

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)

Б1.В.11 ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Направление подготовки (специальность) 03.05.02 Фундаментальная и прикладная физика

Профиль подготовки (специализация)

Форма обучения очная

Год набора 2024

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)

Программу составили
доцент, канд. техн. наук Конищева О.В.

1 Цели и задачи изучения дисциплины

1.1 Цель преподавания дисциплины:

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» (ДМиОК) призвана обеспечить формирование у студентов знаний о теории, методиках расчетов, а также основах конструирования деталей и узлов машин, с формированием навыков разработки и оформления конструкторской документации.

Дисциплина ДМиОК рассматривает большое количество классов и типов деталей и механизмов изучаемых конструкций (общемашиностроительного применения) при общности расчетов по основным определяющим критериям изучение которых преследует следующие цели:

1) закрепление и обобщение знаний, полученных студентами при изучении дисциплин математического и естественнонаучного цикла, предусмотренных учебным планом в соответствии с государственным образовательным стандартом;

2) предоставление знаний, необходимых для последующего освоения дисциплин вариативной части математического и естественнонаучного цикла, а также дисциплин базовой и вариативной частей профессионального цикла, предусмотренных учебным планом в соответствии с государственным образовательным стандартом;

3) формирование у студентов знаний, умений и навыков обеспечения основных стандартов, использования справочной литературы и вычислительной техники при изучении дисциплины ДМиОК, а также владение методами определения оптимальных параметров деталей и механизмов по их кинематическим и силовым характеристикам с учетом наиболее значимых критериев работоспособности, используемых при выполнении работ по созданию, монтажу, вводу в действие, техническому обслуживанию, эксплуатации, диагностике и ремонту технологических машин и оборудования.

1.2 Задачи изучения дисциплины:

Задачи изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» основываются на необходимости получения студентом знаний, умений и навыков в соответствии с требованиями ФГОС ВО на основе которых формируются соответствующие компетенции.

Изучение дисциплины преследует решение следующих задач:

1) ознакомление с общими принципами проектирования, построения моделей и алгоритмов расчетов изделий машиностроения по основным критериям работоспособности, что необходимо при оценке надежности действующего оборудования отрасли в условиях эксплуатации, а также в процессе его модернизации или создания нового;

2) обучение методам теоретического анализа конструкций, механизмов, узлов и деталей машин технологического оборудования по основным критериям работоспособности;

3) формирование навыков использования ЕСКД (единая система конструкторской документации) и стандартов, технической справочной литературы и современной вычислительной техники, а также способностей самостоятельного применения методов расчета работоспособных деталей, с учетом необходимых материалов и наиболее подходящих способов получения заготовок, и механизмов по заданным входным или выходным характеристикам

1.3 Перечень планируемых результатов обучения по дисциплине (модулю), соотнесенных с планируемыми результатами освоения образовательной программы высшего образования:

Код и наименование индикатора достижения компетенции	Запланированные результаты обучения по дисциплине
ПК-4 Способен определять области применения современных материалов, включая функциональные, и осуществлять инновационные проекты	
ПК-4.1 Анализирует технико-технологические решения, используемые в инновационных проектах на предмет реализуемости и эффективности	<p>Знать:</p> <ul style="list-style-type: none"> – общие принципы проектирования и конструирования, построения моделей и алгоритмов расчетов; – основные критерии работоспособности деталей машин и виды их отказов <p>Уметь:</p> <ul style="list-style-type: none"> – формировать расчетную схему модели относительно реальной конструкции; – формировать методы расчета модели по реальной конструкции; – формулировать необходимые критерии работоспособности деталей, узлов механизмов и механических систем соответствующих машин <p>Владеть:</p> <ul style="list-style-type: none"> – рациональными приемами поиска и использования научно-технической информации; – методами подготовки исходных данных для выбора и обоснования научно-технических и организационных решений на основе экономических решений; – методами расчета работоспособных деталей, с учетом необходимых материалов и наиболее подходящих способов получения заготовок, и по заданным входным или выходным характеристикам механизма
ПК-4.2 Определяет основные научно-технические решения инновационного проекта применения новых материалов	<p>Знать:</p> <ul style="list-style-type: none"> – свойства материалов для решения задач проектирования деталей и узлов машин; – основные типовые приемы обеспечения технологичности конструкций и применяемые материалы <p>Уметь:</p> <ul style="list-style-type: none"> – находить оптимальные решения при проектировании деталей и узлов машин, выбирая современные материалы, исходя из требований прочности, износостойкости, долговечности <p>Владеть:</p> <ul style="list-style-type: none"> – методами расчета и проектирования работоспособного механизма по заданным входным или выходным характеристикам; – методами определения оптимальных параметров деталей с учетом наиболее значимых критериев их работоспособности и выбора современных материалов, отвечающих требуемым критериям работоспособности.

Дисциплина реализуется без применения ЭО и ДОТ

2 Объем дисциплины (модуля)

Вид учебной работы	Всего, зачетных единиц (акад.час)	Семестр
		9
Общая трудоемкость дисциплины	3 (108)	3 (108)
Контактная работа с преподавателем:	2 (72)	2 (72)
занятия лекционного типа	1 (36)	1 (36)
практические занятия	1 (36)	1 (36)
Самостоятельная работа обучающихся	1 (36)	1 (36)
Вид промежуточной аттестации (Зачет)		Зачёт

3 Содержание дисциплины (модуля)

№ п/п	Вид работ	Темы занятия	Объем часов	Семестр /курс	Часы в эл. формате
Раздел 1. Соединения деталей машин					
1.	Лек	ВВЕДЕНИЕ В ДИСЦИПЛИНУ. Цель, задачи и основные разделы дисциплины. Классификация деталей машин. Требования, предъявляемые к деталям. Работоспособность детали. Методы оценки работоспособности: прочности, жесткости, износостойкости, долговечности, точности	2	9	
2.	Лек	КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ Разъемные соединения: Шпоночные, штифтовые и шлицевые соединения. Метод подбора, основные параметры. Резьбовые соединения. Типы резьбы и крепежных деталей. Расчет болтового соединения при действии силы затяжки и внешней нагрузки (силы и момента).	4	9	
3.	Лек	КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ НЕРАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ Неразъемные соединения: Сварные, заклепочные соединения. Соединения пайкой, склеиванием и запрессовкой. Типы соединительных швов. Основные параметры. Условия работоспособности.	2	9	
Раздел 2. Механические передачи и элементы приводов					
1.	Лек	ВИДЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ Классификация механических передач. Основные кинематические и силовые соотношения в передачах	4	9	
2.	Лек	ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ Достоинства, недостатки и применение. Виды разрушения зубчатых колес. Материалы зубчатых колес. Определение допускаемых напряжений.	4	9	
3.	Лек	ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ И КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. Цилиндрические передачи эвольвентного зацепления. Силы в зацеплении. Проектный и проверочный расчеты цилиндрической передачи. Особенности расчетов на прочность цилиндрической передачи. Геометрические параметры конических зубчатых колес. Силы в зацеплении. Расчет конических зубчатых колес на прочность.	4	9	
4.	Лек	ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ Достоинства и недостатки. Геометрические параметры червячных передач. Критерий работоспособности и расчета. Материалы. Определение допускаемых напряжений. Тепловой расчет. Определение КПД.	4	9	
5.	Лек	РЕМЕННЫЕ И ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ Ременные передачи. Достоинства, недостатки и область применения. Основные геометрические соотношения. Виды разрушения ремней. Долговечность. Натяжение ремня. Цепные передачи. Достоинства, недостатки и применение. Приводные цепи. Основные геометрические соотношения. Силы в ветвях. Расчет на износостойкость.	4	9	
6.	Лек	ВАЛЫ И ОПОРЫ Валы и оси. Материалы осей и валов. Проектный и проверочный расчет валов. Расчет на усталостную прочность. Подшипники скольжения. Конструкция, режимы трения. Достоинства, недостатки и применение. Виды разрушения, материалы. Подшипники качения. Достоинства, недостатки и применение. Виды разрушения, материалы. Классификация, маркировка, виды разрушения. Расчет на долговечность. Расчет на статическую грузоподъемность. Расчет на динамическую грузоподъемность	6	9	
7.	Лек	МУФТЫ Общие сведения. Классификация. Неуправляемые муфты. Управляемые муфты. Самоуправляемые муфты.	2	9	
8.	Пр	Решение заданий на тему «Конструкции и расчет разъемных соединений на прочность».	3	9	

9.	Пр	Решение заданий на тему «Конструкции и расчеты неразъемных соединений на прочность». Проверка выполненных самостоятельно заданий по теме «Конструкции и расчеты разъемных соединений на прочность». Выполнение тестовых заданий по теме «Разъемные соединения, расчет на прочность».	3	9	
10.	Пр	Проверка выполненных самостоятельно заданий по теме «Соединения деталей машин».	2	9	
11.	Пр	Решение заданий на тему «Проектирование цилиндрических зубчатых передач».	4	9	
12.	Пр	Решение заданий на тему «Проектирование конических зубчатых передач». Проверка выполненных самостоятельно заданий по теме «Проектирование цилиндрических зубчатых передач». Выполнение тестовых заданий по теме «Проектирование цилиндрических зубчатых передач»	4	9	
13.	Пр	Решение заданий на тему «Проектирование червячных передач». Проверка выполненных самостоятельно заданий по теме «Проектирование конических зубчатых передач». Выполнение тестовых заданий по теме «Проектирование конических зубчатых передач»	4	9	
14.	Пр	Решение заданий на тему «Проектирование цепных и ременных передач». Проверка выполненных самостоятельно заданий по теме «Проектирование червячных передач». Выполнение тестовых заданий по теме «Проектирование червячных передач».	6	9	
15.	Пр	Решение заданий на тему «Проектирование валов редуктора». Проверка выполненных самостоятельно заданий по теме «Проектирование цепных и ременных передач». Выполнение тестовых заданий по теме «Проектирование ременных передач».	4	9	
16.	Пр	Решение заданий на тему «Проектирование опор». Проверка выполненных самостоятельно заданий по теме «Проектирование валов редуктора». Выполнение тестовых заданий по теме «Проектирование валов редуктора».	6	9	
17.	Ср	Изучение теоретического курса (ТО)	27	9	
18.	Ср	Выполнение и подготовка к защите заданий (3)	9	9	
19.	Зачёт	Зачет		9	

4 Учебно-методическое обеспечение дисциплины

4.1 Печатные и электронные издания:

1. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин:учебник. - СПб.: Лань, 2013. - 416 с..

2. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]:. - Москва: Машиностроение, 2013. - 560 с. – Режим доступа: http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=63215 .

3. Чернилевский Д. В. Детали машин и основы конструирования:учебник. - Москва: Машиностроение, 2012. - 384 с.

