

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

С.М. Петренко

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД
ГОРНЫХ МАШИН

Методическое пособие
для студентов специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование»
заочной формы обучения

Минск 2009

УДК 622-82-822:624.225 (031)

ББК 32.81я7

П 30

Рецензенты :

Н.И. Березовский, Ю.И. Тарасов

Петренко, С.М.

П 30 Гидромеханический привод горных машин: методическое пособие для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» заочной формы обучения / С.М. Петренко. – Минск: БНТУ, 2009. – 34 с.

ISBN 978-985-525-207-9.

В пособии приведены цели и задачи дисциплины, ее взаимосвязь с другими предметами, перечень изучаемых тем, их распределение по семестрам. Пособие содержит варианты заданий для контрольной работы, методические рекомендации по ее выполнению, список литературы и перечень теоретических вопросов для подготовки к экзамену, а также пример выполнения контрольной работы.

УДК 622-82-822:624.225 (031)

ББК 32.81я7

ISBN 978-985-525-207-9

© Петренко С.М., 2009

© БНТУ, 2009

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Будущий инженер специальности 1-36 10 01 должен иметь представление о возможностях, достоинствах и недостатках различных схем приводов рабочих органов горных машин и оборудования, уметь рассчитывать механические характеристики силовых передач и применять эти знания при проектировании машин и оборудования в процессе дальнейшего обучения.

Главная цель дисциплины «Гидромеханический привод горных машин» – обучение студентов методике выбора рациональной схемы привода рабочих органов горных машин и оборудования, расчета мощностных, силовых и кинематических параметров гидромеханических силовых передач.

Подготовка высококвалифицированных специалистов в соответствии с современными требованиями горной промышленности ставит перед дисциплиной следующие задачи:

- изучение студентами общих принципов трансформации силового потока от приводного двигателя к рабочему органу;
- изучение процессов, протекающих в силовых передачах различных типов (использующих различные формы энергии);
- изучение принципов работы приводов и их функциональных схем;
- освоение студентами методов расчета и построения рабочих характеристик механических и гидравлических силовых передач;
- изучение основных способов регулирования приводов;
- освоение студентами порядка выполнения основных расчетов силовых передач;
- изучение стандартных условных обозначений элементов кинематики и гидравлики на принципиальных кинематических и гидравлических схемах;
- изучение конструктивных схем типовых приводов горных машин и оборудования.

В результате изучения дисциплины «Гидромеханический привод горных машин» студенты должны:

- овладеть базовыми понятиями теории силового потока;

- освоить методику определения основных характеристик типовых механических и гидравлических силовых приводов;
- в ходе курсового и дипломного проектирования научиться обоснованно выбирать тип и параметры трансмиссий горных машин и оборудования с учетом условий их нагружения;
- научиться выполнять проектные расчеты механических, гидравлических и гидромеханических приводов;
- получить практические навыки анализа трансмиссий существующих горных машин и оборудования.

«Гидромеханические приводы горных машин» – это базовая общетехническая дисциплина, усвоение которой необходимо для изучения специальных предметов «Горные машины и оборудование», «Машины и комплексы открытых горных работ», «Машины и оборудование обогатительных и перерабатывающих производств», «Проектирование горно-добывающей техники», «Проектирование горно-перерабатывающего оборудования», «Проектирование техники для подземных работ». Это дисциплины учебного плана подготовки инженеров-механиков и инженеров-электромехаников по специальности «Горные машины и оборудование».

Предмет «Гидромеханические приводы горных машин» изучается в 10-м семестре. Учебным планом специальности «Горные машины и оборудование» для студентов-заочников предусмотрены следующие виды обучения:

- аудиторные занятия (16 часов);
- самостоятельная работа (225 часов).

Аудиторные занятия включают 8 часов лекций, 4 часа лабораторных занятий, 4 часа практических занятий. Формой контроля знаний по дисциплине является экзамен в 10-м семестре. Контрольная работа по предмету выполняется также в 10-м семестре.

2. ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ

(темы для самостоятельного изучения)

Тема 1. Введение в дисциплину

Предмет и задачи дисциплины. Понятие механизма, силовой передачи (трансмиссии), привода. Понятие потока энергии, силового потока. Приложение принципа сохранения энергии к различным силовым передачам.

Понятие скоростного и силового факторов. КПД силовой передачи. Классификация силовых передач по принципу передачи и преобразования силового потока. Типы силовых передач. Рабочие элементы силовых передач.

Тема 2. Общие вопросы работы силовых передач

Основные соотношения между силовыми и скоростными факторами силовых передач. Понятие трансформатора крутящего момента (ТКМ). Каноническая характеристика ТКМ, оценочные параметры характеристики. Непрерывный автоматический трансформатор, его достоинства и недостатки.

Тема 3. Общая задача выбора схемы привода

Понятие механической характеристики производственного механизма и приводного двигателя. Классификация производственных механизмов по типу механических характеристик. Типовые механические характеристики приводных двигателей. Согласование приводного двигателя с производственным механизмом, определение режимной точки работы привода.

Классификация режимов нагружения приводов. Влияние переходных процессов (разгон, торможение, стопорение) на режим нагружения трансмиссии. Выбор приводного двигателя с учетом режима нагружения выходного звена привода.

Явление циркуляции мощности в силовой передаче.

Тема 4. Зубчатые передачи механических приводов

Зубчатые редукторы и коробки передач (назначение, область применения). Типовые конструктивные схемы зубчатых коробок передач. Зубчатая коробка передач как трансформатор крутящего момента.

Методика определения передаточных чисел трансмиссии выемочно-транспортных машин. Закон разбивки передаточных чисел зубчатых коробок передач.

Тема 5. Эпициклические передачи в механических приводах

Понятие эпициклического механизма, типовые схемы. Дифференциальные и планетарные механизмы, область их применения в горных машинах.

Типовые схемы планетарных механизмов. Внутреннее и обобщенное передаточное число планетарного механизма, их взаимосвязь. Кинематический расчет планетарных передач.

Влияние передаточного числа на КПД планетарного механизма. Границы внутренних передаточных чисел планетарных механизмов. Влияние числа сателлитов на передаточное число планетарной передачи.

