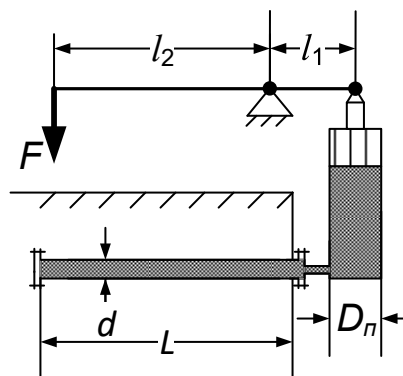


Рисунок 3.5

5 Для опрессовки водой подземного трубопровода (проверки герметичности) применяется ручной поршневой насос (рисунок 3.5). Определить объем

воды (модуль упругости $K = 2000$ МПа), который нужно накачать в трубопровод для повышения избыточного давления в нем от 0 до 1,0 МПа. Считать трубопровод абсолютно жестким. Размеры трубопровода: длина $L = 500$ м, диаметр $d = 100$ мм. Чему равно усилие на рукоятке насоса в последний момент опрессовки, если диаметр поршня насоса $D_n = 40$ мм, а соотношение плеч рычажного механизма $l_2/l_1 = 5$?

6 Определить силу, действующую на болты 1 крышки бака, если показание манометра $P_m = 2$ МПа, а угол наклона крышки $\alpha = 45^\circ$ (рисунок 3.6). В сечении бак имеет форму квадрата со стороной $a = 200$ мм.

7 Система из двух поршней, соединенных штоком, находится в равновесии (рисунок 3.7). Определить силу, сжимающую пружину, если жидкость, находящаяся между поршнями и в баке – масло с плотностью $\rho = 870$ кг/м³. Диаметры поршней: $D = 80$ мм, $d = 30$ мм, высота $H = 1000$ мм; избыточное давление $P_0 = 1$ МПа.

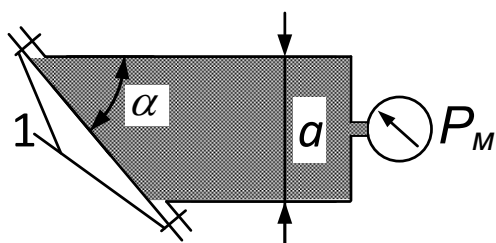


Рисунок 3.6

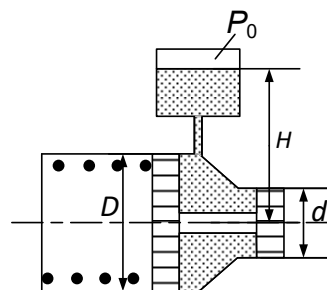


Рисунок 3.7

8 Определить давление в гидросистеме и вес груза G (рисунок 3.8), лежащего на поршне 2, если к поршню 1 приложена сила $F = 1$ кН. Диаметры поршней: $D = 300$ мм, $d = 80$ мм. Разностью высот пренебречь.

9 Поворотный клапан AO закрывает выход из цистерны в трубопровод квадратного сечения со стороной $h = 0,3$ м (рисунок 3.9). Прямоугольная пластина клапана упирается на срез трубы, сделанный под углом $\alpha = 45^\circ$. В трубе жидкость отсутствует. Определить силу T натяжения каната, необходимую для открытия клапана, если уровень бензина $H = 0,85$ м, а давление в цистерне по манометру M равно 5 кПа. Плотность бензина $\rho = 700$ кг/м³.

10 Определить нагрузку на болты крышек A и B гидравлического цилиндра диаметром $D = 160$ мм, если к плунжеру диаметром $d = 120$ мм приложена сила $F = 20$ кН (рисунок 3.10).

11 Определить показание мановакуумметра P_{mv} , если к штоку поршня приложена сила $F = 0,1$ кН, его диаметр $d = 100$ мм, высота $H = 1,5$ м, плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м³ (рисунок 3.11).

12 Определить, при какой высоте уровня воды начнет открываться клапан K , если сила пружины $F_{np} = 2$ кН, угол ее установки $\alpha = 45^\circ$, высота до шарнира клапана $h = 0,3$ м. Труба перед клапаном имеет квадратное сечение со стороной $a = 300$ мм (рисунок 3.12).

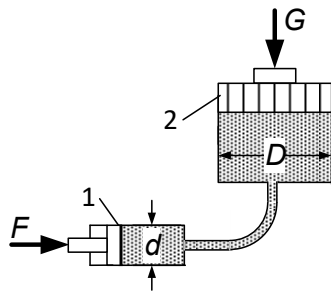


Рисунок 3.8

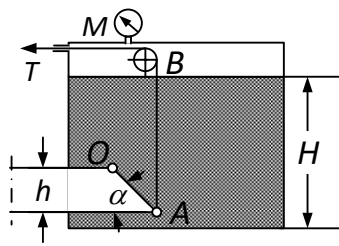


Рисунок 3.9

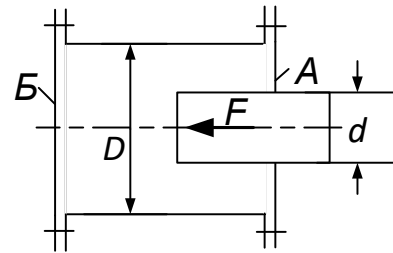


Рисунок 3.10

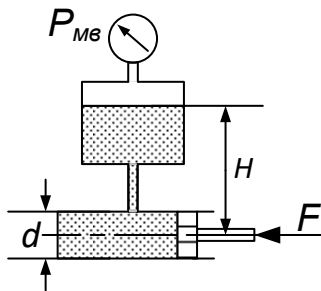


Рисунок 3.11

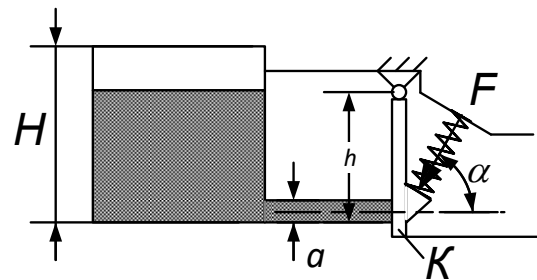


Рисунок 3.12

13 Определить силу F на штоке золотника, если показание вакуумметра $P_{\text{вак}} = 60$ кПа, избыточное давление $P_1 = 1$ МПа, высота $H = 3$ м, диаметры поршней $D = 20$ мм и $d = 15$ мм, плотность $\rho = 1000$ кг/м³ (рисунок 3.13).

14 Определить величину предварительного поджатия пружины дифференциального предохранительного клапана, обеспечивающего начало открытия клапана при $P_n = 0,8$ МПа. Диаметры клапана: $D = 24$ мм, $d = 18$ мм, жесткость пружины $c = 6$ Н/мм. Давлением справа от большого и слева от малого поршней пренебречь (рисунок 3.14).