4. Рошин Г. И., Самойлов Е. А., Алексеева Н. А., Джамай В. В., Михайлов Ю. Б., Серпичева Е. В., Тимофеев И. А., Рошин Г. И., Самойлов Е. А. Детали машин и основы конструирования:учебник для студентов вузов (бакалавриат). - Москва: Юрайт, 2012. - 415 с..

5. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин:учебник.; рекомендовано МО и науки РФ. - М.: Высшая школа, 2008. - 408 с..

6. Олофинская В. П. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования:Учебное пособие. - Москва: Издательство "ФОРУМ", 2016. - 72 с..

7. Брюховецкая Е. В., Синенко Е. Г., Конищева О. В., Сильченко Н. Н., Беляков Е. В. Прикладная механика:учеб. пособие. - Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. - 250 с..

8. Трошин С. И., Докшанин С. Г. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс]:учеб.-метод. пособие. - Красноярск: СФУ, 2012. - – Режим доступа: <http://lib3.sfu-kras.ru/ft/lib2/elib/u62/i-093871.pdf> .

9. Трошин С. И., Докшанин С. Г. Детали машин и основы конструирования. Смазка деталей машин и смазочные устройства [Электронный ресурс]:учеб.-метод. пособие [для студентов спец. 130602.65, 190205.65, 190603.65, 151000.62, 190600.62]. - Красноярск: СФУ, 2013. - – Режим доступа: <http://lib3.sfu-kras.ru/ft/lib2/elib/u62/i-625281.pdf> .

4.2 Лицензионное и свободно распространяемое программное обеспечение, в том числе отечественного производства (программное обеспечение, на которое университет имеет лицензию, а также свободно распространяемое программное обеспечение):

1. Microsoft Windows Professional 10 Russian. Операционная система Windows.

2. Microsoft Office Professional Plus 2010 Russian. Офисный пакет Microsoft Office.

3. Adobe Acrobat Reader DC . Программное обеспечение для просмотра и печати файлов PDF.

5 Фонд оценочных средств

Фонд оценочных средств является приложением к рабочей программе дисциплины (модуля), хранится на кафедре, обеспечивающей преподавание данной дисциплины (модуля).

6 Материально-техническая база, необходимая для осуществления образовательного процесса по дисциплине (модулю)

учебная аудитория для проведения лекционных, семинарских и практических занятий: Специализированная мебель, демонстрационное оборудование, АРМ преподавателя, подключение к сети «Интернет» и индивидуальный неограниченный доступ в ЭИОС университета

помещение для самостоятельной работы обучающихся: специализированная мебель, демонстрационное оборудование, АРМ преподавателя, АРМ обучающихся, подключение к сети «Интернет» и индивидуальный неограниченный доступ в ЭИОС университета

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ

По дисциплине (модулю)/ практике

Б1.В.11 Детали машин и основы конструирования

Направление подготовки/специальность

03.05.02 Фундаментальная и прикладная физика

Образовательная программа 03.05.02.30 Фундаментальная и прикладная физика

Красноярск 2025

1. Перечень компетенций с указанием индикаторов их достижения, соотнесенных с результатами обучения по дисциплине (модулю), практики и оценочными средствами

Семестр ¹	Код и содержание индикатора компетенции	Результаты обучения ²	Оценочные средства ³
ПК-4: Способен определять области применения современных материалов, включая функциональные, и осуществлять инновационные проекты			
9	ПК-4.1: Анализирует технико-технологические решения, используемые в инновационных проектах на предмет реализуемости и эффективности	Знать: – общие принципы проектирования и конструирования, построения моделей и алгоритмов расчетов; – основные критерии работоспособности деталей машин и виды их отказов	Тестовые задания; Индивидуальные задания (РГЗ); Вопросы к зачету
		Уметь: – формировать расчетную схему модели относительно реальной конструкции; – формировать методы расчета модели по реальной конструкции; – формулировать необходимые критерии работоспособности деталей, узлов механизмов и механических систем соответствующих машин	Тестовые задания; Индивидуальные задания (РГЗ); Вопросы к зачету
		Владеть: – рациональными приемами поиска и использования научно-технической информации; – методами подготовки исходных данных для выбора и обоснования научно-технических и организационных решений на основе экономических решений; – методами расчета работоспособных деталей, с учетом необходимых материалов и наиболее подходящих способов	Тестовые задания; Индивидуальные задания (РГЗ); Вопросы к зачету

¹ Семестры указываются по порядку, для каждого индикатора

² Указываются результаты обучения по дисциплине (модулю), практике, соотнесенные с индикатором достижения компетенции.

³ Указываются оценочные средства для каждого индикатора.

		получения заготовок, и по заданным входным или выходным характеристикам механизма	
9	ПК-4.2: Определяет основные научно-технические решения инновационного проекта применения новых материалов	Знать: – свойства материалов для решения задач проектирования деталей и узлов машин; – основные типовые приемы обеспечения технологичности конструкций и применяемые материалы	Тестовые задания; Индивидуальные задания (РГЗ); Вопросы к зачету
		Уметь: – находить оптимальные решения при проектировании деталей и узлов машин, выбирая современные материалы, исходя из требований прочности, износостойкости, долговечности	Тестовые задания; Индивидуальные задания (РГЗ); Вопросы к зачету
		Владеть: – методами расчета и проектирования работоспособного механизма по заданным входным или выходным характеристикам; – методами определения оптимальных параметров деталей с учетом наиболее значимых критериев их работоспособности и выбора современных материалов, отвечающих требуемым критериям работоспособности.	Тестовые задания; Индивидуальные задания (РГЗ); Вопросы к зачету

2. Типовые оценочные средства или иные материалы, с описанием шкал оценивания и методическими материалами, определяющими процедуру проведения и оценивания достижения результатов обучения

2.1 Перечень типовых вопросов для подготовки к зачету

1. Основные положения дисциплины “Детали машин и основы конструирования”;
2. Общая классификация деталей машин;
3. Модели нагружения деталей машин;
4. Выбор материалов для изготовления деталей машин;
5. Проектный и проверочный расчеты в рамках дисциплины “Детали машин и основы конструирования”;

6. Основные критерии работоспособности деталей и узлов машин:
 - Прочность; Усталость; Жесткость; Износостойкость;
 - Теплостойкость; Виброустойчивость; Надежность.
7. Правила обеспечения надежности деталей машин;
8. Принцип действия и классификация передач зацеплением;
9. Достоинства и недостатки передач зацеплением. Изготовление зубчатых колес;
10. Основы теории зубчатого зацепления. Понятие о корригированных зубчатых зацеплениях;
11. Виды разрушения зубьев. Материалы зубчатых колес;
12. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ и допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_F$;
13. Расчетная нагрузка при расчете передач зацеплением;
14. Общие сведения о цилиндрической прямозубой передаче;
15. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи;
16. Расчет на изгиб цилиндрических прямозубых передач;
17. Расчет на контактную прочность цилиндрических прямозубых передач;
18. Общие сведения о цилиндрической косозубой передаче;
19. Эквивалентное колесо (косозубая цилиндрическая передача);
20. Силы в зацеплении цилиндрической косозубой передачи;
21. Расчет на изгиб цилиндрических косозубых передач;
22. Расчет на контактную прочность цилиндрических косозубых передач;
23. Общие сведения о конической прямозубой передаче;
24. Силы в зацеплении конической прямозубой передаче;
25. Расчет на изгиб конической прямозубой передачи;
26. Расчет на контактную прочность конической прямозубой передачи;
27. Общие сведения о червячных передачах;
28. Классификация червячных передач;
29. Основные геометрические соотношения в червяке;
30. Основные геометрические размеры венца червячного колеса;
31. Скорость скольжения в червячной передаче;
32. Определение коэффициента полезного действия червячной передачи;
33. Силы в зацеплении червячной передачи;
34. Виды разрушения зубьев червячных колес;
35. Материалы червячной пары. Допускаемые напряжения;
36. Расчет на прочность червячных передач;
37. Тепловой расчет червячных передач;
38. Общие сведения о подшипниках скольжения;
39. Достоинства и недостатки подшипников скольжения;
40. Применение подшипников скольжения;
41. Конструкции подшипников скольжения;
42. Классификация подшипников скольжения
43. Материалы для изготовления подшипников скольжения;

44. Критерии работоспособности подшипников скольжения;
45. Расчет подшипников скольжения на отсутствие заедания;
46. Расчет подшипников скольжения при полужидкостном трении;
47. Расчет подшипников скольжения по жидкостному трению;
48. Общие сведения о подшипниках качения;
49. Достоинства и недостатки подшипников качения;
50. Классификация подшипников качения и их маркировка;
51. Основные типы подшипников качения;
52. Материалы подшипников качения;
53. Виды разрушения подшипников качения;
54. Критерии работоспособности подшипников качения;
55. Выбор типа подшипника;
56. Расчет подшипников качения на долговечность;
57. Расчет (подбор) подшипников качения на статическую грузоподъемность;
58. Классификация валов и осей;
59. Конструкции валов и осей;
60. Материалы и обработка валов и осей;
61. Критерии работоспособности и расчета валов и осей;
62. Расчет валов и осей на выносливость;
63. Расчет валов и осей на статическую прочность;
64. Расчет валов и осей на жесткость и колебания.

Методические рекомендации по проведению зачета:

Конечным результатом промежуточной аттестации по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» является зачет.

Допуском к зачету является выполнение и защита всех видов работ, предусмотренных рабочей программой дисциплины «Детали машин и основы конструирования».

Форма проведения зачета - устный опрос по билетам. В билет включаются два теоретических вопроса из разных разделов программы.

Критерии оценивания зачета:

В ходе проведения зачета выявляется уровень знаний студента и выставляется соответствующий критерий оценки работы по шкале, представленной в таблице 2.

Таблица 2 – Шкала оценивания студента на зачете

Оценка	Требования
«ЗАЧТЕНО»	Оценка «зачтено» выставляется студенту, если он твердо знает материал, грамотно и по существу излагает его, не допускает существенных неточностей в ответе на вопрос, правильно применяет теоретические положения при решении практических вопросов и задач, владеет необходимыми навыками и приемами их выполнения.
«НЕ ЗАЧТЕНО»	Оценка «не зачтено» выставляется студенту, который не знает значительной части программного материала, допускает

2.2 Перечень тестовых заданий

Раздел дисциплины «Введение» (пример)

Тестовое задание № 1

1. МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА, ОТНОСЯЩИЕСЯ К КАТЕГОРИИ ПЕРЕДАЧ:

- а) волновое
- б) ременное
- в) шпоночное
- г) клеммовое
- д) паянное

2. ТИПЫ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН, ОТНОСЯЩИЕСЯ К НЕРАЗЪЕМНЫМ:

- а) заклёпочное
- б) паяное
- в) клеммовое
- г) шлицевое

3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ СТАДИЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН:

- а) техническое задание
- б) эскизный проект
- в) технический проект
- г) разработка рабочей документации

4. СОСТАВНАЯ ЧАСТЬ МАШИНЫ, ИЗГОТОВЛЕННАЯ ИЗ ОДНОРОДНОГО МАТЕРИАЛА, БЕЗ ПРИМЕНЕНИЯ СБОРОЧНЫХ ОПЕРАЦИЙ НАЗЫВАЕТСЯ _____.