Принципы построения и управления планетарными коробками передач. Закон разбивки передаточных чисел.

Тема 6. Гидравлические приводы

Понятие гидравлической передачи, гидравлического привода. Классификация гидравлических приводов по принципу использования жидкостного звена. Функции рабочей жидкости (РЖ) в гидроприводах.

Принцип работы объемного гидропривода (ОГП). Функциональная схема ОГП, функции входящих в состав ОГП устройств. Классификация ОГП (по виду движения выходного звена гидродвигателя, по источнику энергии, по схеме циркуляции РЖ, по возможности и принципам регулирования). Достоинства и недостатки ОГП.

Принцип работы гидродинамической передачи. Функциональная схема гидромеханического привода, функции устройств.

Тема 7. Основные параметры ОГП

Понятия номинального давления, рабочего объема гидромашин, номинального потока РЖ, номинальной частоты вращения валов гидромашин, номинальной емкости гидробаков и гидроаккумуляторов, номинального диаметра подвижных цилиндрических пар, общего КПД ОГП.

Дополнительные параметры для гидроаппаратов и вспомогательных устройств (условный проход, ход поршня (плунжера), номинальная толщина фильтрации, присоединительные резьбы).

Соотношение между скоростным и силовым факторами насосов и гидродвигателей в ОГП. КПД объемного гидропривода как произведение коэффициента трансформации моментов на передаточное отношение.

Тема 8. Объемные гидромашинны

Основные параметры роторных гидромашин.

Классификация объемных насосов. Радиально-поршневые насосы. Аксиально-поршневые насосы. Пластинчатые насосы. Шестеренные

насосы. Винтовые насосы. Характеристики объемных насосов. Зависимость КПД объемного насоса от режима работы.

Классификация гидродвигателей. Поршневые гидромоторы. Шестеренные и пластинчатые гидромоторы. Характеристики объемных гидромоторов. Влияние рабочих параметров на КПД гидромотора.

Классификация гидравлических цилиндров. Принцип действия и типовые конструктивные схемы поршневых, плунжерных и телескопических гидравлических цилиндров.

Пластинчатые и поршневые поворотные гидродвигатели (конструкции, принцип действия, характеристики).

Тема 9. Гидроаппаратура

Понятие гидравлического аппарата, запорно-регулирующего элемента, рабочего проходного сечения.

Назначение, конструктивные схемы и принцип работы гидравлических клапанов давления (предохранительные, переливные, редукционные клапаны и клапаны разности давлений).

Назначение, конструктивные схемы и принцип работы гидравлических дросселей и регуляторов потока.

Назначение, конструктивные схемы и принцип работы гидравлических распределителей.

Назначение, конструктивные схемы и принцип работы гидравлических клапанов соотношения расходов (делители и сумматоры потока).

Назначение, конструктивные схемы и принцип работы гидравлических обратных клапанов и гидрозамков.

Тема 10. Рабочие жидкости гидроприводов

Функции рабочей жидкости в ОГП. Условия эксплуатации РЖ. Основные физические свойства РЖ (плотность, вязкость, сжимаемость, удельная теплоемкость и теплопроводность). Температура вспышки и температура застывания РЖ.

Растворение газов в РЖ, явление кавитации. Облитерация РЖ.

Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям.

Тема 11. Кондиционеры рабочей жидкости. Гидроемкости и гидролинии

Гидравлические фильтры. Сепараторы гидросистем.

Теплообменные аппараты гидроприводов.

Гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидролинии ОГП. Соединения трубопроводов и гибких рукавов.

Гидравлические расчеты трубопроводов и каналов ОГП. Определение гидравлического КПД ОГП.

Тема 12. Проектный расчет гидрообъемной силовой передачи

Последовательность расчета ОГП поступательного движения.

Последовательность расчета ОГП вращательного движения.

Принципы выбора приводного двигателя для насосов с учетом режима работы ОГП.

Тема 13. Регулирование скорости выходного звена ОГП

Дроссельное регулирование скорости выходного звена ОГП (дроссель на входе, дроссель на выходе, параллельное включение дросселя). Использование дросселирующего распределителя и регуляторов потока, насосов с регулятором подачи по давлению.

Механические характеристики ОГП с дроссельным регулированием.

Машинное (объемное) регулирование скорости выходного звена ОГП. Механические характеристики ОГП с объемным регулированием.

Тема 14. Гидравлические усилители мощности (ГУ) и следящие гидроприводы

Назначение ГУ. Принципы построения ГУ. Понятие обратной связи (ОС).

Типовые схемы и принцип работы золотниковых ГУ (без ОС, с кинематической ОС, с силовой ОС, с гидромеханической ОС).

Усилители типа «сопло–заслонка» (конструктивная схема, принцип работы).

Усилители со струйной трубкой (конструктивная схема, принцип работы).

Электрогидравлические усилители мощности (ЭГУ) (конструктивная схема, принцип работы).

Принципы построения следящего гидропривода на базе ГУ и ЭГУ. Типовые схемы следящих гидроприводов.

Тема 15. Гидродинамические силовые передачи

Конструктивные схемы и принцип работы гидромуфты и гидротрансформатора, гидромеханические передачи на их основе.

Канонические характеристики гидромуфты и гидротрансформатора.

Механические характеристики совместной работы электродвигателя и двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с гидромуфтой и гидротрансформатором. Определение эксплуатационных режимов гидродинамического привода.

3. КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

3.1. Общие требования и положения

Контрольная работа должна быть представлена в виде текстового документа на писчей бумаге формата А4 в сшитом виде (левое поле для подшивки – 25 мм). Принципиальная гидравлическая схема должна быть аккуратно выполнена под линейку карандашом.

Контрольная работа представляется на кафедру «Горные машины» не позднее чем за две недели до начала экзаменационной сессии.

Зачтенная контрольная работа является основанием для допуска студента к экзамену.

3.2. Содержание контрольной работы

Контрольная работа должна включать титульный лист и следующие обязательные пункты.