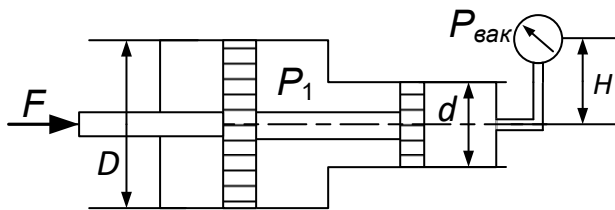


Рисунок 3.13

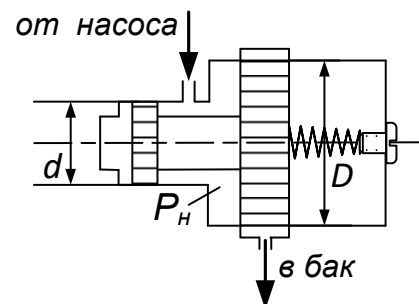


Рисунок 3.14

15 Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого равна $H = 10$ км, приняв плотность морской воды $\rho = 1030$ кг/м³ и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости, приняв модуль объемной упругости $K = 2000$ МПа.

16 Определить силу F , действующую на шток гибкой диафрагмы, если ее диаметр $D = 200$ мм, показания вакуумметра $P_{\text{вак}} = 0,05$ МПа, высота $h = 1$ м (рисунок 3.15). Площадью штока пренебречь. Найти абсолютное давление в левой полости, если $P_a = 0,12$ МПа.

17 Насос с рабочим объемом $q = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, частотой вращения $n = 10 \text{ с}^{-1}$ подает по трубопроводу жидкость в цистерну на высоту $h = 50 \text{ м}$ (рисунок 3.16). За какой промежуток времени цистерна заполнится на $2/3$ диаметра, если ее диаметр $D = 4 \text{ м}$, а ширина $B = 6 \text{ м}$. Какое давление будет развивать насос, если плотность жидкости $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Объемными утечками в насосе пренебречь.

Примечание – Для определения объема заполнения цистерны необходимо сначала определить площадь заполненной части окружности, а затем перейти к определению требуемого объема жидкости.

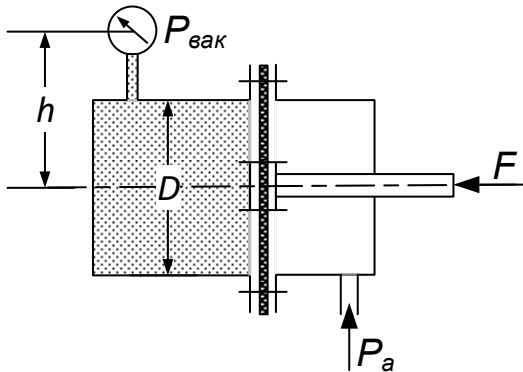


Рисунок 3.15

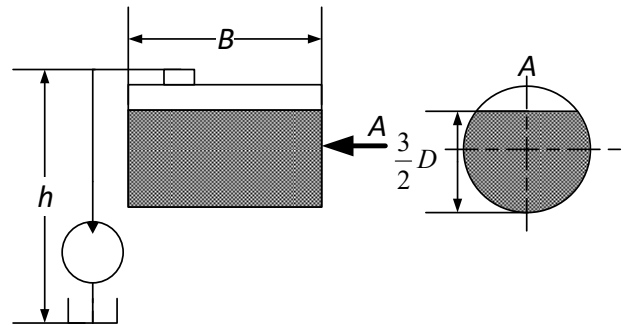


Рисунок 3.16

3.2 Вторая задача

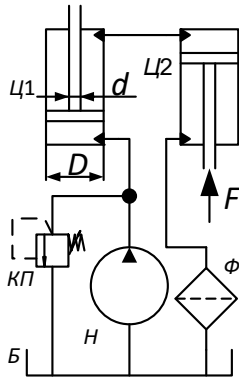
1 Определить необходимую подачу насоса, при которой скорость выдвижения штока гидроцилиндра Ц2 будет $v = 0,01 \text{ м/с}$ (рисунок 3.17, а). Как изменится подача, если гидроцилиндры будут соединены, как показано на рисунке 3.17, б). Какое давление необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на штоке $F = 150 \text{ кН}$. Гидроцилиндры одинаковых размеров, с диаметрами $D = 80 \text{ мм}$, $d = 36 \text{ мм}$ и механическим КПД $\eta_{мц} = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

2 Определить максимальную силу F , которую может преодолеть шток гидроцилиндра Ц (рисунок 3.18), если давление настройки предохранительного клапана $P_{\max} = 10 \text{ МПа}$. С какой скоростью будет двигаться шток цилиндра, если площадь отверстия дросселя $S_0 = 0,03 \text{ см}^2$. Подача насоса $Q = 10,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$; коэффициент расхода $\mu = 0,5$; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; диаметры $D = 80 \text{ мм}$, $d = 36 \text{ мм}$, механический КПД гидроцилиндра $\eta_{мц} = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

3 Подобрать диаметры трубопроводов 1–3 (рисунок 3.19). Рассчитать давление, которое необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на штоке $F = 200 \text{ кН}$. Диаметр поршня гидроцилиндра $D = 160 \text{ мм}$, механический КПД $\eta_{мц} = 0,9$. Подача насоса $Q = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; плотность жидкости $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$; вязкость $\nu = 0,000027 \text{ м}^2/\text{с}$. Длины трубопроводов и допустимые в них скорости движения жидкости соответственно равны $l_1 = 1,5 \text{ м}$, $v_1 = 1,4 \text{ м/с}$, $l_2 = 12 \text{ м}$, $v_2 = 5,35 \text{ м/с}$, $l_3 = 14 \text{ м}$, $v_3 = 2,25 \text{ м/с}$. Коэффициенты местных сопротивлений

принять равными: выход из бака $\xi = 0,1$; штуцер присоединительный и колено $\xi = 0,015$; клапан замедлительный и фильтр $\xi = 0,2$; тройник с транзитным потоком и резкое расширение $\xi = 0,02$; резкое сужение $\xi = 0,09$ (количество местных сопротивлений принять по схеме).

а)



б)

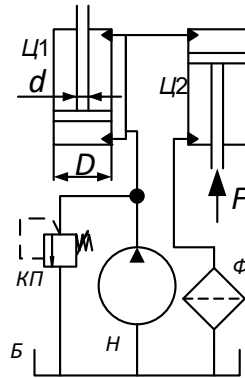


Рисунок 3.17

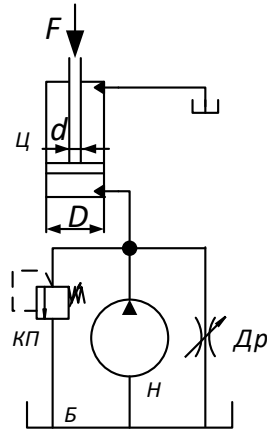


Рисунок 3.18

4 Подобрать диаметр D гидроцилиндра $Ц$, рабочий объем насоса, если усилие на штоке гидроцилиндра $F = 200$ кН, объемный и механический КПД гидроцилиндра $\eta_{оц} = 0,98$; $\eta_{мц} = 0,92$, скорость выталкивания штока не менее $v = 0,01$ м/с (рисунок 3.20). Давление в гидросистеме $P = 15$ МПа. Частота вращения вала насоса $n = 22$ с⁻¹, объемный КПД насоса $\eta_{он} = 0,9$. Уточнить действительную скорость выталкивания штока после выбора насоса и цилиндра. Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