5. СООТВЕТСТВИЕ КРИТЕРИЕВ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЙ:

прочность

жесткость

износостойкость

- а) способность детали сопротивляться разрушению под действием приложенных к ней нагрузок
- б) способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой
- в) способность детали сопротивляться уменьшению размеров и массы с увеличением срока эксплуатации
- г) способность детали сохранять устойчивость под действием нагрузок

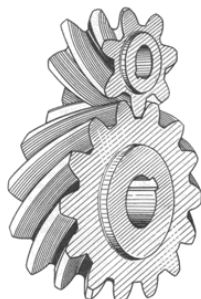
Раздел дисциплины «Механические передачи» (пример)
Тестовое задание № 1

1. ЭЛЕМЕНТ ПРИВОДА, ИСПОЛЬЗУЕМЫЙ ДЛЯ ПОНИЖЕНИЯ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА – ...

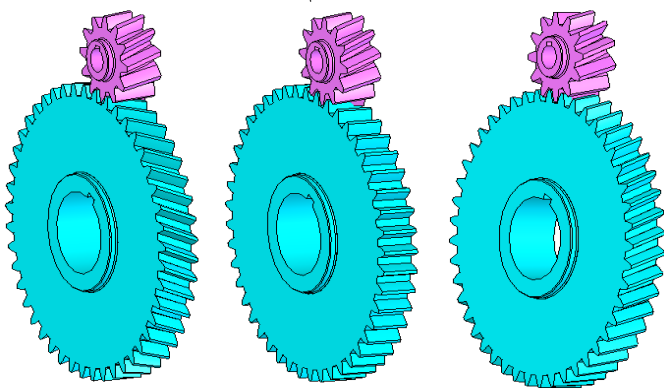
- а) редуктор
- б) кривошип
- в) мультипликатор
- г) муфта

2. ТИП ПЕРЕДАЧИ – ...

- а) цилиндрическая
- б) шевронная
- в) волновая
- г) коническая



3. ПРАВИЛЬНОЕ РАСПОЛОЖЕНИЕ КОЛЕС ПРИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ КОСОЗУБОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ...

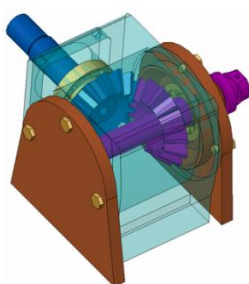


а)

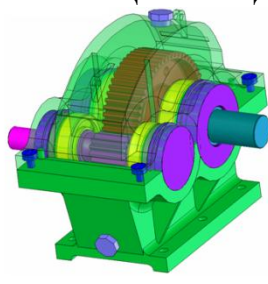
б)

в)

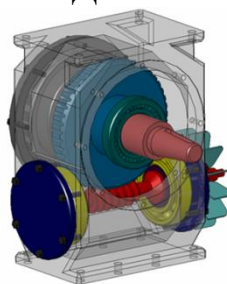
4. СООТВЕТСТВИЕ ОБЩИХ ВИДОВ РЕДУКТОРОВ И ИХ НАИМЕНОВАНИЙ:



1)



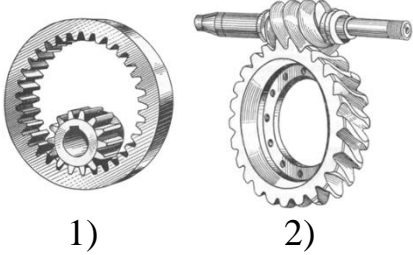
2)



3)

- а) конический
- б) цилиндрический
- в) червячный
- г) планетарный
- д) волновой

5. СООТВЕТСТВИЕ ОБЩИХ ВИДОВ ПЕРЕДАЧ И ИХ НАИМЕНОВАНИЙ:



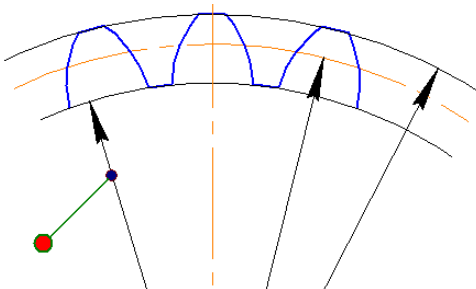
- а) цилиндрическая
- б) червячная
- в) шевронная
- г) коническая

Раздел дисциплины «Зубчатые передачи» (пример)
Тестовое задание № 1

1. ДОСТОИНСТВА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ:

- а) небольшая нагрузка на валы
- б) возможность применения в широком диапазоне мощностей
- в) низкие требования к точности монтажа
- г) невозможность поломки при резком изменении крутящего момента

2. НАИМЕНОВАНИЕ ДИАМЕТРА ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – ...



- а) впадин
- б) делительный
- в) вершин
- г) срединный

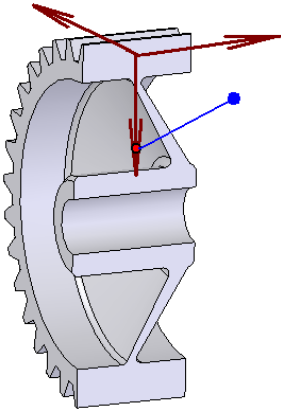
3. ФОРМУЛА ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ, ПЕРЕДАВАЕМОЙ ВЕДУЩИМ ВАЛОМ РЕДУКТОРА P_1 ПРИ ИЗВЕСТНОЙ МОЩНОСТИ НА ВЕДОМОМ ВАЛУ P_2 – ...

(η – КПД РЕДУКТОРА)

- а) $P_1 = \frac{P_2}{\eta}$
- б) $P_1 = P_2 \cdot \eta$
- в) $P_1 = \frac{\eta}{P_2}$

$$\text{г) } P_1 = \frac{1}{\eta \cdot P_2}$$

4. НАИМЕНОВАНИЕ ВЫДЕЛЕННОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ В КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ _____.



5. ОСНОВНОЙ МЕТОД РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ – ЭТО МЕТОД РАСЧЕТА ПО ...

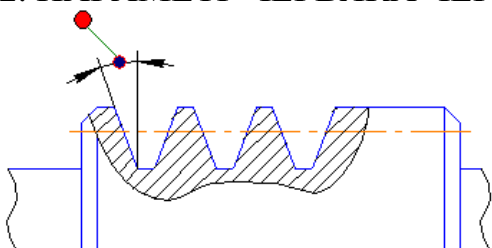
- а) допускаемым напряжениям
- б) коэффициенту запаса прочности
- в) вероятности безотказной работы
- г) интенсивности отказов

Раздел дисциплины «Червячные передачи» (пример)
Тестовое задание № 1

1. НЕДОСТАТКИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ:

- а) низкий КПД
- б) необходимость применения дорогих антифрикционных материалов
- в) передача малого передаточного отношения
- г) отсутствие плавности в работе

2. ПАРАМЕТР ЧЕРВЯКА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ – ...



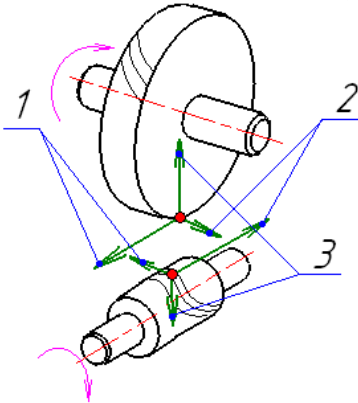
- а) угол профиля витка
- б) угол подъема линии витка

- в) угловой модуль зацепления
- г) угол делительного конуса

3. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА НАГРЕВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА, ЭТО:

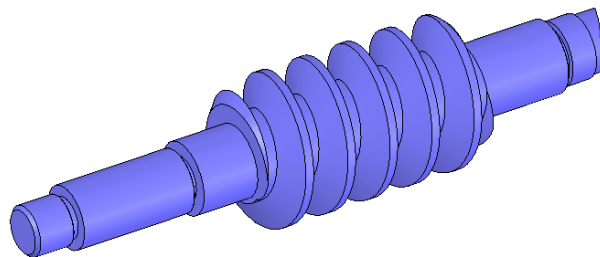
- а) передаваемая мощность
- б) способ смазки
- в) передаточное число
- г) межосевое расстояние

4. ЦИФРА, КОТОРОЙ ОБОЗНАЧЕНЫ РАДИАЛЬНЫЕ УСИЛИЯ КОЛЕС ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ _____.



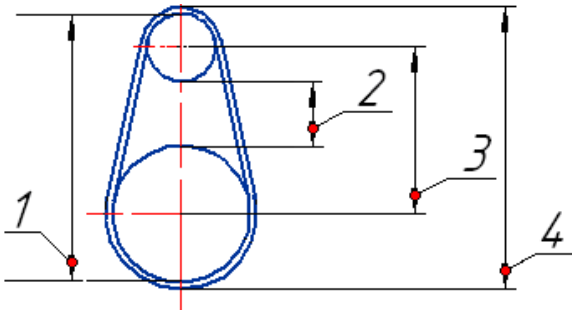
5. ЧИСЛО ЗАХОДОВ ЭТОГО ЧЕРВЯКА z_1 РАВНО ...

- д) $z_1 = 1$
- е) $z_1 = 6$
- ж) $z_1 = 5$
- з) $z_1 = 2$



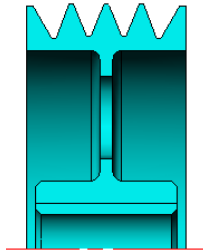
Раздел дисциплины «Ременные передачи» (пример)
Тестовое задание № 1

1. ЦИФРА, ОБОЗНАЧАЮЩАЯ МЕЖСОСЕДНЕЕ РАССТОЯНИЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ, – _____.



2. ТИП РЕМНЯ, ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩЕГО С ОБОДОМ ШКИВА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ – ...

- а) поликлиновый
- б) шарообразный
- в) плоский
- г) круглый
- д) зубчатый



3. ОСНОВНОЙ КРИТЕРИЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ТРЕНИЕМ – ЭТО ...

- а) тяговая способность
- б) долговечность
- в) коэффициент полезного действия
- г) коэффициент эксплуатации

4. ПЕРЕДАВАЕМЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ С УВЕЛИЧЕНИЕМ СИЛ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЕЙ ...

- а) увеличивается
- б) не изменяется
- в) уменьшается

5. ТИП РЕМНЯ, ПРИ КОТОРОМ УСИЛИЕ ОТ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ, ДЕЙСТВУЮЩЕЕ НА ВЕДУЩИЙ ШКИВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ОДИНАКОВОЙ МОЩНОСТИ, БУДЕТ НАИМЕНЬШИМ – ...