1. Задание и исходные данные.
2. Разработка принципиальной гидравлической схемы ОГП.
3. Выбор рабочей жидкости.
4. Выбор рабочего давления привода.
5. Определение размеров гидроцилиндра (для варианта 1 задания).

Выбор гидромотора (для варианта 2 задания).

6. Определение потребной подачи насоса.
7. Выбор типоразмеров гидроаппаратов и вспомогательных устройств.
8. Определение потерь давления в гидравлическом тракте ОГП.
9. Выбор насоса, определение частоты вращения его вала.

10. Мощность приводного двигателя, КПД гидропривода.
11. Тепловой расчет ОГП.

3.3. Порядок выбора вариантов заданий и исходных данных

Номера вариантов заданий и вариантов исходных данных выбираются из табл. 3.1 по первым буквам фамилии, имени и отчества студента. Например, студент Сидоров Петр Иванович должен выполнить вариант задания 2 с вариантами исходных данных 2-13, 3-10.

Таблица 3.1

Варианты заданий и исходных данных контрольной работы

Первые буквы фамилии, имени, отчества	Варианты		
	задания	исходных данных	
		Фамилия	Имя
А, Э	1	2-1	3-1
Ю, Б,		2-2	3-2
Ц, Я		2-3	3-3
В, У		2-4	3-4
Ф, К		2-5	3-5
Е, Ж		2-6	3-6
Д, Х		2-7	3-7
Ш, З	2	2-8	3-8
О, Ч		2-9	3-9
И, Л		2-10	3-10
Т, Г		2-11	3-11
Р, М		2-12	3-12
Н, П		2-13	3-13
С, Щ		2-14	3-14

3.4. Задания контрольной работы

Вариант 1. Разработать принципиальную гидравлическую схему и определить рабочие параметры ОГП поступательного движения. Рабочий ход поршня соответствует выдвиганию штока из гидроцилиндра, поршень совершает i циклов (двойных ходов) в минуту. Привод должен обеспечивать защиту насоса от перегрузок.

В напорной гидролинии имеется 4 крутых и 2 плавных поворота на 90° , в сливной гидролинии соответственно 4 поворота типа свер-

ленный угольник и 2 плавных поворота на 90° . Гидролинии 3 и 4 выполнены гибкими рукавами.

Диапазон температур эксплуатации привода от 0 до 60°C .

Структурная схема привода изображена в табл. 3.2. Количество циклов i в минуту, усилие F на штоке, длина L хода поршня приведены в табл. 3.3. Длины гидролиний указаны в табл. 3.5.

Вариант 2. Разработать принципиальную гидравлическую схему и определить рабочие параметры объемного гидропривода роторного исполнительного механизма. Привод должен обеспечивать заданную постоянную частоту вращения ротора, защиту от перегрузок, реверсирование направления вращения ротора. В напорной гидролинии имеется 4 поворота типа сверленный угольник и 2 плавных поворота на 90° , в сливной гидролинии соответственно 4 круглых и 2 плавных поворота на 90° . Диапазон температур эксплуатации привода от 15 до 60°C .

Структурную схему привода см. в табл. 3.2. Значения момента $M_{\text{им}}$ на валу ротора и частоты $n_{\text{им}}$ его вращения см. в табл. 3.4. Длины гидролиний см. в табл. 3.5.

Примечание. Потери давления в выбранных гидроаппаратах и утечки РЖ в них определить по техническим характеристикам этих гидроаппаратов.

Таблица 3.2

Варианты структурных схем гидропривода

Вариант задания	1	2
Структурная схема привода		

Таблица 3.3

Исходные данные для варианта 1 задания

№ варианта	i , циклов в мин	L , мм	F , кН
2-1	4	320	12
2-2	6	400	11
2-3	6	500	10
2-4	8	320	9
2-5	8	400	8
2-6	10	500	7
2-7	12	630	6

Таблица 3.4

Исходные данные для варианта 2 задания

№ варианта	2-8	2-9	2-10	2-11	2-12	2-13	2-14
$M_{им}$, Н·м	150	180	240	380	450	540	1200
$n_{им}$, мин ⁻¹	120	15	20	45	60	30	10

Таблица 3.5

Длины участков трубопроводов на структурных схемах
для вариантов 1 и 2

№ вариантов	Длина, м					
	Участок 1	Участок 2	Участок 3	Участок 4	Участок 5	Участок 6
2-1, 2-8	0,5	1,5	3,0	3,2	4,0	0,6
2-2, 2-9	0,4	1,2	3,2	3,3	3,8	0,5
2-3, 2-10	0,6	1,4	3,3	3,4	3,7	0,8
2-4, 2-11	0,5	1,3	3,5	3,7	3,6	0,7
2-5, 2-12	0,4	1,6	3,4	3,6	3,5	0,5
2-6, 2-13	0,45	1,1	3,1	3,5	3,4	0,6
2-7, 2-14	0,65	1,0	3,6	3,4	3,3	0,85

3.5. Методические рекомендации по выполнению

При выборе рабочего давления привода следует учитывать, что определенная часть давления на выходе из насоса будет затрачена на преодоление сопротивления гидравлического тракта ОГП. Поэтому расчетное давление на входе в гидроцилиндр или гидромотор следует принимать несколько меньшим стандартного значения из ряда номинальных давлений (примерно 0,90–0,94 от номинального) либо учитывать потери давления в гидравлическом тракте привода гидравлическим КПД гидropередачи с предварительным значением 0,93–0,95. Тогда действительное давление на выходе из насоса, равное сумме давления на входе в гидродвигатель и потерь давления на преодоление гидравлического сопротивления трубопроводов, местных сопротивлений, распределителя и фильтра, не превысит стандартное значение из ряда номинальных давлений.

Рабочая частота вала насоса должна выбираться по действительной потребной подаче с учетом суммарных утечек РЖ в выбранных гидроаппаратах. Это позволит обеспечить точное соответствие значений числа двойных ходов поршня или частоты вращения ротора исполнительного механизма с заданными.

При выполнении теплового расчета ОГП можно использовать два подхода. Первый заключается в выборе объема гидробака по минутному расходу гидродвигателя с последующим определением установившейся температуры рабочей жидкости и сравнении ее с допустимой температурой. При втором подходе принимается установившаяся температура рабочей жидкости и затем определяется необходимый объем гидробака.