5 Определить скорость выталкивания штока гидроцилиндра $Ц$ (см. рисунок 3.18), если подача насоса $Q = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м³/с; площадь проходного отверстия дросселя $S_0 = 0,09$ см²; коэффициент расхода $\mu = 0,84$; плотность жидкости $\rho = 895$ кг/м³; диаметр поршня $D = 120$ мм; усилие на штоке $F = 12000$ Н, механический КПД гидроцилиндра $\eta_{мц} = 0,93$. При какой подаче насоса Q скорость выталкивания штока гидроцилиндра будет $v = 0,08$ м/с? Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

6 Определить проходное сечение дросселя, при котором частоты вращения валов гидромоторов будут совпадать (рисунок 3.21). Рабочий объем и частота вращения вала насоса равны $q = 112 \cdot 10^{-6}$ м³; $n = 25$ с⁻¹. Рабочие объемы и моменты на валах обоих гидромоторов соответственно равны $q_{м1} = 18 \cdot 10^{-6}$ м³; $q_{м2} = 32 \cdot 10^{-6}$ м³; $M_1 = 32$ Н·м; $M_2 = 50$ Н·м; плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,85$; объемный и механический КПД гидромашин $\eta_o = 0,95$; $\eta_m = 0,95$. Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

7 Рассчитать суммарные потери давления на участках 1...5 гидросистемы (рисунок 3.22), подобрав минимальные размеры гидромашин, при номинальном давлении $P = 10$ МПа и моменте на валу гидромотора $M = 50$ Н·м; частоте вращения вала гидромотора $n_m = 12$ с⁻¹; частоте вращения вала насоса $n_n = 15$ с⁻¹; плотности жидкости $\rho = 895$ кг/м³; вязкости жидкости $\nu = 0,000027$ м²/с. Суммарная

длина трубопроводов $l = 14$ м; диаметр всех трубопроводов $d_{mp} = 15$ мм; эквивалентные длины местных сопротивлений: распределителя $l = 1200d_{mp}$; тройника $l = 600d_{mp}$; обратного клапана $l = 800d_{mp}$; фильтра $l = 2000d_{mp}$. Объемный и механический КПД гидромашин $\eta_o = 0,95$; $\eta_m = 0,95$.

8 Для подъема груза $G = 50000$ Н со скоростью $v = 0,2$ м/с используются два гидроцилиндра $Ц1$ и $Ц2$ диаметром $D = 200$ мм (рисунок 3.23). Груз смещен относительно оси симметрии: $l_1 = 2,5$ м; $l_2 = 3,5$ м. Каким должен быть коэффициент местного сопротивления дросселя ξ , чтобы платформа поднималась без перекашивания? Диаметр трубопровода $d = 10$ мм, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Потерями на трение по длине трубопровода пренебречь.

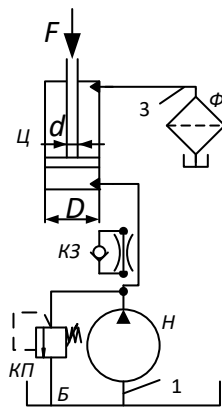


Рисунок 3.19

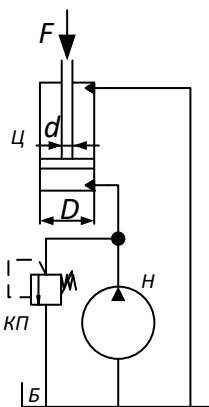


Рисунок 3.20

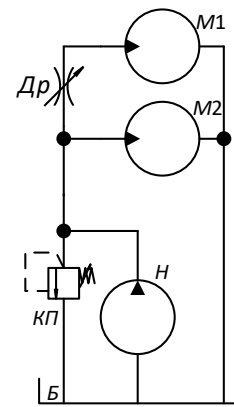


Рисунок 3.21

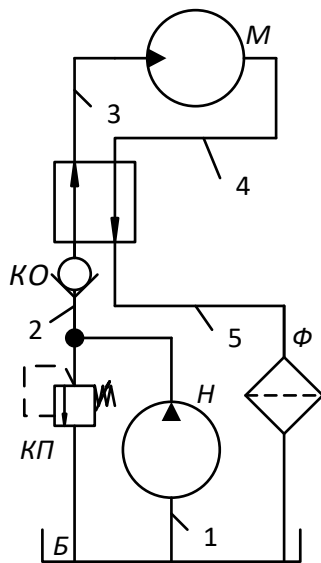


Рисунок 3.22

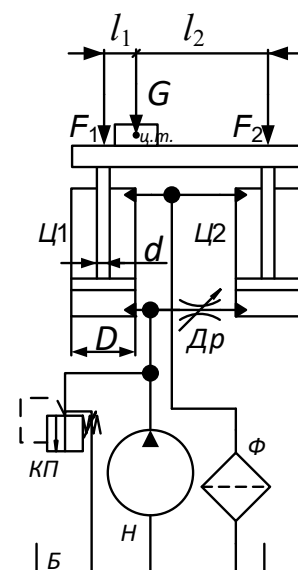


Рисунок 3.23

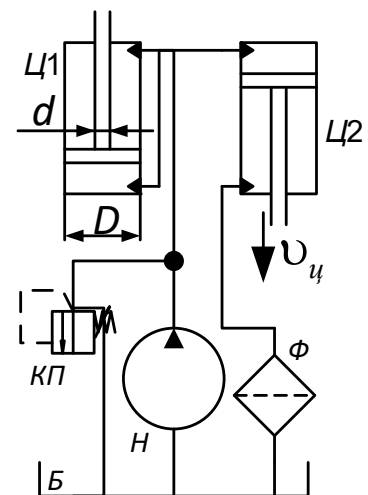


Рисунок 3.24

9 Определить расход жидкости через фильтр (рисунок 3.24). Скорость движения штока гидроцилиндра $Ц2$ $v_{ц2} = 0,12$ м/с, размеры гидроцилиндров соответственно $D_1 = 160$ мм; $d_1 = 70$ мм; $D_2 = 220$ мм; $d_2 = 36$ мм. При какой подаче насоса будет обеспечена заданная скорость штока цилиндра $Ц2$ и какая будет скорость втягивания штока цилиндра $Ц1$? Объемными утечками пренебречь.

10 Подобрать гидромашины и найти потери давления по длине трубопроводов 1...3 (рисунок 3.25), если момент на валу гидромотора $M = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота вращения вала гидромотора $n_m = 20 \text{ с}^{-1}$; номинальное давление в гидросистеме $p = 12 \text{ МПа}$. Длины трубопроводов $l_1 = 1 \text{ м}$, $l_2 = 4 \text{ м}$ и $l_3 = 6 \text{ м}$, плотность жидкости $\rho = 895 \text{ кг/м}^3$; вязкость жидкости $\nu = 0,000027 \text{ м}^2/\text{с}$. Скорости движения жидкости по трубопроводам $v_1 = 1,4 \text{ м/с}$, $v_2 = 5,35 \text{ м/с}$, $v_3 = 2,25 \text{ м/с}$. Потерями давления в местных сопротивлениях пренебречь. Объемный и механический КПД гидромашин: $\eta_o = 0,85$, $\eta_m = 0,9$. Типоразмер насоса и мотора одинаковый.