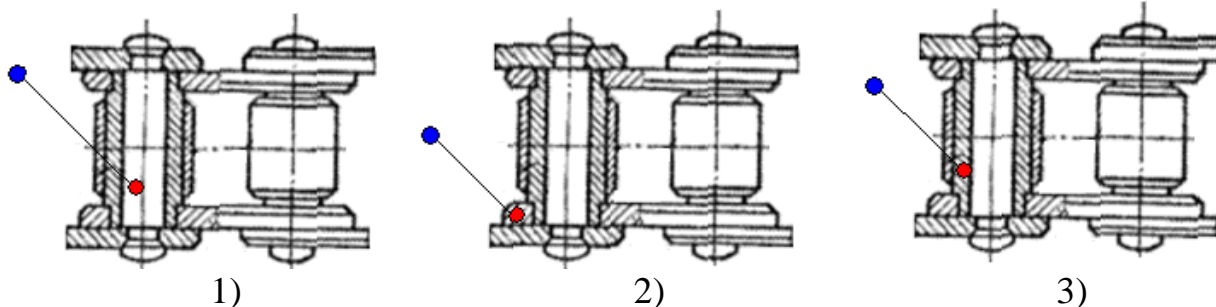
- а) зубчатый
- б) плоский
- в) клиновый
- г) поликлиновый

Раздел дисциплины «Цепные передачи» (пример)
Тестовое задание № 1

1. ОСНОВНОЙ ПАРАМЕТР ПРИВОДНОЙ ЦЕПИ – ...

- а) шаг
- б) длина ролика
- в) площадь опорной поверхности шарнира
- г) диаметр валика
- д) диаметр ролика

2. СООТВЕТСТВИЕ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ ПРИВОДНОЙ ЦЕПИ И ИХ НАИМЕНОВАНИЙ:



- а) валик
- б) пластина внутренняя
- в) втулка
- г) пластина внешняя
- д) ролик

3. ЭЛЕМЕНТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ _____.



4. РЕКОМЕНДУЕМАЯ МАКСИМАЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С УВЕЛИЧЕНИЕМ ВЫБИРАЕМОГО ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ШАГА ЦЕПИ ...

- а) уменьшается
- б) увеличивается
- в) не изменяется

5. ШАГ ЗВЕНЬЕВ ЦЕПИ ИЗ ПРЕДЛАГАЕМОГО РАЗМЕРНОГО РЯДА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ НАИЛУЧШУЮ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ТРЕБУЕМОЙ НАГРУЗКОЙ, ЭТО ШАГ ...

- г) наименьший
- д) наибольший
- е) средний из ряда

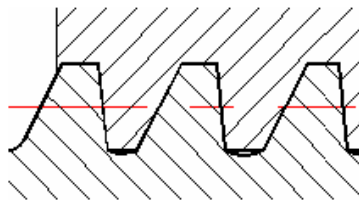
Раздел дисциплины «Соединения» (пример)
Тестовое задание № 1

1. ТИП СОЕДИНЕНИЯ, КОТОРОЕ ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ НЕПОСРЕДСТВЕННО С ПОМОЩЬЮ РЕЗЬБЫ ...

- а) болтовое
- б) шпоночное
- в) сварное
- г) штифтовое
- д) заклепочное

2. НАИМЕНОВАНИЕ РЕЗЬБЫ – ...

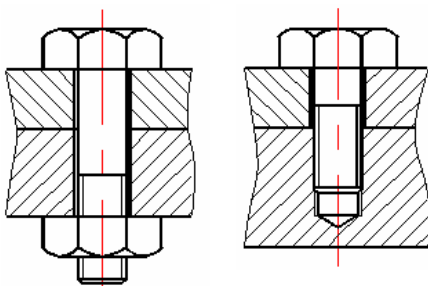
- а) упорная
- б) прямоугольная
- в) наклонная
- г) треугольная
- д) трапецеидальная



3. ДЕТАЛИ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ:

- а) болт
- б) винт
- в) шпилька
- г) шпонка
- д) штифт

4. СООТВЕТСТВИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ИХ НАЗВАНИЙ:

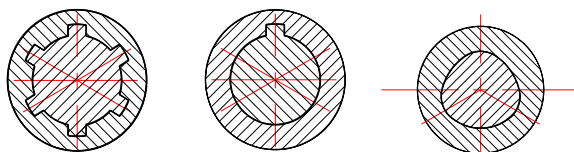


1)

2)

- а) болтовое
- б) винтовое
- в) шпилечное

5. СООТВЕТСТВИЕ РИСУНКОВ И НАЗВАНИЙ СОЕДИНЕНИЙ:



1)

2)

3)

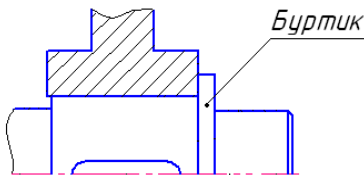
- а) шлицевое
- б) шпоночное
- в) профильное
- г) сферическое
- д) клеммовое

Раздел дисциплины «Валы и оси» (пример)
Тестовое задание № 1

1. ОСНОВНЫЕ ФУНКЦИИ ВАЛА:

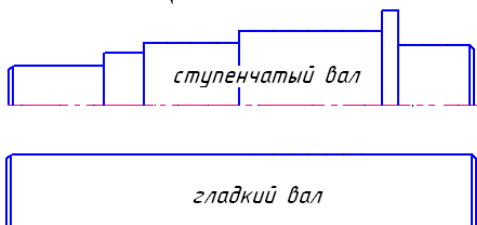
- а) фиксация вращающихся изделий
- б) передача крутящих моментов
- в) демпфирование динамических нагрузок
- г) передача поступательного движения

2. НАЗНАЧЕНИЕ БУРТИКА НА ВАЛУ – ...



- а) фиксация деталей, установленных на валу, в осевом направлении
- б) фиксация деталей, установленных на валу, в радиальном направлении
- в) передача крутящего момента с колеса на вал
- г) демпфирование колебаний вала

3. ФУНКЦИИ СТУПЕНЕЙ НА ВАЛАХ:

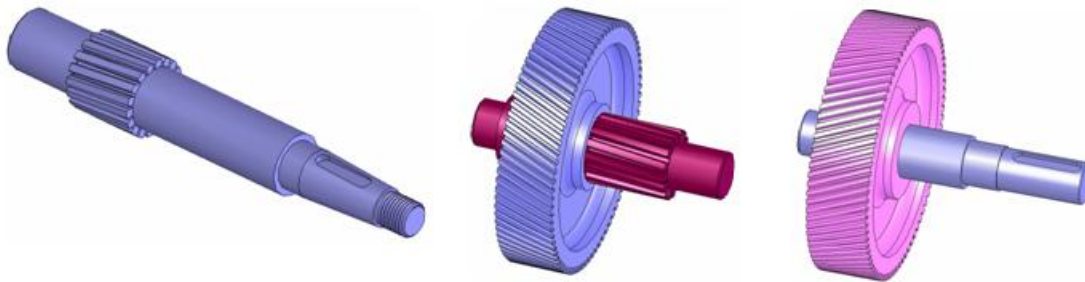


- а) фиксация деталей в осевом направлении
- б) приближение к равнопрочности вала по изгибу в осевом направлении
- в) обеспечение удобства осевой сборки
- г) увеличение крутильной жесткости вала

4. ПРИЗНАКИ, ПРИСУЩИЕ ВАЛУ, НО НЕ ПРИСУЩИЕ ОСИ:

- а) передача крутящего момента
- б) отсутствие изгибающих моментов в сечениях
- в) наличие вращения
- г) возможность установки на элементе зубчатых колес

5. СООТВЕТСТВИЕ ВАЛОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА, ВЫПОЛНЕННОГО ПО РАЗВЕРНУТОЙ СХЕМЕ, И ИХ НАИМЕНОВАНИЙ:



1)

2)

3)

а) входной б) промежуточный в) выходной г) раздвоенный д) соосный

Раздел дисциплины «Подшипники» (пример)

Тестовое задание № 1

1. ОТЛИЧИТЕЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ЛЕГКОЙ СЕРИИ ПО СРАВНЕНИЮ С ПОДШИПНИКАМИ СРЕДНЕЙ СЕРИИ, ПРИ РАВНЫХ ПОСАДОЧНЫХ ДИАМЕТРАХ, – ЭТО МЕНЬШИЕ:

- а) радиальные габариты
- б) осевые габариты
- в) грузоподъемность
- г) температура нагрева
- д) предельно допустимая частота вращения

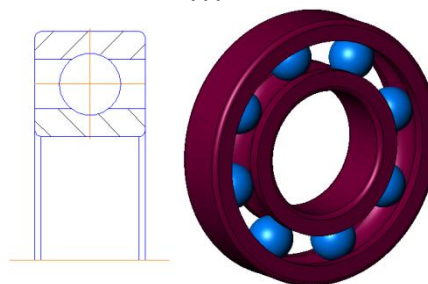
2. ФУНКЦИИ СЕПАРАТОРА, В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ:



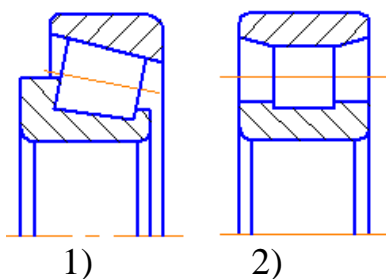
- а) исключение трения между телами качения
- б) равномерное распределение тел качения по окружности
- в) снижение осевых нагрузок
- г) предотвращение абразивного износа
- д) восприятие радиальных нагрузок

3. ТИП ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ – ...

- а) радиальный
- б) упорный
- в) сферический
- г) упорный двойной



4. СООТВЕТСТВИЕ РИСУНКОВ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ ВИДОВ:



- а) радиально-упорный
- б) радиальный без бортов на наружном кольце
- в) радиальный с тремя бортами
- г) радиальный без бортов на внутреннем кольце

5. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ПО КОТОРЫМ ПРОИЗВОДИТСЯ ПОДБОР ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ:

- а) динамическая грузоподъемность
- б) частота вращения
- в) тип смазочного материала
- г) тип сепаратора

Методические рекомендации по проведению тестирования:

Тесты представляют собой стандартизированные задания, позволяющие автоматизировать процедуру измерения уровня знаний и умений обучающегося по теоретической части курса.

Тестовые задания используются для текущего контроля усвоения теоретического материала.