Допускается при выборе насосов, гидроцилиндров, гидромоторов и гидроаппаратов использование каталогов и справочников по гидроприводу для других отраслей промышленности (гидропривод строительных, дорожных, сельскохозяйственных машин, станочный гидропривод и т.п.).

В задании по *варианту 1* после определения параметров гидроцилиндра следует выбрать из каталогов готовый гидроцилиндр с соответствующими размерами. Если типовое исполнение гидроцилиндра подобрать не удастся, то проектируется уникальный гидроцилиндр с требуемыми значениями D и d . Рекомендуется проверить выбранный для проектируемого гидроцилиндра диаметр d штока по

допустимым напряжениям сжатия. Для длинных штоков с $L > 10d$ следует выполнить проверку на продольный изгиб. Затем определяются толщина стенки корпуса проектируемого цилиндра и толщина торцовых крышек.

Скорости v_1 рабочего хода и v_2 обратного хода поршня гидроцилиндра определяются из системы уравнений

$$\begin{cases} v_1 = \frac{L}{t_1}, \\ k_m v_1 = \frac{L}{t_2}, \\ t_1 + t_2 = \frac{60}{j}, \end{cases}$$

где t_1 и t_2 – время рабочего и обратного хода поршня, соответственно с;

L – ход поршня;

$k_m = D^2 / (D^2 - d^2)$ – коэффициент мультипликации.

В задании по *варианту 2* при разработке принципиальной гидравлической схемы привода необходимо предусмотреть защиту от превышения давления из-за действия момента инерции ротора исполнительного механизма в момент его остановки переключением золотника гидрораспределителя в нейтральное положение.

Рекомендуется проанализировать две схемы привода: непосредственное соединение валов гидромотора и исполнительного механизма и соединение низкомоментного гидромотора с валом механизма через понижающий редуктор.

3.6. Пример выполнения контрольной работы

1. Задание и исходные данные

Разработать принципиальную гидравлическую схему и определить рабочие параметры ОГП поступательного движения стационарной промышленной установки. Рабочий ход поршня соответствует выдвиганию штока из гидроцилиндра, поршень совершает i циклов (двойных ходов) в минуту. Привод должен обеспечивать защиту насоса от перегрузок.

Длина линии всасывания равна 0,7 м. Длина линии нагнетания – 6,1 м, линии слива – 6 м. В напорной гидролинии имеется 6 крутых и 2 плавных поворота на 90°, в сливной гидролинии – 4 поворота типа сверленный угольник и 2 плавных поворота на 90°.

Все гидролинии выполнены металлическими трубопроводами.

Диапазон температур эксплуатации привода от –10 до 30 °С.

Исходные данные:

$i = 10$ циклов в минуту;

Усилие на штоке $F = 7,75$ кН;

Длина хода поршня $L = 400$ мм.

2. Разработка принципиальной гидравлической схемы ОГП

Принята разомкнутая схема циркуляции рабочей жидкости, характерная для ОГП поступательного движения. Возвратно-поступательное движение поршня цилиндра Ц обеспечивает четырехлинейный трехпозиционный золотниковый гидрораспределитель Р с электромагнитным управлением, с центрированием золотника пружинами. В нейтральной позиции золотника для разгрузки насоса рабочая жидкость отводится в гидробак Б через фильтр Ф. Для защиты гидросистемы от перегрузок параллельно напорной линии включен предохранительный клапан К.

Принципиальная гидравлическая схема привода изображена на рис. 1.

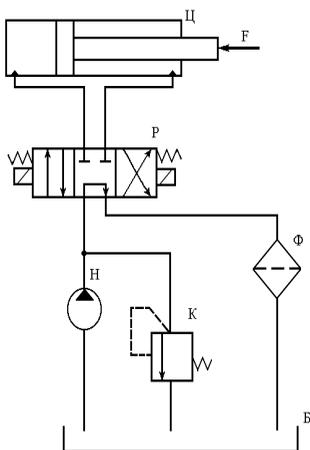


Рис. Принципиальная гидравлическая схема привода

3. Выбор рабочей жидкости

С учетом заданного диапазона температур эксплуатации привода принимаем [1] минеральное гидравлическое масло МГ-22-А (веретенное АУ), которое обеспечивает пуск гидроприводов при температуре до $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Эта рабочая жидкость предназначена для гидроприводов, работающих при давлениях до 15 МПа, и имеет следующие характеристики:

- температура застывания не выше $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура вспышки не ниже $165\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- максимально допустимая температура (в объеме) – $80\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- плотность $886\text{--}896\text{ кг/м}^3$;
- вязкость при температуре $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\nu = 0,14 \cdot 10^{-4}\text{ м}^2/\text{с}$.

4. Выбор рабочего давления привода

Для РЖ с вязкостью при температуре $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\nu = 0,14 \cdot 10^{-4}\text{ м}^2/\text{с}$ рекомендуемое [2] давление в ОГП до 6,3 МПа. С учетом потерь в гидравлическом тракте предварительно принимаем рабочее давление гидропривода равным 5,8 МПа.

5. Определение размеров гидроцилиндра

Рабочая площадь поршня

$$S = \frac{F}{\rho_1 \cdot \eta_{\text{мц}} \cdot \eta_{\text{г}}} = \frac{7750}{5,8 \cdot 10^6 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 0,00153\text{ м}^2,$$

где $\eta_{\text{мц}} = 0,95$ – предварительно принятое значение механического КПД гидроцилиндра;

$\eta_{\text{г}} = 0,92$ – предварительно принятое значение гидравлического КПД для учета потерь давления в гидравлическом тракте ОГП.

Внутренний диаметр D гидроцилиндра при заданной схеме нагружения

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{S}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,00153}{3,14}} = 0,044\text{ м}.$$

Принимаем $D = 45\text{ мм}$.

Диаметр штока

$$\frac{d}{D} = 0,5 \Rightarrow d = 0,5D = 0,5 \cdot 0,042 = 0,021\text{ м}.$$

Принимаем $d = 25$ мм.