11 Определить мощность, развиваемую насосом H (рисунок 3.26), если усилие $F = 5000 \text{ Н}$, скорость движения штока гидроцилиндра $v = 0,15 \text{ м/с}$, диаметры поршня и штока $D = 50 \text{ мм}$; $d = 20 \text{ мм}$, объемный и механический КПД: $\eta_o = 0,98$, $\eta_m = 0,94$. Плотность жидкости $\rho = 1235 \text{ кг/м}^3$; вязкость жидкости $\nu = 0,000012 \text{ м}^2/\text{с}$. Общая длина трубопроводов $l = 14 \text{ м}$, диаметр трубопроводов $d_{mp} = 20 \text{ мм}$, эквивалентные длины местных сопротивлений соответственно равны: распределителя $l = 50d_{mp}$; фильтра $l = 40d_{mp}$; резкого расширения $l = 60d_{mp}$. Утечками рабочей жидкости в распределителе пренебречь.

12 Подобрать типоразмер сдвоенного насоса (рисунок 3.27) для положения 1 золотников распределителей $P1$ и $P2$ (рабочие объемы насосов должны быть равными), если диаметр цилиндра $Ц1$ $D_1 = 100 \text{ мм}$, а диаметр цилиндра $Ц2$ $D_2 = 200 \text{ мм}$, коэффициент мультипликации цилиндров $\psi = 1,25$, частота вращения валов насосов $n_1 = n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$. Скорость выталкивания штока цилиндра $Ц2$ $v = 0,18 \text{ м/с}$, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,6$, плотность рабочей жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, усилие, действующее на шток цилиндра $Ц1$ $F = 120000 \text{ Н}$. Подобрать сечение дросселя Dp таким образом, чтобы обеспечить скорость выталкивания штока цилиндра $Ц1$ $v = 0,2 \text{ м/с}$. Как изменится скорость цилиндра $Ц2$, если переместить золотник распределителя $P1$ в положение 2? Потерями давления и утечками рабочей жидкости в гидросистеме пренебречь.

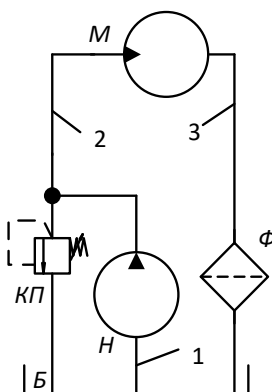


Рисунок 3.25

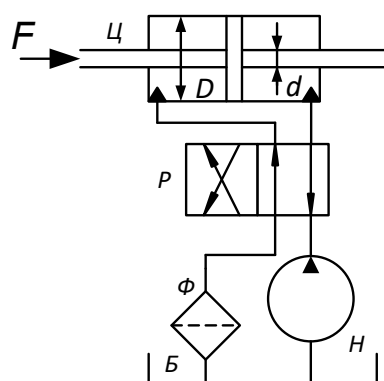


Рисунок 3.26

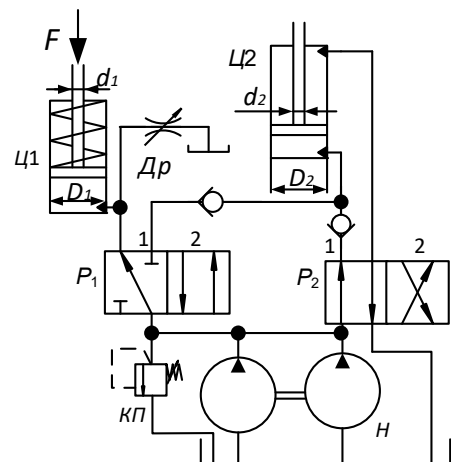


Рисунок 3.27

13 Найти минимальные рабочие объемы гидромашин гидропередачи (см. рисунок 3.25), обеспечивающие на выходном валу гидромотора макси-

мальный крутящий момент $M = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$, угловую скорость $\omega_2 = 20 \text{ с}^{-1}$, если угловая скорость насоса $\omega_1 = 30 \text{ с}^{-1}$, давление срабатывания предохранительного клапана $P_{кл} = 15 \text{ МПа}$. Принять объемные КПД гидромашин $\eta_o = 0,95$; механические КПД $\eta_m = 0,92$. Какую мощность при этом потребляет насос? Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

14 При постоянном расходе жидкости, подводимой к радиально-поршневому гидромотору, частоту вращения его ротора можно изменить за счет изменения эксцентриситета e (рисунок 3.28). Определить максимальную частоту вращения ротора гидромотора, нагруженного постоянным крутящим моментом $M = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$, если известно: максимальное давление на входе в гидромотор $P_{\max} = 7 \text{ МПа}$; расход подводимой жидкости $Q = 15 \text{ дм}^3/\text{мин}$; объемный КПД гидромотора $\eta_o = 0,9$, механический КПД $\eta_m = 0,92$.

15 Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения должен создавать момент на валу, равный $M = 2 \text{ кН}\cdot\text{м}$ при угловой скорости поворота $\omega = 2 \text{ с}^{-1}$ (рисунок 3.29). Размеры гидродвигателя: $D = 200 \text{ мм}$; $d = 100 \text{ мм}$; ширина лопастей $b = 60 \text{ мм}$. Принять механический КПД $\eta_m = 0,9$; объемный КПД $\eta_o = 0,75$. Определить потребное давление насоса и необходимую подачу.

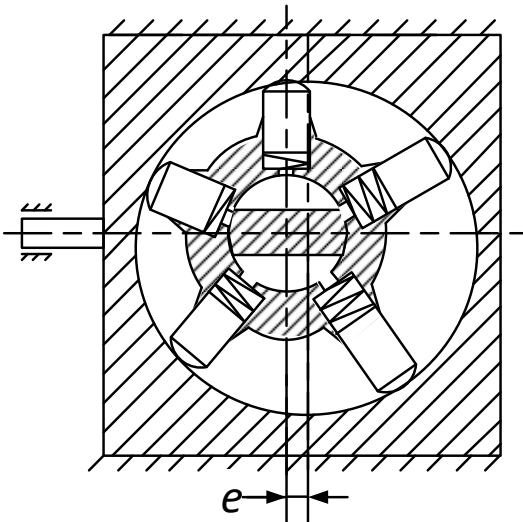


Рисунок 3.28

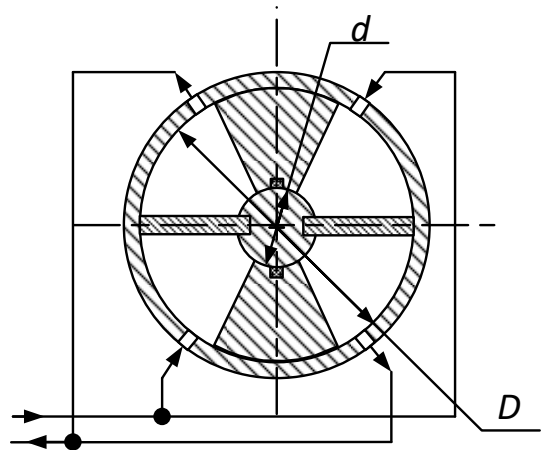


Рисунок 3.29

16 Проходное сечение гидрозамка открывается при подаче в полость A управляющего потока жидкости с давлением p_y . Определить, при каком минимальном значении p_y толкатель поршня 1 сможет открыть шариковый клапан, если предварительное усилие пружины 2 $F = 50 \text{ Н}$, $D = 25 \text{ мм}$, $d = 15 \text{ мм}$, при этом $p_1 = 0,5 \text{ МПа}$, $p_2 = 0,2 \text{ МПа}$. Силами трения пренебречь (рисунок 3.30).