Критерии оценки тестирования:

Оценка	Требования
«Отлично»	Оценка «отлично» выставляется студенту, если дано пять правильных ответов на вопросы теста
«Хорошо»	Оценка «хорошо» выставляется студенту, если дано четыре правильных ответов на вопросы теста
«Удовлетворительно»	Оценка «удовлетворительно» выставляется студенту, если дано три правильных ответов на вопросы теста
«Неудовлетворительно»	Оценка «неудовлетворительно» выставляется студенту, если дано 0 - 2 правильных ответов на вопросы теста

2.3 Перечень индивидуальных заданий для текущего контроля

2.3.1. Темы РГЗ и перечень вопросов, выносимых на защиту РГЗ

Таблица 3

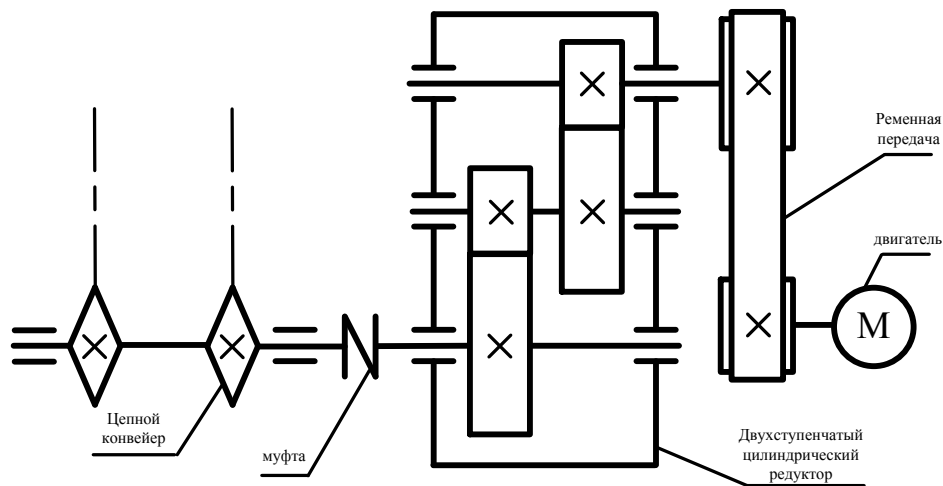
№РГЗ	Темы РГЗ	Вопросы, выносимые на защиту РГЗ
1	«Выбор двигателя. Кинематический расчет привода»	1. Типы электродвигателей. 2. Определение требуемой мощности двигателя. 3. Рекомендуемые величины КПД различных передач. 4. Принципы разбиения передаточного

		отношения. 5. Рекомендуемые передаточные отношения.
2	«Расчет передач, входящих в привод. Схема сил в зацеплении»	<ol style="list-style-type: none"> 1. Критерии работоспособности деталей машин. 2. Технологические и конструктивные мероприятия по увеличению прочности деталей машин входящих в привод. 3. Конструкционные материалы применяемые для изготовления деталей и узлов машин и их основные характеристики. 4. Общие сведения о зубчатых передачах. Классификация. Достоинства и недостатки. 5. Способы нарезания зубьев. 6. Критерии работоспособности передач. 7. Виды и причины повреждения зубьев. 8. Схемы сил в зацеплении различных типов зубчатых передач. 9. Основной расчет для закрытых зубчатых передач. 10. Факторы, влияющие на контактную выносливость зубьев зубчатых передач. 11. Основной расчет для открытых зубчатых передач. 12. Мероприятия по увеличению контактной выносливости зубьев. 13. Факторы, влияющие на изгибную выносливость зубьев колес. 14. Мероприятия по увеличению изгибной выносливости. 15. Достоинства и недостатки ременных передач. 16. Основные геометрические параметры ременных передач. 17. Основные расчеты ременной передачи 18. Достоинства и недостатки цепных передач. 19. Основные геометрические параметры цепных передач. 20. Основные расчеты цепной передачи
3	«Эскизная компоновка привода. Расчет валов. Подбор подшипников»	<ol style="list-style-type: none"> 1. В чем состоит отличие вала от оси? 2. Перечислите основные виды валов по назначению. 3. Какие валы бывают по форме поперечного сечения? 4. Назовите основные конструктивные элементы валов и осей. 5. Основные критерии работоспособности валов. 6. Последовательность расчета вала на статическую прочность. 7. Последовательность расчета вала по

		<p>переменным напряжениям.</p> <p>8. Мероприятия по повышению прочности валов.</p> <p>9. Из каких деталей состоят подшипники качения, какие функции они выполняют?</p> <p>10. По каким критериям классифицируют подшипники качения?</p> <p>11. Как обозначают подшипники качения?</p> <p>12. Какие преимущества имеют шариковые подшипники качения в сравнении с роликовыми подшипниками?</p> <p>13. Какие материалы используют для изготовления подшипников качения?</p> <p>14. Какие виды разрушений наблюдаются у подшипников качения? Назовите их причины.</p> <p>15. Каковы основные критерии работоспособности подшипников качения?</p> <p>16. Последовательность расчета подшипников качения на долговечность.</p>
--	--	---

2.3.2. Типовые задания на РГЗ №1, РГЗ №2, РГЗ №3

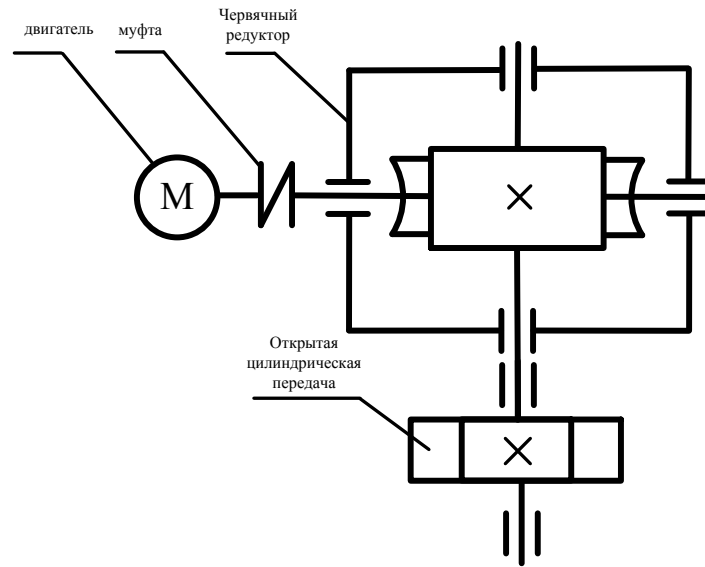
ЗАДАНИЕ № 1



Данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{ВЫХ}}$, кВт	2,0	2,5	3,0	7,0	6,0	5,0	4,0	7,5	3,5	4,5
$n_{\text{ВЫХ}}$, об/мин	20	25	40	30	35	40	30	25	20	35

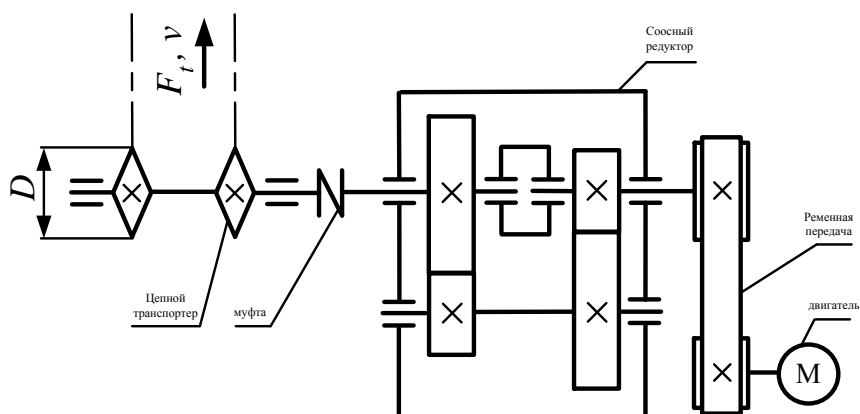
Ременная передача	клиноременная	плоскоремная	клиноременная
Быстроходная передача	прямозубая	косозубая	прямозубая
Тихоходная передача	косозубая	косозубая	прямозубая

ЗАДАНИЕ № 2



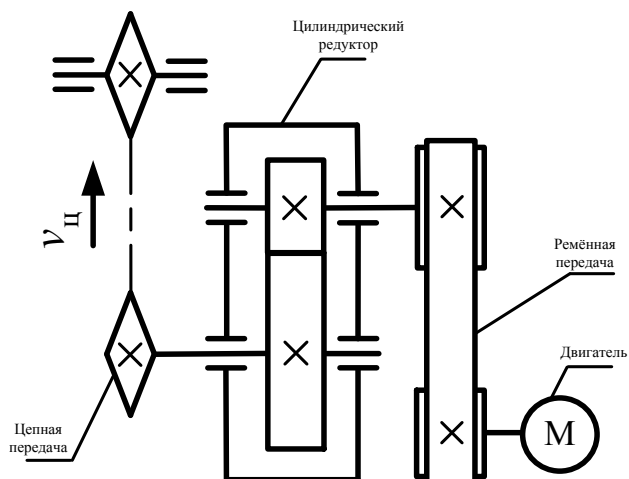
Данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$, кВт	3,0	4,0	5,0	2,5	5,5	3,5	6,5	7,0	6,0	3,0
$n_{\text{вых}}$, об/мин	40	25	30	40	35	35	45	25	55	50
Открытая пара	прямозубая			косозубая			прямозубая			
Червячная передача	Архимедов червяк						конволютный червяк			

ЗАДАНИЕ № 3



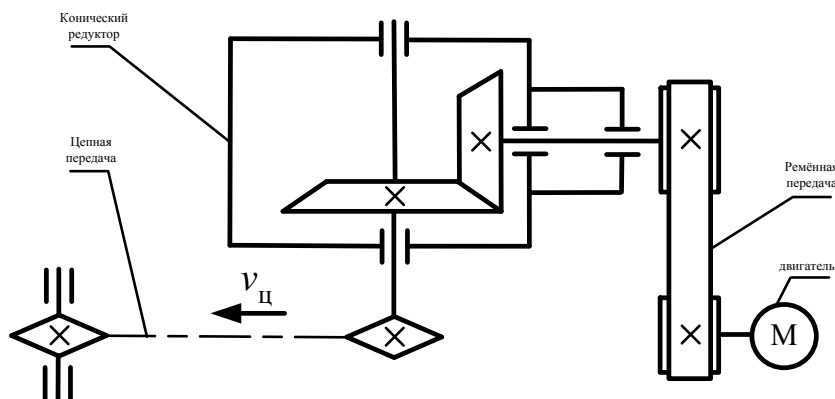
Данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	4,0	2,5	3,5	4,5	5,0	3,0	4,0	6,0	2,0	3,0
V , м/с	1,2	1,0	2,0	1,0	0,8	0,9	1,2	1,0	0,8	1,5
D , мм	350	300	250	400	300	250	200	350	300	250
Ременная передача	клиноременная			плоскоремennая				клиноременная		
Цилиндрическая передача 1	прямозубая				косозубая			прямозубая		
Цилиндрическая передача 2	косозубая			прямозубая			косозубая			