Выбираем стандартный гидроцилиндр с манжетными уплотнениями с параметрами $D = 45$ мм, $L = 400$ мм, объемным КПД $\eta_{\text{оц}} = 1$, механическим КПД $\eta_{\text{мц}} = 0,95$ [4].

Уточненная площадь поршня при $D = 45$ мм

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,045^2}{4} = 0,00159 \text{ м}^2.$$

Расчетное давление, которое должен создавать насос в поршневой полости:

$$\rho_{1,p} = \frac{4F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}} = \frac{4 \cdot 7750}{3,14 \cdot 0,045^2 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 5,58 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Расчетное давление $\rho_{1,p} = 5,58$ МПа не превышает принятое ранее $\rho_1 = 5,8$ МПа.

6. Определение потребной подачи насоса

Для определения потребной подачи насоса необходимо знать скорость выдвигания штока при рабочем ходе. Скорость v_1 определяется из системы уравнений

$$\begin{cases} v_1 = \frac{L}{t_1}, \\ v_2 = k_{\text{м}} v_1 = \frac{L}{t_2}, \\ t_1 + t_2 = \frac{60}{i}, \end{cases}$$

где $k_{\text{м}} = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)} = \frac{0,045^2}{(0,045^2 - 0,025^2)} = 1,45$ – коэффициент мультипликации;

t_1 и t_2 – продолжительность рабочего и обратного хода поршня соответственно, с.

Из решения системы уравнений:

скорость рабочего хода $v_1 = 0,113$ м/с;

скорость обратного хода $v_2 = 0,164$ м/с;

продолжительность рабочего хода $t_1 = 3,55$ с;

продолжительность обратного хода $t_2 = 2,45$ с.

Время цикла $t_1 + t_2 = 6$ с, что соответствует 10 циклам в минуту.

Потребная подача РЖ в поршневую полость гидроцилиндра

$$Q_n = \frac{v_1 \cdot S}{\eta_{\text{оц}}} = \frac{0,113 \cdot 1,59 \cdot 10^{-3}}{1} = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta_{\text{оц}} = 1$ – объемный КПД гидроцилиндра.

Предварительно потребная подача Q_1 насоса для обеспечения заданной скорости штока

$$Q_1 = \frac{Q_n}{\eta_{\text{ор}} \cdot \eta_{\text{о1}}} = \frac{0,18 \cdot 10^{-3}}{(0,97 \cdot 0,96)} = 0,193 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta_{\text{ор}} = 0,97$ – предварительно принятое значение объемного КПД гидроаппаратуры;

$\eta_{\text{о1}} = 0,96$ – предварительно принятое значение объемного КПД насоса.

7. Выбор типоразмеров гидроаппаратов и вспомогательных устройств.

Гидроаппараты и вспомогательные устройства выбираем из условия пропуска ими потребной подачи Q_1 без превышения расчетного давления $p_{1р}$.

Из справочника [3] выбираем клапан предохранительный Г-52-25 с рабочим давлением 2–20 МПа, максимальным расходом 20 л/мин. Утечки через клапан $\Delta Q_{\text{ут. клап}} = 0,03$ л/мин.

Рекомендуемая номинальная тонкость фильтрации для ОГП с рабочим давлением до 10 МПа $\delta < 80$ мкм. Выбираем пластинчатый фильтр С42-14 с рабочим давлением 6,3 МПа, пропускной способностью 0,534 дм³/с (32 л/мин). Перепад давления на фильтре $\Delta p_{\text{ф}} = 0,1$ МПа.

Выбираем реверсивный золотниковый гидрораспределитель со стыковым присоединением и электрическим управлением 64ПГ 73-12, у которого в нейтральном положении золотника напорная линия насоса соединена с линией слива. Номинальный расход $0,33 \text{ дм}^3/\text{с}$ (20 л/мин), номинальное давление 20 МПа, утечки при номинальном давлении $\Delta Q_{\text{ут.р}} = 120 \text{ см}^3/\text{мин}$. Потери давления в гидрораспределителе $\Delta p_p = 0,196 \text{ МПа}$ [4]

8. Определение потерь давления в гидравлическом тракте ОГП

Уточненная потребная подача насоса с учетом утечек в гидроаппаратах

$$Q_1 = Q_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{ут.к.лап}} + \Delta Q_{\text{ут.р}} = 0,18 \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 10^{-6} = 0,1855 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 11,13 \text{ л/мин.}$$

Согласно рекомендациям [2] назначаем скорости рабочей жидкости в трубопроводах:

- для всасывающего трубопровода $v_{\text{вс}} = 1,2 \text{ м/с}$;
- для нагнетательного трубопровода $v_{\text{нг}} = 4 \text{ м/с}$;
- для сливного трубопровода $v_{\text{сл}} = 2,5 \text{ м/с}$.

Определяем внутренний диаметр трубопровода круглого сечения по формуле

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q}{v\pi}}, \text{ м.}$$

Получим

$$d_{\text{вс}} = 2 \sqrt{\frac{0,1855 \cdot 10^{-3}}{1,2 \cdot 3,14}} = 0,014 \text{ м,}$$

$$d_{\text{сл}} = 2 \sqrt{\frac{0,1855 \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 3,14}} = 0,01 \text{ м,}$$

$$d_{\text{нг}} = 2 \sqrt{\frac{0,1855 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 3,14}} = 0,0077 \text{ м.}$$

Округляем до ближайшего стандартного значения и принимаем $d_{\text{вс}} = 14$ мм, $d_{\text{сл}} = 10$ мм и $d_{\text{нг}} = 8$ мм.

Уточняем действительные средние скорости РЖ в трубопроводах по формуле

$$v = \frac{4 Q_1}{\pi d^2}.$$

Уточненные значения скоростей РЖ:

- для всасывающего трубопровода $v_{\text{вс}} = 1,205$ м/с;
- для сливного трубопровода $v_{\text{сл}} = 2,36$ м/с;
- для нагнетательного трубопровода $v_{\text{нг}} = 3,69$ м/с.