17 Определить минимальное значение силы F (рисунок 3.31), приложенной к штоку цилиндра, под действием которой начнется движение поршня цилиндра диаметром $D = 80 \text{ мм}$, если сила пружины, прижимающая клапан к седлу, $F = 100 \text{ Н}$, а давление жидкости $P_2 = 0,2 \text{ МПа}$. Диаметр входного отверстия клапана (седла) $d_1 = 10 \text{ мм}$. Диаметр штока $d_2 = 40 \text{ мм}$, давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра $P_1 = 1,0 \text{ МПа}$.

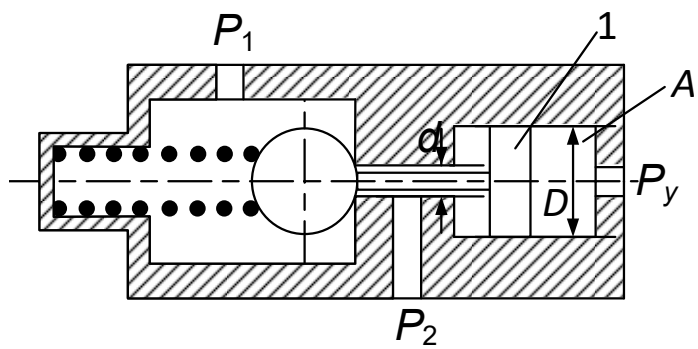


Рисунок 3.30

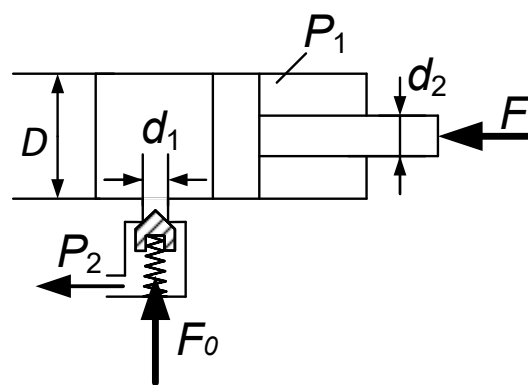
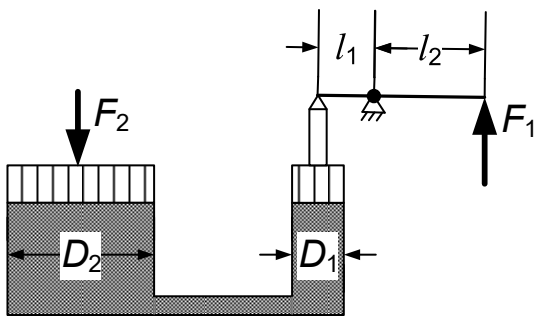


Рисунок 3.31

4 Примеры решения задач

Задача 1. Определить максимальную силу F_2 , которую можно преодолеть, если усилие, прикладываемое к рукояти $F_1 = 100$ Н, плечи рукояти соответственно равны $l_1 = 0,5$ м, $l_2 = 1,5$ м (рисунок 4.1). Диаметры поршней равны $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 160$ мм.

Решение



От силы F_1 на поршне будет возникать усилие

$$F_3 = \frac{F_1 \cdot l_2}{l_1} = \frac{100 \cdot 1,5}{0,5} = 300 \text{ Н.}$$

Давление, создаваемое силой F_3 ,

Рисунок 4.1

$$p = \frac{4 \cdot F_3}{\pi \cdot D_1^2} = \frac{4 \cdot 300}{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2} = 238854 \text{ Па.}$$

Реализуемое усилие

$$F_2 = p_3 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = 238854 \cdot \frac{3,14 \cdot (160 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 4800 \text{ Н.}$$

Ответ: $F_2 = 4800$ Н.

Задача 2. Диаметры двух поршней (рисунок 4.2), находящихся в равновесии равны $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 200$ мм. Поршень D_2 переместили на расстояние $X = 20$ мм. Определить на какое расстояние Y переместится поршень D_1 , приняв допущение об абсолютной несжимаемости жидкости. Какой груз F_1 может поднять поршень D_1 , если сила, действующая на поршень D_2 , $F_2 = 15$ кН.

Решение

Площади поршней:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 0,001256 \text{ м}^2;$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2.$$

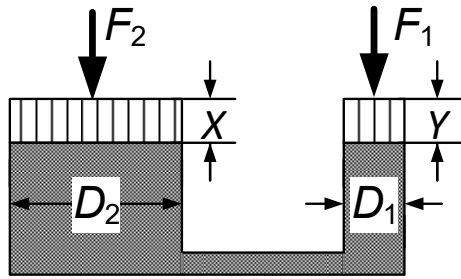


Рисунок 4.2

Вытесненный объем жидкости

$$V = S_2 \cdot x = 0,0314 \cdot 0,02 = 0,000628 \text{ м}^3.$$

Расстояние, которое пройдет второй поршень,

$$Y = \frac{V}{S_1} = \frac{0,000628}{0,001256} = 0,5 \text{ м.}$$

Давление, создаваемое силой F_2 ,

$$P = \frac{F_2 \cdot 4}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2} = 477,7 \text{ кПа.}$$

Груз, который может поднять поршень D_1 ,

$$F_1 = \frac{P \cdot \pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{477,7 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 600 \text{ Н.}$$

Ответ: $Y = 0,5 \text{ м}$, $F_1 = 600 \text{ Н}$.

Задача 3. В U-образную трубку налиты вода и бензин (рисунок 4.3). Определить плотность бензина, если $h_{\text{б}} = 500 \text{ мм}$; $h_{\text{в}} = 350 \text{ мм}$. Капиллярный эффект не учитывать.

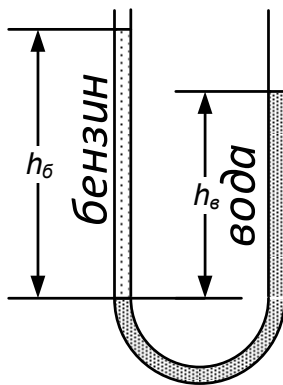


Рисунок 4.3

Решение

Составим уравнение равновесия для столбов бензина и воды:

$$\rho_{\text{б}} \cdot g \cdot h_{\text{б}} = \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h_{\text{в}}.$$

Откуда выразим значение плотности бензина:

$$\rho_{\text{б}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h_{\text{в}}}{g \cdot h_{\text{б}}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}}}{h_{\text{б}}} = \frac{1000 \cdot 350 \cdot 10^{-3}}{500 \cdot 10^{-3}} = 700 \text{ кг/м}^3.$$

Ответ: плотность бензина составляет 700 кг/м^3 .