ЗАДАНИЕ № 4



Данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$, КВт	2,5	3,0	7,0	6,0	5,0	4,0	6,5	5,5	1,5	2,0
$n_{\text{вых}}$, об/мин	20	25	40	30	35	45	35	40	30	25
Ременная передача	клиноременная		плоско-ременная		клино-ременная		плоско-ременная			
Цилиндрическая передача	Прямозубая				косозубая					

ЗАДАНИЕ № 5



Данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$, кВт	2,0	2,5	3,0	7,0	6,0	5,0	4,5	7,5	6,5	1,5
$n_{\text{вых}}$, об/мин	35	20	25	40	30	35	40	30	25	40
Ременная передача	Клиноременная					плоскоремennая				
Коническая передача	прямозубая									

2.3.3. Пример выполнения РГЗ №1 «Выбор двигателя. Кинематический расчет привода»

1. Выбор электродвигателя

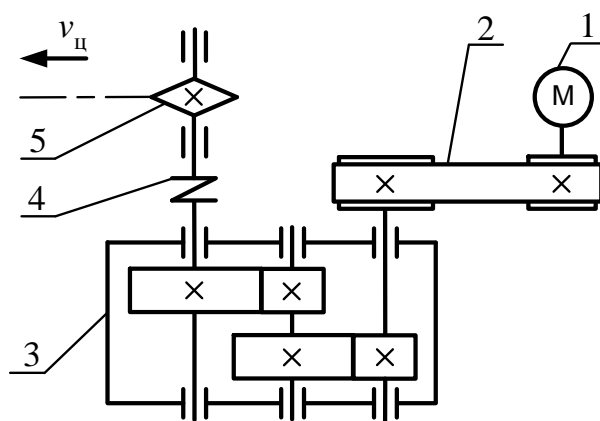


Рис. 27. Кинематическая схема привода

Дано: $P_{\text{ВЫХ}} = 3,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{ВЫХ}} = 65 \text{ об/мин}$.

1.1. Определяем требуемую мощность двигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода, определяется по формуле

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{под}}^3, \quad (2)$$

где $\eta_1 = 0,95$ – КПД ременной передачи, $\eta_2 = 0,97$ – КПД закрытой цилиндрической передачи, $\eta_3 = 0,97$ – КПД закрытой цилиндрической передачи

$$\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,86,$$

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3,5}{0,86} = 4,07 \text{ кВт}.$$

1.2. Выбор электродвигателя. Прежде чем выбрать двигатель по найденной мощности $P_{\text{тр}}$, необходимо определить требуемое число оборотов двигателя $n_{\text{дв,тр}}$ для данного привода. Для этого вычислим общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = i_1 \cdot i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ВЫХ}}}, \quad (3)$$

$$i_{\text{ред}} = i_{\text{б}} \cdot i_{\text{т}}, \quad (4)$$

где $i_1 = 3$ – передаточное отношение ременной передачи; $i_{\text{ред}} = 16$ – передаточное отношение редуктора.

Первоначально примем величины передаточных отношений из рекомендованных: $i_1 = 3$; $i_{\text{ред}} = 16$.

Разбиваем передаточное отношение редуктора по ступеням в соответствии с рекомендациями [1]

$$i_{\text{б}} = \frac{i_{\text{ред}}}{i_{\text{т}}} = 4,55; \quad i_{\text{т}} = 0,88 \cdot \sqrt{i_{\text{ред}}} = 3,52,$$

$$i_{\text{общ}} = 3 \cdot 4,55 \cdot 3,52 = 48,05.$$

Из формулы (3) определим

$$n_{\text{дв,тр}} = i_{\text{общ}} \cdot n_{\text{ВЫХ}} = 65 \cdot 48,05 = 3123,35 \text{ об/мин}.$$

Принимаем двигатель 100S2 $P_{\text{дв}} = 4 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 3000/2850 \text{ об/мин}$ [1].

Теперь уточняем передаточное отношение привода с соответствующим числом оборотов двигателя $n_{\text{ДВ}} = 2850$ об/мин:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{2850}{65} = 43,8.$$

Пересчитываем передаточное отношение ременной передачи:

$$i_1 = \frac{43,8}{16} = 2,7.$$

Окончательно, $i_1 = 2,7$; $i_6 = 4,55$; $i_T = 3,52$.

2. Кинематический расчет привода

2.1. Определяем мощность на каждом валу

$$P_1 = P_{\text{тр}} = 4,07 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{под}} = 4,07 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,82 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{под}} = 3,82 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,66 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{под}} = 3,66 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,514 \text{ кВт}.$$

2.2. Определяем обороты каждого вала

$$n_1 = n_{\text{ДВ}} = 2850 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{2850}{2,7} = 1043,95 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{1043,95}{4,55} = 229,43 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_3} = \frac{229,43}{3,52} = 65,18 \text{ об/мин} = n_{\text{ВЫХ}}.$$

2.3. Определяем угловую скорость каждого вала

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = 298,3 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = 109,26 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = 24 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = 6,82 \text{ с}^{-1}.$$

2.4. Определяем моменты на валах

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4,07 \cdot 10^3}{298,3} = 13,6 \text{ Нм};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3,82 \cdot 10^3}{109,26} = 35 \text{ Нм};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{3,66 \cdot 10^3}{24} = 152,4 \text{ Нм};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{3,5 \cdot 10^3}{6,82} = 515,2 \text{ Нм}.$$

Проверка $\frac{T_4}{\eta_{\text{общ}} \cdot i_{\text{общ}}} = \frac{515,2}{0,86 \cdot 43,8} = 13,67 \approx T_1.$

2.3.4. Пример выполнения РГЗ №2

«Расчет передач, входящих в привод. Схема сил в зацеплении»

1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений для зубчатых колес

1.2. Твердость материала шестерни должна быть на 20–30 единиц выше твердости колеса $HB_1 = HB_2 + (20 \div 30).$

Принимаем материал – сталь 40Х.

Шестерня: $D_{\text{заг}} = 120 \div 160 \text{ мм}; HB_1 = 260$; улучшение.

Колесо: $D_{\text{заг}} > 160 \text{ мм}; HB_2 = 240$; улучшение.

1.3. Пределы выносливости по контактным напряжениям вычисляются по формулам (табл. 3)

$$\sigma_{H0_1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H0_2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа}.$$

1.4. Вычисляем допускаемые контактные напряжения по формулам

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{H0_1} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{590 \cdot 1}{1,1} = 536,36 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{H0_2} \cdot K_{HL}}{S_{HL}} = \frac{550 \cdot 1}{1,1} = 500 \text{ МПа}.$$

Расчет косоугольных передач ведут по осредненному значению $[\sigma]_H$, которое вычисляется по формуле

$$[\sigma]_H = 0,45(536,36 + 500) = 466,4 < 1,23[\sigma]_{H_2}.$$

1.5. Пределы выносливости по изгибным напряжениям вычисляются по формулам

$$\sigma_{F0_1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F0_2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}.$$

1.6. Вычисляем допускаемые изгибные напряжения по формулам

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{F0_1} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{468 \cdot 1}{2} = 234 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{F0_2} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{432 \cdot 1}{2} = 216 \text{ МПа}.$$

2. Проектный и проверочный расчеты закрытой цилиндрической косоугольной передачи. Быстроходная ступень

Дано: $i_g = 4,55$; $P_1 = 3,82 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 109,26 \text{ с}^{-1}$; $T_1 = 35 \text{ Нм}$;

$[\sigma]_H = 466,4 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{F_1} = 234 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{F_2} = 216 \text{ МПа}$.

2.1. При несимметричном расположении шестерни относительно опор и постоянной нагрузке принимаем коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру $\psi_{bd} = 1,2$.

Вычислим коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{(i+1)} = \frac{2 \cdot 1,2}{4,55+1} = 0,4.$$

2.2. Находим коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

При твердости $HB \leq 350$, несимметричном расположении шестерни и $\psi_{bd} = 1,2 \Rightarrow K_{F\beta} = 1,42$; $K_{H\beta} = 1,19$.

2.3. Определяем межосевое расстояние передачи (35)

$$a_{\omega} = 4300(i+1) \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1}{\psi_{ba} \cdot i \cdot [\sigma]_H^2}} K_{H\beta} =$$

$$=4300(4,55+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{35}{0,4 \cdot 4,55 \cdot (466,4 \cdot 10^6)^2}} \cdot 1,19 = 112,6 \text{ мм.}$$

Округляем межосевое расстояние до 1 ряда. Принимаем $a_{\omega} = 115$ мм.

2.4. Определяем нормальный модуль зубьев

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) \cdot 115 = 1,15 \dots 2,3 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–60 принимаем $m_n = 2$ мм.

2.5. Предварительно задаемся углом наклона зубьев: $\beta = 10^{\circ}$.

2.6. Вычисляем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 115 \cdot \cos 10^{\circ}}{2} = 113,2, \text{ принимаем } z_{\Sigma} = 113.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1} = \frac{113}{4,55+1} = 20,36, \text{ принимаем } z_1 = 20.$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 113 - 20 = 93.$$

2.7. Вычисляем фактический угол наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{m_n z_{\Sigma}}{2a_{\omega}} = \frac{2 \cdot 113}{2 \cdot 115} = 0,983; \quad \beta = 10,7^{\circ}.$$

2.8. Вычисляем передаточное число цилиндрической передачи (отклонение от i до 2 %):

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{93}{20} = 4,65,$$

отклонение от передаточного отношения i составило 2 %, что допустимо.

2.9. Вычисляем основные геометрические размеры передачи

а) диаметры делительных окружностей:

$$\text{шестерни } d_1 = \frac{z_1 m_m}{\cos \beta} = \frac{20 \cdot 2}{0,983} = 40,7 \text{ мм;}$$

$$\text{колеса } d_2 = \frac{z_2 m_m}{\cos \beta} = \frac{93 \cdot 2}{0,983} = 189,2 \text{ мм;}$$

б) фактическое межосевое расстояние:

$$a'_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{40,7 + 189,2}{2} = 114,96 \approx 115 \text{ мм.}$$

Расхождение a'_ω с a_ω отсутствует (допускается до 2 %).

в) диаметры окружностей вершин зубьев:

$$\text{шестерни } d_{a_1} = d_1 + 2m_m = 40,7 + 2 \cdot 2 = 44,7 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_{a_2} = d_2 + 2m_m = 189,2 + 2 \cdot 2 = 193,2 \text{ мм}.$$

Полученные диаметры d_{a_1} и d_{a_2} соответствуют принятым диаметрам заготовок.