Определяем значения числа Рейнольдса для трубопроводов по формуле

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}.$$

Получим

$$\text{Re}_{\text{вс}} = \frac{1,205 \cdot 0,014}{14 \cdot 10^{-6}} = 1205,$$

$$\text{Re}_{\text{сл}} = \frac{2,36 \cdot 0,01}{14 \cdot 10^{-6}} = 1686,$$

$$\text{Re}_{\text{нг}} = \frac{3,69 \cdot 0,008}{14 \cdot 10^{-6}} = 2108.$$

Так как для всех трубопроводов $\text{Re} < 2300$, то режим движения жидкости ламинарный.

Коэффициент гидравлического сопротивления трубопроводов λ для ламинарного режима течения РЖ вычисляется [2] по формуле

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

Для линии всасывания $\lambda_1 = \frac{75}{1205} = 0,062$

для линии нагнетания $\lambda_2 = \frac{75}{2108} = 0,035,$

для линии слива $\lambda_3 = \frac{75}{1686} = 0,044.$

Потери давления по длине трубопроводов определяем по формуле

$$\Delta\rho_T = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \text{ Па.}$$

Для линии всасывания

$$\Delta\rho_{T1} = 0,062 \frac{0,7}{0,014} \frac{896 \cdot 1,205^2}{2} = 2016 \text{ Па,}$$

для линии нагнетания

$$\Delta\rho_{T2} = 0,035 \frac{6,1}{0,008} \frac{896 \cdot 3,69^2}{2} = 162794 \text{ Па,}$$

для линии слива

$$\Delta\rho_{T3} = 0,044 \frac{6}{0,01} \frac{896 \cdot 2,36^2}{2} = 65873 \text{ Па.}$$

Потери давления на местных сопротивлениях

$$\Delta\rho_M = \xi \rho \frac{v^2}{2},$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициенты местных сопротивлений в соответствии с заданием: для крутого поворота $\xi_{\text{кр}} = 0,15$; для плавного поворота $\xi_{\text{пл}} = 0,12$; для сверленного угольника $\xi_{\text{ус}} = 2,4$. Кроме того, имеются местные

сопротивления: вход во всасывающий трубопровод ($\xi_{\text{вх}} = 0,5$), тройник на проход в месте присоединения предохранительного клапана к напорному трубопроводу ($\xi_{\text{тр}} = 0,6$) и выход из сливного трубопровода ($\xi_{\text{вых}} = 1$) [2].

$$\text{Тогда для линии всасывания } \Delta\rho_{\text{м1}} = 0,5 \cdot 896 \frac{1,205^2}{2} = 325 \text{ Па,}$$

для линии нагнетания

$$\Delta\rho_{\text{м2}} = (6 \cdot 0,15 + 2 \cdot 0,12 + 0,6) \cdot 896 \frac{3,69^2}{2} = 10614 \text{ Па,}$$

для линии слива

$$\Delta\rho_{\text{м3}} = (4 \cdot 2,4 + 2 \cdot 0,12 + 1) \cdot 896 \frac{2,36^2}{2} = 27047 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления в гидравлическом тракте ОГП

$$\Delta\rho = \sum \Delta\rho_{\text{тр}} + \sum \Delta\rho_{\text{м}} + \Delta\rho_{\text{р}} + \Delta\rho_{\text{ф}}.$$

$$\Delta\rho = 2016 + 162794 + 65873 + 325 + 10614 + 27047 + 196000 + 100000 = 564669 \text{ Па} = 0,565 \text{ МПа.}$$

Давление на входе в гидроцилиндр для обеспечения потребного усилия на штоке $F = 7,75 \text{ кН}$.

$$p_{\text{ц}} = \frac{F}{S \cdot \eta_{\text{мц}}} = \frac{7750}{0,00159 \cdot 0,95} = 4634227 \text{ Па} = 4,63 \text{ МПа.}$$

Действительное рабочее давление насоса

$$p_{1\text{д}} = p_{\text{ц}} + \Delta\rho = 4,63 + 0,565 = 5,195 \text{ МПа.}$$

Уточняем гидравлический КПД гидропередачи

$$\eta_{\text{г}} = 1 - \frac{\Delta\rho}{p_{1\text{д}}} = 1 - \frac{0,565}{5,195} = 0,89.$$

9. Выбор насоса, определение частоты вращения его вала

По известным уточненным значениям $p_{1д}$ и Q_1 выбираем насос пластинчатый Г 12-22 с параметрами: $p_{1ном} = 6,3$ МПа, $Q_{1ном} = 17,55$ л/мин = $0,00025$ м³/с, рабочий объем $V_{о1} = 12,5$ см³, общий КПД $\eta = 0,81$, объемный $\eta_{о1} = 0,94$, механический $\eta_m = 0,86$, номинальная частота вращения вала насоса $n_{ном} = 1500$ об/мин, минимальная $n_{мин} = 600$ об/мин [3].

Рабочее давление ОГП $p_{1д}$ составляет 82,5 % от $p_{1ном}$, что близко к рекомендуемому $p_{1д} = (0,90-0,94) p_{1ном}$, хотя насос несколько не нагружен по давлению [2].

Рабочая частота вращения вала насоса для обеспечения подачи Q_1

$$n_1 = \frac{Q_1}{V_{о1} \cdot \eta_{о1}} = \frac{0,1855 \cdot 10^{-3}}{12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,94} = 15,79 \text{ с}^{-1} = 947,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Условия $n_1 > n_{мин}$ и $n_1 < n_{ном}$ соблюдаются.

10. Мощность приводного двигателя, общий КПД гидропривода Полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром:

$$N_{ц} = \frac{F \cdot v_{д}}{1000} = \frac{7750 \cdot 0,113}{1000} = 0,876 \text{ кВт.}$$

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_1 = \frac{p_{1д} \cdot Q_1}{1000} = \frac{5,195 \cdot 10^6 \cdot 0,1855 \cdot 10^{-3}}{1000} = 0,963 \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезного действия объемной гидропередачи

$$\eta_{гп} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{0,876}{0,963} = 0,91.$$

Рабочая частота вращения вала насоса не совпадает с частотой вращения вала стандартных электродвигателей. Поэтому между электродвигателем и насосом будет установлен понижающий редуктор.