Задача 4. Система из двух поршней, соединенных штоком, находится в равновесии (рисунок 4.4). Определить силу, сжимающую пружину, если жидкость, находящаяся между поршнями и в баке – масло с плотностью $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$. Диаметры поршней: $D = 80 \text{ мм}$, $d = 30 \text{ мм}$, высота $H = 1000 \text{ мм}$; избыточное давление $P_0 = 1 \text{ МПа}$.

Решение

Давление от столба жидкости, действующее на поршни,

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot H = 1 \cdot 10^6 + 870 \cdot 9,8 \cdot 1 = 1008526 \text{ Па.}$$

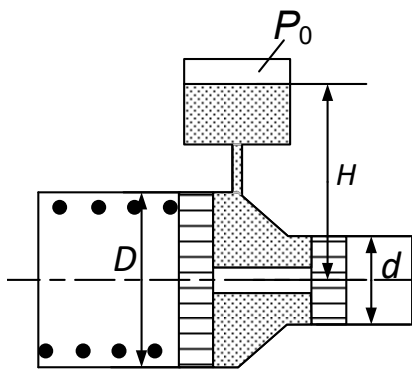


Рисунок 4.4

Сила, действующая на малый поршень,

$$F_m = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1008526 \cdot \frac{3,14 \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 712,52 \text{ Н.}$$

Сила, действующая на большой поршень,

$$F_o = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1008526 \cdot \frac{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 5066,8 \text{ Н.}$$

Усилие, сжимающее пружину,

$$F = F_o - F_m = 5066,8 - 712,52 = 4354,3 \text{ Н.}$$

Ответ: сила, сжимающая пружину, $F = 4354,3 \text{ Н}$.

Задача 5. Определить необходимую подачу насоса, при которой скорость выдвижения штока гидроцилиндра Ц2 будет $v = 0,01 \text{ м/с}$ (рисунок 4.5, а). Как изменится подача, если гидроцилиндры будут соединены, как показано на рисунке 4.5, б). Какое давление необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на штоке $F = 150 \text{ кН}$. Гидроцилиндры одинаковых размеров, с диаметрами $D = 80 \text{ мм}$, $d = 36 \text{ мм}$ и механическим КПД $\eta_m = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

Решение

Требуемый расход жидкости для обеспечения заданной скорости движения гидроцилиндра Ц2:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v = \frac{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 0,01 = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с.}$$

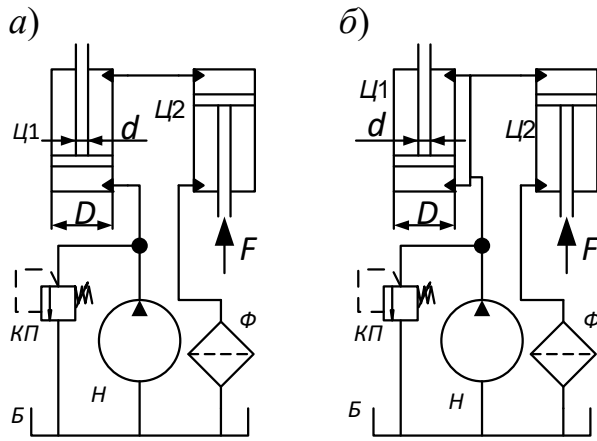


Рисунок 4.5

Поскольку расход жидкости в штоковой полости в ψ раз меньше расхода жидкости в поршневой, то требуемая подача насоса должна быть без учета утечек:

$$Q_n = Q \cdot \psi = 5,024 \cdot 10^{-5} \cdot 1,25 = 6,28 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Рассмотрим схему б. Для обеспечения заданной скорости подача насоса должна быть в ψ раз меньше, по сравнению с рассчитанной, что составляет $Q = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. При рассчитанной подаче насоса, скорость гидроцилиндра:

$$v = \frac{4 \cdot Q_n \cdot \psi}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 6,28 \cdot 10^{-5} \cdot 1,25}{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2} = 0,015625 \text{ м/с}.$$

Давление, которое необходимо создать для преодоления нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц2:

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_m^2} = \frac{4 \cdot 150 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,95^2} = 31,43 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Ответ: $Q_n = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$; при соединении по схеме б скорость $v = 0,015625 \text{ м/с}$; $p = 31,43 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Задача 6. Определить максимальную силу F , которую может преодолеть шток гидроцилиндра Ц (рисунок 4.6), если давление настройки предохранительного клапана $P_{\max} = 10 \text{ МПа}$. С какой скоростью при этом будет двигаться шток гидроцилиндра, если площадь отверстия дросселя равна $S_0 = 0,03 \text{ см}^2$. Подача насоса $Q = 10,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$; коэффициент расхода $\mu = 0,5$; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; диаметры $D = 80 \text{ мм}$, $d = 36 \text{ мм}$, механический КПД гидроцилиндра $\eta_m = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

Определим коэффициент
мультипликации гидроцилиндра

$$\psi = \frac{S_n}{S_{um}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot 4}{4 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)} =$$

$$= \frac{(80 \cdot 10^{-3})^2}{((80 \cdot 10^{-3})^2 - (36 \cdot 10^{-3})^2)} = 1,25.$$

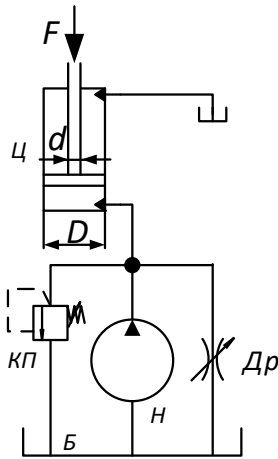


Рисунок 4.6

Решение

Определим максимальную силу, которую может преодолеть гидроцилиндр,

$$F = \frac{p \cdot \pi \cdot D^2}{4} \cdot \eta_m = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,95 = 47728 \text{ Н.}$$

Скорость движения штока гидроцилиндра

$$v = 1 - \mu \cdot \frac{S_{dp}}{Q_n} \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\rho \cdot S_n}} = 1 - \mu \cdot \frac{S_{dp}}{Q_n} \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot F}{\rho \cdot \pi \cdot D^2}} =$$

$$= 1 - 0,5 \cdot \frac{0,03 \cdot 10^{-4}}{10,74 \cdot 10^{-4}} \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot 47728}{900 \cdot 3,14 \cdot 0,08^2}} = 0,797 \text{ м/с.}$$

Ответ: $F = 47728 \text{ Н}$; $v = 0,797 \text{ м/с}$.