з) диаметры окружностей впадин зубьев:

$$\text{шестерни } d_{f_1} = d_1 - 2,5m_m = 40,7 - 2,5 \cdot 2 = 35,7 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_{f_2} = d_2 - 2,5m_m = 189,2 - 2,5 \cdot 2 = 184,2 \text{ мм}.$$

д) ширина венца колеса: $b_2 = \psi_{ba} \cdot a'_\omega = 0,4 \cdot 115 = 46 \text{ мм}$,

$$\text{шестерни: } b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 46 + 4 = 50 \text{ мм}.$$

2.10. Вычисляем окружную скорость зубчатых колес:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{109,26 \cdot 40,7 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,2 \text{ м/с},$$

для уменьшения динамических нагрузок принимаем 8-ую степень точности.

2.11. Вычисляем силы, действующие в зацеплении:

окружная сила

$$F_{t_1}^{\bar{6}} = F_{t_2}^{\bar{6}} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 35}{40,7 \cdot 10^{-3}} = 1720 \text{ Н},$$

радиальная сила

$$F_{r_1}^{\bar{6}} = F_{r_2}^{\bar{6}} = \frac{F_{t_1}^{\bar{6}} \operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta} = \frac{1720 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10,7^\circ} = 637 \text{ Н},$$

окружная сила

$$F_{a_1}^{\bar{6}} = F_{a_2}^{\bar{6}} = F_{t_1}^{\bar{6}} \operatorname{tg} \beta = 1720 \cdot \operatorname{tg} 10,7^\circ = 325 \text{ Н},$$

осевые моменты

$$M_{a_1}^{\bar{6}} = F_{a_1}^{\bar{6}} \cdot \frac{d_1}{2} = 325 \cdot \frac{40,7 \cdot 10^{-3}}{2} = 6,6 \text{ Нм},$$

$$M_{a_2}^{\bar{6}} = F_{a_2}^{\bar{6}} \cdot \frac{d_2}{2} = 325 \cdot \frac{189,2 \cdot 10^{-3}}{2} = 30,7 \text{ Нм}.$$

2.12. Принимаем коэффициенты динамической нагрузки: $K_{H_v} = 1$ при любой твердости зубьев и $v \leq 10$ м/с; $K_{F_v} = 1,2$ при твердости зубьев ≤ 350 НВ, $K_{H_\alpha} = 1,12$ для косозубых передач при $v \leq 15$ м/с и 6 – 8 степени точности;

2.13. Вычисляем расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 b_2 u} K_{H_\alpha} K_{H_\beta} K_{H_v}} =$$

$$= 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{1720 \cdot (4,65+1)}{40,7 \cdot 10^{-3} \cdot 46 \cdot 10^{-3} \cdot 4,65}} \cdot 1,12 \cdot 1,19 \cdot 1 = 458,6 \text{ МПа} < 466,4 \text{ МПа},$$

недонапряжение составило 1,6%, что допустимо (до 10 %).

2.14. Вычисляем эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса

$$z_{v1} = \frac{z_1}{(\cos\beta)^3} = \frac{20}{(\cos 10,7^\circ)^3} = 21,05,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{(\cos\beta)^3} = \frac{93}{(\cos 10,7^\circ)^3} = 97,91.$$

2.15. Выбираем коэффициент формы зуба

Для шестерни: $Y_{F_1} = 4,025$;

Для колеса: $Y_{F_2} = 3,6$.

2.16. Вычисляем сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб:

$$\text{шестерни: } \frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{234}{4,025} = 58,1 \text{ МПа}; \quad \text{колеса: } \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{216}{3,6} = 60 \text{ МПа}.$$

Проверочный расчет необходимо вести по шестерне, зубья которой менее прочны на изгиб.

2.17. Вычисляем расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба шестерни

$$\sigma_{F_1} = 0,9 Y_{F_1} \frac{F_t}{b_2 m_m} K_{F_\beta} K_{F_v} =$$

$$= 0,9 \cdot 4,025 \cdot \frac{1720}{46 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,42 \cdot 1,2 = 115,4 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F_1} = 115,4 \text{ МПа} < 216 \text{ МПа},$$

т. е. прочность зубьев шестерни на изгиб обеспечена.

3. Проектный и проверочный расчеты для закрытой цилиндрической косозубой передачи. Тихоходная ступень

Дано: $i_m = 3,52$; $P_1 = 3,66$ кВт; $\omega_1 = 24$ с⁻¹; $T_1 = 152,4$ Нм;
 $[\sigma]_H = 466,4$ МПа; $[\sigma]_{F_1} = 234$ МПа; $[\sigma]_{F_2} = 216$ МПа.

3.1. При несимметричном расположении шестерни относительно опор и постоянной нагрузке принимаем коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру $\psi_{bd} = 1,2$. Вычислим коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{(i+1)} = \frac{2 \cdot 1,2}{3,52+1} = 0,5.$$

3.2. Находим коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

При твердости $HB \leq 350$, несимметричном расположении шестерни и $\psi_{bd} = 1,2 \Rightarrow K_{F\beta} = 1,42$; $K_{H\beta} = 1,19$.

7.4.3. Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_{\omega} = 4300(i+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba} \cdot i \cdot [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} = \\ = 4300(3,52+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{152,4}{0,5 \cdot 3,52 \cdot (466,4 \cdot 10^6)^2} \cdot 1,19} = 151,5 \text{ мм.}$$

Округляем межосевое расстояние до 1 ряда. Принимаем $a_{\omega} = 150$ мм.

3.4. Определяем нормальный модуль зубьев

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) \cdot 150 = 1,5 \dots 3 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–60 принимаем $m_n = 3$ мм.

3.5. Предварительно задаемся углом наклона зубьев: $\beta = 10^{\circ}$.

3.6. Вычисляем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 150 \cdot \cos 10^{\circ}}{3} = 98,5, \text{ принимаем } z_{\Sigma} = 99.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1} = \frac{99}{3,52+1} = 21,9, \text{ принимаем } z_1 = 22.$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 99 - 22 = 77.$$

3.7. Вычисляем передаточное число цилиндрической передачи:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{77}{22} = 3,5,$$

отклонение от передаточного отношения i 0,6 %, что допустимо.

3.8. Вычисляем фактический угол наклона зубьев

$$\cos\beta = \frac{m_n z_\Sigma}{2a_\omega} = \frac{3 \cdot 99}{2 \cdot 150} = 0,99; \quad \beta = 8,1^\circ.$$

3.9. Вычисляем основные геометрические размеры передачи

а) диаметры делительных окружностей:

$$\text{шестерни} \quad d_1 = \frac{z_1 m_m}{\cos\beta} = \frac{22 \cdot 3}{0,99} = 66,67 \text{ мм};$$

$$\text{колеса} \quad d_2 = \frac{z_2 m_m}{\cos\beta} = \frac{77 \cdot 3}{0,99} = 233,33 \text{ мм};$$

б) фактическое межосевое расстояние:

$$a'_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66,67 + 233,33}{2} = 150 \text{ мм}.$$

Расхождение a'_ω с a_ω отсутствует.

в) диаметры окружностей вершин:

$$\text{шестерни} \quad d_{a_1} = d_1 + 2m_m = 66,67 + 2 \cdot 3 = 72,67 \text{ мм};$$

$$\text{колеса} \quad d_{a_2} = d_2 + 2m_m = 233,33 + 2 \cdot 3 = 239,33 \text{ мм}.$$

Полученные диаметры d_{a_1} и d_{a_2} соответствуют принятым диаметрам заготовок.

г) диаметры окружностей впадин зубьев:

$$\text{шестерни} \quad d_{f_1} = d_1 - 2,5m_m = 66,67 - 2,5 \cdot 3 = 35,7 \text{ мм};$$

$$\text{колеса} \quad d_{f_2} = d_2 - 2,5m_m = 189,2 - 2,5 \cdot 2 = 184,2 \text{ мм}.$$

д) ширина венца колеса: $b_2 = \psi_{ba} \cdot a'_\omega = 0,5 \cdot 150 = 75 \text{ мм};$

$$\text{шестерни:} \quad b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 75 + 5 = 80 \text{ мм}.$$

3.10. Вычисляем окружную скорость зубчатых колес:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{24 \cdot 66,67 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,8 \text{ м/с.}$$

Для уменьшения динамических нагрузок принимаем 8-ую степень точности.

3.11. Вычисляем силы, действующие в зацеплении:

окружная сила

$$F_{t_1}^T = F_{t_2}^T = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 152,4}{66,67 \cdot 10^{-3}} = 4572 \text{ Н,}$$

радиальная сила

$$F_{r_1}^T = F_{r_2}^T = \frac{F_{t_1}^T \operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{\cos \beta} = \frac{4572 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 8,1^{\circ}} = 1681 \text{ Н,}$$

окружная сила

$$F_{a_1}^T = F_{a_2}^T = F_{t_1}^T \operatorname{tg} \beta = 4572 \cdot \operatorname{tg} 8,1^{\circ} = 651 \text{ Н,}$$

осевые моменты

$$M_{a_1}^T = F_{a_1}^T \cdot \frac{d_1}{2} = 651 \cdot \frac{66,67 \cdot 10^{-3}}{2} = 22 \text{ Нм,}$$

$$M_{a_2}^T = F_{a_2}^T \cdot \frac{d_2}{2} = 651 \cdot \frac{233,33 \cdot 10^{-3}}{2} = 76 \text{ Нм.}$$

3.12. Принимаем коэффициенты динамической нагрузки: $K_{H_v} = 1$ при любой твердости зубьев и $v \leq 10$ м/с; $K_{F_v} = 1,2$ при твердости зубьев ≤ 350 HB, $K_{H_{\alpha}} = 1,12$ для косозубых передач при $v \leq 15$ м/с и 6 – 8 степени точности.

3.13. Вычисляем расчетное контактное напряжение по формуле

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 b_2 u} K_{H_{\alpha}} K_{H_{\beta}} K_{H_v}} = \\ &= 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{4572 \cdot (3,5+1)}{66,67 \cdot 10^{-3} \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5}} \cdot 1,12 \cdot 1,19 \cdot 1 = 470,6 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = 470,6 \text{ МПа} > [\sigma]_H = 466,4 \text{ МПа,}$$

перенапряжение 1 %, что допустимо.

3.14. Вычисляем эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса

$$z_{v_1} = \frac{z_1}{(\cos\beta)^3} = \frac{22}{0,99^3} = 22,67,$$

$$z_{v_2} = \frac{z_2}{(\cos\beta)^3} = \frac{77}{0,99^3} = 79,36.$$

3.15. Выбираем коэффициент формы зуба

для шестерни: $Y_{F_1} = 3,95$; для колеса: $Y_{F_2} = 3,6$.

3.16. Вычисляем сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб:

$$\text{шестерни: } \frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{234}{3,95} = 59,2 \text{ МПа; } \text{колеса: } \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{216}{3,6} = 60 \text{ МПа.}$$

Проверочный расчет необходимо вести по шестерне, зубья которой менее прочны на изгиб.