Мощность приводного двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_1}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{0,963}{0,97} = 0,993 \text{ кВт} \approx 1 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{пр}} = 0,97$ – КПД редуктора.

Общий коэффициент полезного действия гидропривода

$$\eta = \frac{N_2}{N_{\text{дв}}} = \frac{0,876}{0,993} = 0,88.$$

11. Тепловой расчет ОГП.

Определяем количество выделяемой в ОГП теплоты G с учетом режима работы привода:

$$G = N_1 \cdot k_n \cdot (1 - \eta_{\text{пр}}) = 0,963 \cdot 10^3 \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,91) = 69,3 \text{ Вт},$$

где $k_n = 0,8$ – коэффициент, учитывающий продолжительность работы привода под нагрузкой.

Принимаем установившуюся температуру РЖ равной рекомендуемой эксплуатационной температуре: $t_y = 60$ °С. Перепад температуры на стенке бака

$$\Delta t = t_y - t_b = 60 - 30 = 30 \text{ °С},$$

где $t_b = 30$ °С – верхнее значение температурного диапазона эксплуатации ОГП.

Достаточный для охлаждения РЖ полезный объем гидробака

$$V = \sqrt{\left(\frac{G}{a \cdot k_{\text{пр}} \Delta t}\right)^3} = \sqrt{\left(\frac{69,3}{0,060 \cdot 15 \cdot 30}\right)^3} = 4,11 \text{ дм}^3,$$

где $a = 0,065$ – эмпирический коэффициент;

$k_{\text{пр}} = 15$ – коэффициент теплопередачи через стенку бака от РЖ к окружающему воздуху, Вт/(м²·°С) [2].

Полезный объем РЖ в гидробаке не превышает установленного для стационарных установок объема, равного двум минутным подачам насоса $Q_{\text{мин}} = 11,13 \text{ дм}^3/\text{мин}$.

Полный геометрический объем гидробака из условия его наполнения на 0,8 высоты составляет $V_6 = 4,11/0,8 = 5,14 \text{ дм}^3$. Принимаем ближайшее стандартное значение объема гидробака $V_6 = 6,3 \text{ дм}^3$ [2].

Литература

1. Итинская, Н.И. Топливо, масла и технические жидкости: справочник / Н.И. Итинская, Н.А. Кузнецов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 304 с.
2. Петренко, С.М. Основы проектирования объемных гидроприводов горных машин / С.М. Петренко. – Минск: БНТУ, 2003. – 97 с.
3. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.И. Бейлин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1973. – 504 с.
4. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.

4. ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЭКЗАМЕНУ

1. Понятие привода, силовой передачи, силового потока. Классификация приводов по принципу передачи и преобразования силовых потоков.
2. Трансформатор крутящего момента. Типы ТКМ. Оценочные параметры и каноническая характеристика ТКМ.
3. Типовые механические характеристики производственных механизмов. Согласование характеристик приводного двигателя и производственного механизма.
4. Каноническая характеристика непрерывного автоматического ТКМ.
5. Механические характеристики приводных двигателей. Выбор приводного двигателя с учетом режима нагружения производственного механизма.
6. Явление циркуляции мощности в силовых передачах.
7. Зубчатые редукторы и коробки передач (назначение, классификация, область применения). Типовые схемы зубчатых коробок передач.
8. Эпициклические передачи (принцип действия, типовые схемы, область применения). Дифференциальные и планетарные передачи.
9. Внутреннее и обобщенное передаточное число планетарного механизма, их взаимосвязь.
10. Кинематический расчет трансмиссий с планетарными механизмами.
11. Планетарные коробки передач (принципы построения и управления). Закон разбивки передаточных чисел.
12. Учет динамических нагрузок на трансмиссию при разгоне-торможении.
13. Понятие гидравлической передачи, гидравлического привода. Тип гидравлических приводов. Функции рабочей жидкости в гидроприводах.
14. Устройство и принцип действия гидродинамической передачи (гидромуфта, гидротрансформатор).
15. Функциональная схема ОГП. Классификация ОГП. Достоинства и недостатки ОГП.
16. Требования к рабочей жидкости ОГП. Основные физические свойства РЖ.

17. Особые состояния РЖ (механическая смесь с воздухом, кавитация, облитерация).
18. Выбор РЖ по условиям эксплуатации ОГП. Сроки замены РЖ.
19. Соотношения между силовыми и кинематическими факторами насосов и гидродвигателей в ОГП.
20. КПД ОГП как произведение коэффициента трансформации моментов и передаточного отношения.
21. Шестеренные насосы (принцип действия, номинальные параметры, применение).
22. Пластинчатые насосы (принцип действия, номинальные параметры, применение).
23. Радиально-поршневые и аксиально-поршневые насосы (принцип действия, конструктивные схемы, номинальные параметры, применение).
24. Конструктивные схемы гидроцилиндров (ГЦ). Методика выбора размеров гидроцилиндра по заданным параметрам нагрузки.
25. Высокомоментные гидромоторы (конструкции, принципы работы, номинальные параметры, применение).
26. Низкомоментные гидромоторы (конструкции, принципы работы, номинальные параметры, применение).
27. Поворотные гидродвигатели (конструктивные схемы, номинальные параметры, применение).
28. Гидравлические распределители (принципы работы, конструктивные схемы, применение).
29. Предохранительные клапаны прямого и непрямого действия, переливные клапаны (конструктивные схемы, принцип работы, применение).
30. Редукционные клапаны прямого и непрямого действия (конструктивные схемы, принцип работы, применение).
31. Клапаны разности давления (конструктивные схемы, принцип работы, применение).
32. Обратные клапаны и гидрозамки (конструктивные схемы, принцип работы, применение).
33. Дроссели и регуляторы потока (назначение, конструктивные схемы, принцип работы).
34. Дроссельное регулирование скорости выходного звена ОГП с постоянным давлением в напорной линии.