Задача 7. Подобрать диаметры трубопроводов 1–3 (рисунок 4.7). Рассчитать давление, которое необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на штоке $F = 200 \text{ кН}$. Диаметр поршня гидроцилиндра $D = 160 \text{ мм}$, механический КПД $\eta_m = 0,9$. Подача насоса $Q = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; плотность жидкости $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$; вязкость $\nu = 0,000027 \text{ м}^2/\text{с}$. Длины трубопроводов и допустимые в их скорости движения жидкости соответственно равны $l_1 = 1,5 \text{ м}$, $v_1 = 1,4 \text{ м/с}$, $l_2 = 12 \text{ м}$, $v_2 = 5,35 \text{ м/с}$, $l_3 = 14 \text{ м}$, $v_3 = 2,25 \text{ м/с}$. Коэффициенты местных сопротивлений принять равными: выход из бака $\xi = 0,1$; штуцер присоединительный и колено $\xi = 0,015$; клапан замедлительный и фильтр $\xi = 0,2$; тройник с транзитным потоком и резкое расширение $\xi = 0,02$; резкое сужение $\xi = 0,09$ (количество местных сопротивлений принять по схеме).

Решение

Диаметры трубопроводов рассчитаем по формулам

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [v]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,4}} = 0,043 \text{ м,}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5,35}} = 0,022 \text{ м,}$$

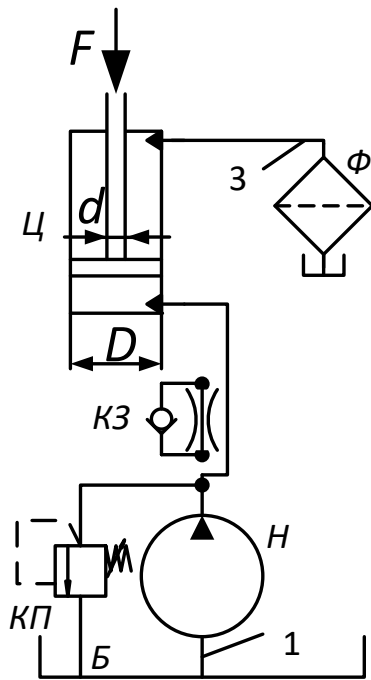


Рисунок 4.7

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2,25}} = 0,034 \text{ м.}$$

Давление, развиваемое насосом для преодоления нагрузки на штоке,

$$P = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_m} = \frac{4 \cdot 200 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,16^2 \cdot 0,9} = 11,06 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Потери на трение по длине трубопроводов

$$\Delta P_T = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot l \cdot v^2}{2 \cdot d},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения.

При ламинарном движении ($Re < 2300$) коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = \frac{75}{Re}.$$

При турбулентном движении ($Re > 2300$) для гладких труб

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}.$$

Для вычисления коэффициента трения λ необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,4 \cdot 0,043}{0,000027} = 2230,$$

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5,35 \cdot 0,022}{0,000027} = 4360,$$

$$Re_3 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{2,25 \cdot 0,034}{0,000027} = 2833.$$

Коэффициент гидравлического трения рассчитывается по следующим формулам:

$$\lambda_1 = \frac{75}{\text{Re}_1} = \frac{75}{2230} = 0,0336,$$

$$\lambda_2 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_2}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4360}} = 0,039,$$

$$\lambda_3 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_3}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2833}} = 0,0053.$$

Потери на трение по длине трубопроводов определяются по формулам

$$\Delta P_T^1 = \frac{\rho \cdot \lambda_1 \cdot l_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot d_1} = \frac{885 \cdot 0,0336 \cdot 1,5 \cdot 1,4^2}{2 \cdot 0,043} = 1016,6 \text{ Па},$$

$$\Delta P_T^2 = \frac{\rho \cdot \lambda_2 \cdot l_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot d_2} = \frac{885 \cdot 0,039 \cdot 12 \cdot 5,35^2}{2 \cdot 0,022} = 269429 \text{ Па},$$

$$\Delta P_T^3 = \frac{\rho \cdot \lambda_3 \cdot l_3 \cdot v_3^2}{2 \cdot d_3} = \frac{885 \cdot 0,0053 \cdot 14 \cdot 2,25^2}{2 \cdot 0,034} = 4889 \text{ Па}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитываются по формулам:

$$\Delta P_{M_{\text{бак}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,1 \cdot 885 \cdot 1,4^2 \cdot 1 = 86,73 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{M_{\text{штуцер}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 885 \cdot 1,4^2 \cdot 2 = 26 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{M_{\text{колено}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 1 = 190 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{M_{\text{клапан}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,2 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 1 = 2533 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{M_{\text{расшир.тр.}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,02 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 2 = 507 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{M_{\text{штуцер.}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 4 = 760 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{M_{\text{сужение.}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,09 \cdot 885 \cdot 2,25^2 \cdot 1 = 202 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{M_{\text{фильтр.}}} = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m = 0,5 \cdot 0,2 \cdot 885 \cdot 2,25^2 \cdot 1 = 448 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления

$$\begin{aligned}\sum P &= \sum \Delta P_T + \sum \Delta P_M = 1016,6 + 269429 + 4889 + 86,73 + \\ &+ 26 + 190 + 2533 + 507 + 760 + 202 + 448 = 280087 \text{ Па.}\end{aligned}$$

Ответ: $d_1 = 0,043 \text{ м}$; $d_2 = 0,022 \text{ м}$; $d_3 = 0,034 \text{ м}$; $P = 11,06 \cdot 10^6 \text{ Па}$;
 $\sum P = 280087 \text{ Па}$.

Задача 8. Подобрать диаметр D гидроцилиндра $Ц$, рабочий объем насоса, если усилие на штоке гидроцилиндра $F = 200 \text{ кН}$, объемный и механический КПД гидроцилиндра $\eta_{оц} = 0,98$; $\eta_{мц} = 0,92$, скорость выталкивания штока не менее $v = 0,01 \text{ м/с}$ (рисунок 4.8). Перепад давления на гидроцилиндре $\Delta P_{ц} = 15 \text{ МПа}$. Частота вращения вала насоса $n = 22 \text{ с}^{-1}$, объемный КПД насоса $\eta_{он} = 0,9$. Уточнить действительную скорость выталкивания штока после выбора насоса и цилиндра. Потерями в трубопроводах пренебречь.

Решение

Диаметр гидроцилиндра рассчитаем по формуле

$$\begin{aligned}D &= \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \Delta P_{ц} \cdot \eta_{мц}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 200 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6 \cdot 0,92}} = \\ &= 0,135 \text{ м.}\end{aligned}$$

Принимаем $D = 150 \text{ мм}$.

Расход гидроцилиндра

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v}{4 \cdot \eta_{оц}} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,01}{4 \cdot 0,98} = 0,00018 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Рабочий объем гидронасоса

$$q_{HT} = \frac{Q}{n \cdot \eta_{он}} = \frac{0,00018}{22 \cdot 0,9} = 9,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Принимаем насос НШ 10-3 с рабочим объемом $q = 10 \text{ см}^3$.

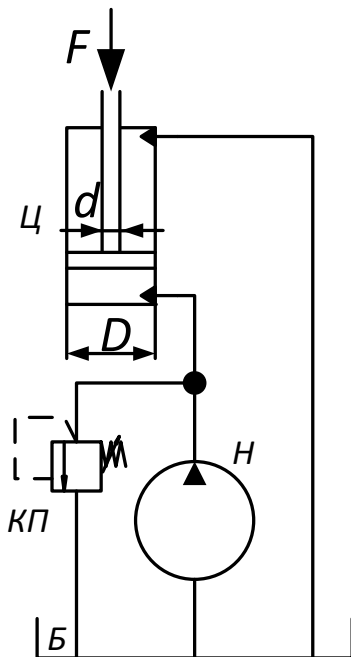


Рисунок 4.8

Подача насоса

$$Q_H = q \cdot n \cdot \eta_{он} = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 22 \cdot 0,92 = 0,0002024 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительная скорость выталкивания штока

$$v = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_{ои}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,0002024 \cdot 0,92}{3,14 \cdot 0,15^2} = 0,0105 \text{ м/с}.$$

Ответ: $D = 150 \text{ мм}$; $q = 10 \text{ см}^3$; $v = 0,0105 \text{ м/с}$.

Задача 9. Определить проходное сечение дросселя, при котором частоты вращения валов гидромоторов будут совпадать (рисунок 4.9). Рабочий объем и частота вращения вала насоса равны $q = 112 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $n = 25 \text{ с}^{-1}$. Рабочие объемы и моменты на валах обоих гидромоторов соответственно равны $q_{м1} = 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $q_{м2} = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $M_1 = 32 \text{ Н·м}$; $M_2 = 50 \text{ Н·м}$; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,85$; объемный и механический КПД гидромашин $\eta_o = 0,95$; $\eta_m = 0,95$. Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

Решение

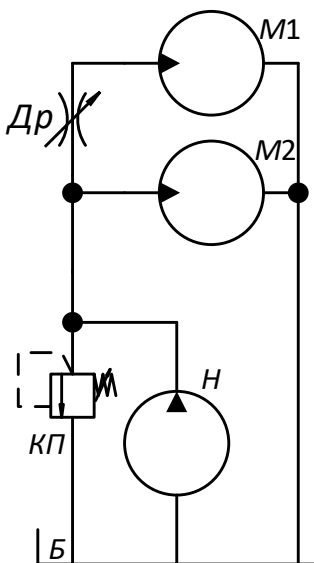


Рисунок 4.9

Подача насоса

$$Q_n = q \cdot n \cdot \eta_o = 112 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 0,95 = 0,00266 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Давление, необходимое для преодоления нагрузки на первом моторе,

$$p_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_1}{q_{м1} \cdot \eta_m} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 32}{18 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95} = 11,75 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Давление, необходимое для преодоления нагрузки на втором моторе,

$$p_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_2}{q_{м2} \cdot \eta_m} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95} = 10,33 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Требуемый перепад давления на дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 11,75 - 10,33 = 1,42 \text{ МПа}.$$

Площадь проходного сечения дросселя

$$S = \frac{Q_n}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}} = \frac{0,00266}{0,85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,42 \cdot 10^6}{900}}} = 55,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Ответ: $S = 55,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Задача 10. Определить минимальное значение силы F (рисунок 4.10), приложенной к штоку цилиндра, под действием которой начнется движение поршня цилиндра диаметром $D = 80 \text{ мм}$, если сила пружины, прижимающая клапан к седлу, $F_o = 100 \text{ Н}$, а давление жидкости $P_2 = 0,2 \text{ МПа}$. Диаметр входного отверстия клапана (седла) $d_1 = 10 \text{ мм}$. Диаметр штока $d_2 = 40 \text{ мм}$, давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра $P_1 = 1,0 \text{ МПа}$.

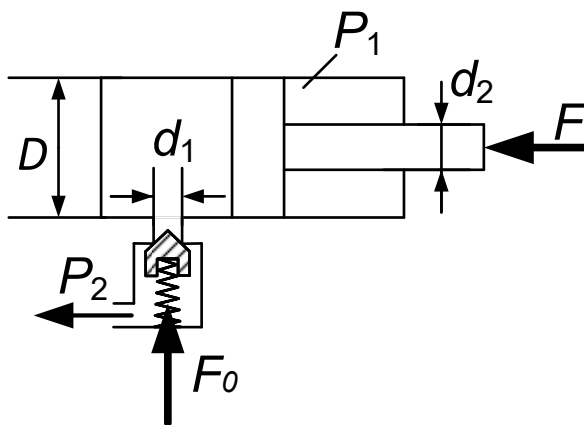


Рисунок 4.10

Решение

Определим давление, создаваемое пружиной и действующее на седло клапана,

$$P_{кл} = F_o / S_{кл},$$

где $S_{кл}$ – площадь входного отверстия седла клапана.

Площадь входного отверстия седла клапана определим по формуле

$$S_{кл} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 78,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Тогда

$$P_{кл} = \frac{100}{78,5 \cdot 10^{-6}} = 1,274 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Давление, которое необходимо создать в поршневой полости для открытия клапана,

$$P_n = P_2 + P_{кл} = 0,2 \cdot 10^6 + 1,274 \cdot 10^6 = 1,474 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Сила, которая должна действовать со стороны поршневой полости для создания этого давления,

$$F_n = P_n \cdot S_n,$$

где S_n – площадь поршневой полости гидроцилиндра,

$$S_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 5,024 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Тогда

$$F_n = 1,474 \cdot 10^6 \cdot 5,024 \cdot 10^{-3} = 7405,38 \text{ Н.}$$

Исходя из условия равновесия гидроцилиндра усилия, действующие со стороны поршневой и штоковой полости при пренебрежении силами трения должны быть равны.

Усилие, создаваемое в штоковой полости давлением P_1 :

$$F_p = P_1 \cdot S_{шт},$$

где $S_{шт}$ – площадь штоковой полости гидроцилиндра,

$$S_{шт} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot [(80 \cdot 10^{-3})^2 - (40 \cdot 10^{-3})^2]}{4} = 3,768 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Тогда

$$F_p = 1,0 \cdot 10^6 \cdot 3,768 \cdot 10^{-3} = 3768 \text{ Н.}$$

Определим усилие, при котором начнет открываться клапан,

$$F = F_n - F_p = 7405,38 - 3768 = 3637,38 \text{ Н.}$$

Ответ: клапан откроется при создании усилия на штоке $F = 3637,38 \text{ Н.}$

Список литературы

- 1 **Ухин, Б. В.** Гидравлика: учебник / Б. В. Ухин, А. А. Гусев. – Москва : ИНФРА-М, 2020. – 432 с.
- 2 **Лепешкин, А. В.** Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2020. – 446 с.
- 3 **Берестов, Е. И.** Гидропривод строительных и дорожных машин: учебное пособие / Е. И. Берестов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 214 с.: ил.
- 4 **Вольвак, С. Ф.** Гидравлика: учебное пособие / С. Ф. Вольвак. – Москва: ИНФРА-М, 2021. – 438 с.
- 5 **Малый, В. П.** Гидравлика. Гидрокинематика. Руководство к решению задач : учебное пособие / В. П. Малый. – Железногорск : ФГБОУ ВО СПСА ГПС МЧС России, 2020. – 309 с.
- 6 **Шейпак, А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод. Основы механики жидкости и газа: учебник / А. А. Шейпак. – 6-е изд., испр. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2019. – 272 с.