35. Дроссельное регулирование скорости выходного звена ОГП с давлением в напорной линии, зависящим от нагрузки.
36. Объемное регулирование скорости выходного звена ОГП вращательного движения.
37. Синхронизация скорости выходных звеньев гидродвигателя.
38. Принципы построения золотниковых гидравлических усилителей мощности. Кинематическая, силовая и гидромеханическая обратная связь.
39. Гидроусилители типа «сопло–заслонка»
40. Гидроусилители со струйной трубкой.
41. Принципы организации и типовые схемы следящего гидропривода на базе гидравлических и электрогидравлических усилителей мощности.
42. Методика определения передаточных чисел трансмиссии выемочно-транспортующих машин графоаналитическим методом.
43. Методика выбора насоса и гидромотора по заданным значениям частоты вращения рабочего органа и момента сопротивления на нем.
44. Соотношение частоты вращения вала насоса с частотой вращения вала гидромотора и скоростью движения штока гидроцилиндра.
45. Определение давления на выходе из насоса по моменту сопротивления на валу гидромотора и усилию на штоке гидроцилиндра.
46. Расчет основных параметров гидроцилиндра. Мощность, развиваемая ГЦ, и его КПД.
47. Определение давления и подачи насоса по заданным усилию на штоке ГЦ и скорости выдвижения штока.
48. Определение размеров гидроцилиндра и выбор насоса по заданным значениям скорости выдвижения штока и усилия на нем.
49. Определение расхода через гидромотор и давления на входе в него по потребной частоте вращения его вала и моменту сопротивления на рабочем органе.
50. Определение потерь давления в гидролиниях и местных сопротивлениях.
51. Выбор рабочего давления и скорости движения РЖ в гидролиниях ОГП. Определение гидравлического КПД ОГП.
52. Определение мощности приводного двигателя насоса по заданным усилию на штоке гидроцилиндра и скорости выдвижения штока под нагрузкой.

53. Определение полной мощности и КПД ОГП по известным усилию на штоке гидроцилиндра и скорости выдвижения штока под нагрузкой.

54. Определение полной мощности и КПД ОГП по известным частоте вращения вала гидромотора и моменту сопротивления на его валу.

55. Последовательность определения рабочих параметров ОГП вращательного движения.

56. Последовательность определения рабочих параметров ОГП поступательного движения.

57. Последовательность теплового расчета ОГП.

58. Составить принципиальную гидравлическую схему, обеспечивающую синхронную скорость выдвижения штоков двух гидроцилиндров при разной нагрузке на них.

59. Составить принципиальную гидравлическую схему синхронного опускания штоков двух гидроцилиндров при разной нагрузке на них.

60. Составить принципиальную гидравлическую схему, обеспечивающую синхронное реверсивное движение штоков двух гидроцилиндров при разной нагрузке на них.

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Антонов, А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет / А.С. Антонов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1978. – 840 с.
2. Вулгаков, Э.В. Соосные зубчатые передачи: справочник / Э.В. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1987. – 256 с.: ил.
3. Чулков, Н.Н. Расчет приводов карьерных машин / Н.Н. Чулков, А.Н. Чулков. – М.: Недра, 1979. – 104 с.
4. Петров, В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 242 с.
5. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: учебное пособие для вузов / А.Ф. Андреев [и др.]; под ред. В.В. Гуськова. – Минск: Выш. шк., 1987. – 310 с.
6. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин / П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.
7. Маховиков, Б.С. Гидротурбинный привод горных машин / Б.С. Маховиков. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1985. – 208 с.
8. Маховиков, Б.С. Гидравлический и пневматический приводы: учебное пособие / Б.С. Маховиков, О.В. Кабанов. – СПб.: Санкт-петербургский государственный горный институт (технический университет), 2006. – 144 с.
9. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.И. Бейлин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1973. – 504 с.
10. Петренко, С.М. Основы проектирования объемных гидроприводов горных машин / С.М. Петренко. – Минск: БНТУ, 2003. – 97 с.
11. Юшкин, В.В. Основы расчета объемного гидропривода: учебное пособие для вузов / В.В. Юшкин. – Минск: Выш. шк., 1982. – 93 с.
12. Никитин, О.Ф. Объемные гидравлические и пневматические приводы / О.Ф. Никитин, К.М. Холин. – М.: Машиностроение, 1981. – 269 с.

Дополнительная

1. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков [и др.]; под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.: ил.
2. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
3. Шавель, В.В. Расчет гидропривода торфяных машин при курсовом и дипломном проектировании / В.В. Шавель. – Минск: БПИ, 1982. – 18 с.
4. Горбунов, В.Ф. Импульсный гидропривод горных машин / В.Ф. Горбунов, А.Г. Лазуткин, Л.С. Ушаков. – Новосибирск: Наука, 1986. – 198 с.
5. Обозначения условные графические элементов кинематики: ГОСТ 2.770–96.
6. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические: ГОСТ 2.780–96.
7. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные: ГОСТ 2.781–96.
8. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические: ГОСТ 2.782 –96.
9. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов: ГОСТ 2.784–96.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Образец оформления титульного листа

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА
по дисциплине
«Гидромеханический привод горных машин»

Выполнил студент группы 302816 ФГДЭ Сидоров П.И.

Проверил _____

Заключение по работе: _____

Минск 2009

СОДЕРЖАНИЕ

1.	ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ.	3
2.	ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ.	4
3.	КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.	9
3.1.	Общие требования и положения.	9
3.2.	Содержание контрольной работы.	9
3.3.	Порядок выбора вариантов заданий и исходных данных.	10
3.4.	Задания контрольной работы.	10
3.5.	Методические рекомендации по выполнению.	13
3.6.	Пример выполнения контрольной работы.	14
4.	ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЭКЗАМЕНУ.	26
	ЛИТЕРАТУРА.	30
	ПРИЛОЖЕНИЕ.	32

Учебное издание

ПЕТРЕНКО Станислав Михайлович

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД ГОРНЫХ МАШИН

Методическое пособие
для студентов специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование»
заочной формы обучения

Редактор Т.А. Подолякова
Компьютерная верстка Л.А. Адамович

Подписано в печать 07.12.2009.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 1,98. Уч.-изд. л. 1,54. Тираж 150. Заказ 779.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.
ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.
Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.