3.17. Вычисляем расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба колеса.

$$\begin{aligned} \sigma_{F_1} &= 0,9 Y_{F_1} \frac{F_t}{b_2 m_m} K_{F\beta} K_{Fv} = \\ &= 0,9 \cdot 3,95 \cdot \frac{4572}{75 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,42 \cdot 1,2 = 123 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

$$\sigma_{F_1} = 123 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_1} = 234 \text{ МПа,}$$

т. е. прочность зубьев шестерни на изгиб обеспечена.

4. Выполнить расчет клиноременной передачи

Дано: $i_1 = 2,7$; $P_1 = 4,07$ кВт; $\omega_1 = 298,3 \text{ с}^{-1}$; $T_1 = 13,6$ Нм.

4.1. Принимаем тип ремня в зависимости от мощности и скорости. При мощности 4,07 кВт и при скорости $v > 10$ м/с выбираем ремень типа А.

Этот ремень имеет $b_p = 11$ мм; $h = 8$ мм; $A_0 = 81 \text{ мм}^2$; $l = (560 - 4000)$ мм.

4.2. Принимаем диаметр малого шкива $D_1 = 100$ мм, для получения меньших габаритов передачи.

4.3. Вычисляем скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 \cdot D_1}{2} = \frac{298,3 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{2} = 15 \text{ м/с.}$$

Выбранный ремень типа А при этой скорости допускается.

4.4. Принимаем коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,01$.

4.5. Вычисляем диаметр большого шкива

$$D_2 = iD_1(1 - \varepsilon) = 2,7 \cdot 100(1 - 0,01) = 267,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_2 = 280$ мм.

Диаметр D_2 выбирают из ряда (мм): 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2250, 2500, 2800, 3150, 3350, 4000.

4.6. Фактическое передаточное отношение i'

$$i' = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{280}{100(1 - 0,01)} = 2,83,$$

отклонение от заданного передаточного отношения 3,7 %, что допустимо.

4.7. Ориентировочно принимаем минимальное межосевое расстояние

$$a = 0,55(D_2 + D_1) + h = 0,55(280 + 100) + 8 = 217 \text{ мм.}$$

4.8. Вычисляем расчетную длину ремня

$$l = 2a + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = \\ = 2 \cdot 217 + \frac{3,14(280 + 100)}{2} + \frac{(280 - 100)^2}{4 \cdot 217} = 1067,93 \text{ мм.}$$

Принимаем $l = 1120$ мм.

4.9. Число пробегов ремня в секунду

$$U = \frac{v}{l} = \frac{15}{1120 \cdot 10^{-3}} = 13,3 \text{ с}^{-1} < [U] = 15 \text{ с}^{-1}.$$

Условие выполняется.

4.10. Уточняем межосевое расстояние

$$a' = \frac{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} = \\ = \frac{2 \cdot 1120 - 3,14(280 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 1120 - 3,14(280 + 100)]^2 - 8(280 - 100)^2}}{8} = 245 \text{ мм.}$$

Полученное межосевое расстояние соответствует рекомендации

$$2(D_2 + D_1) \geq a' \geq 0,55(D_2 + D_1) + h$$

$$760 \text{ мм} \geq a' = 245 \text{ мм} \geq 217 \text{ мм.}$$

4.11. Вычисляем угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57^\circ \cdot (D_2 - D_1)}{a'} = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (280 - 100)}{245} = 138,1^\circ > [\alpha_1] = 120^\circ.$$

Условие выполняется.

4.12. Принимаем $\sigma_0 = 1,18$ МПа и $[k_0] = 1,48$ МПа.

4.13. Принимаем поправочные коэффициенты:

– коэффициент обхвата ремнем малого шкива зависит от угла обхвата, определяется интерполированием $C_\alpha = 0,866$;

– скоростной коэффициент определяется по формуле

$$C_V = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 15^2 = 0,937;$$

– коэффициент нагрузки и режима работы $C_p = 0,9$;

– коэффициент, зависящий от угла наклона осей центров ременной передачи к горизонту $C_\theta = 1$.

4.14. Вычисляем допускаемую удельную окружную силу

$$[k_{\Pi}] = [k_0] C_\alpha C_V C_p C_\theta = 1,48 \cdot 0,866 \cdot 0,937 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,08 \text{ МПа.}$$

4.15. Вычисляем окружную силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 13,6}{100 \cdot 10^{-3}} = 272 \text{ Н.}$$

4.16. Определяем площадь сечения A и число ремней z :

$$A = z A_0 = \frac{F_t}{[k_{\Pi}]} = \frac{272}{1,08} = 251,8 \text{ мм}^2;$$

$$z = \frac{A}{A_0} = \frac{251,8}{81} = 3,1, \text{ принимаем } z = 3.$$

4.17. Вычисляем силу предварительного натяжения ремней

$$F_0 = A \sigma_0 = z \cdot A_0 \sigma_0 = 3 \cdot 81 \cdot 10^{-6} \cdot 1,18 \cdot 10^6 = 287 \text{ Н.}$$

4.18. Вычисляем силу давления на вал

$$F_n = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 287 \cdot \sin \frac{138,1}{2} = 536 \text{ Н.}$$

4.19. Вычисляем ширину шкива клиноременной передачи

$$B = (z-1)e + 2f,$$

где z – число клиновых ремней; e и f – размеры шкива для клинового ремня типа A , мм.

$$B = (3-1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

5. Схема сил в зацеплении

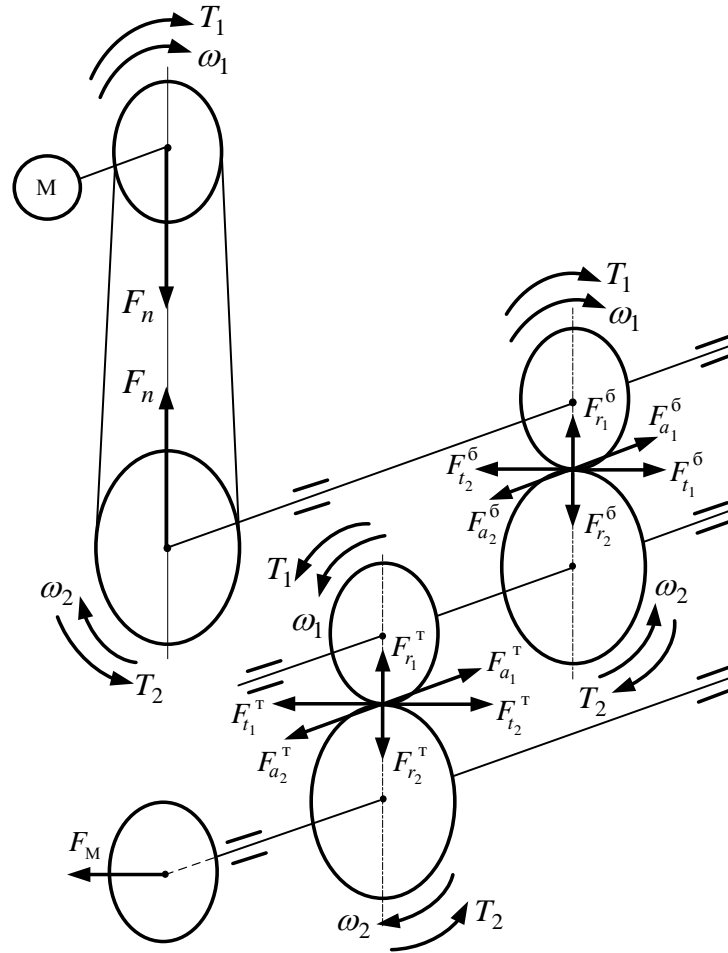


Рис. 1. Схема сил в зацеплении

2.2.3. Пример выполнения РГЗ №3

«Эскизная компоновка привода. Расчет валов. Подбор подшипников»

1. Предварительный расчет валов

1.1. Диаметр выходного конца первого вала принимаем равным диаметру выходного конца ранее подобранного двигателя типа 4А серии 100S2, $P_{дв} = 5,5$ кВт; $n_{дв} = 3000/2850$ об/мин.

$$d_{вых_1} = d_{дв} = 28 \text{ мм.}$$

1.2. Определяем диаметр выходного конца второго вала. Материал ведущего вала тот же, что и для шестерни, т. е. сталь 40Х, так как они изготовлены как одно целое. Предел прочности $\sigma_b = 900$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 750$ МПа, диаметр заготовки до 120мм.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{оп}}{K} = \frac{750}{12} = 62,5 \text{ МПа.}$$

$$[\tau]=0,5[\sigma]=0,5\cdot 62,5=31,25 \text{ МПа.}$$

Принимаем $[\tau] = 30 \text{ МПа.}$

Вычисляем диаметр выходного конца вала по формуле (59)

$$d_{\text{вых}_2} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{35 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 18 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 20 \text{ мм}$ из стандартного ряда диаметров валов (стр. 47).

1.3. Определяем диаметр выходного конца третьего вала. Примем материал третьего вала сталь 45. Предел прочности $\sigma_b = 600 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 320 \text{ МПа}$, диаметр заготовки любой (табл. 2).

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{оп}}}{K} = \frac{320}{8} = 40 \text{ МПа.}$$

$$[\tau] = 0,5[\sigma] = 0,5 \cdot 40 = 20 \text{ МПа.}$$

Принимаем $[\tau] = 20 \text{ МПа.}$

$$d_{\text{вых}_3} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{152,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 33,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_3 = 35 \text{ мм}$ из стандартного ряда диаметров шипов (стр.47).

1.4. Определим диаметр выходного конца четвертого вала. Материал так же принимаем сталь 45, тогда $[\tau] = 20 \text{ МПа.}$

$$d_{\text{вых}_4} = \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{515,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 50,5 \text{ мм.}$$

Полученное значение диаметра согласовываем с диаметром посадочного отверстия полумуфты, так как ведомый вал редуктора соединяется при помощи муфты с приводным валом цепного конвейера.

Для данного нереверсивного привода при постоянной нагрузке принимаем цепную муфту с номинальным крутящим моментом $T = 1000 \text{ Нм}$ (табл. 31). В пределах этого момента минимальный диаметр посадочного отверстия полумуфты $d = 50 \text{ мм.}$

Поэтому принимаем $d_{\text{вых}_4} = 50 \text{ мм.}$

Из-за неизбежной несоосности соединяемых валов цепная муфта нагружает вал дополнительной консольной силой F_M , которая вычисляется по формуле

$$F_M = \frac{0,4T_i}{d_1}, \quad (80)$$

где T_i – крутящий момент на валу муфты, Нмм, d_1 – делительный диаметр ведущей звездочки цепной муфты, мм.

Делительный диаметр ведущей звездочки цепной муфты вычисляется по формуле

$$d_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}, \quad (81)$$

где t – шаг цепи, мм; z – число зубьев полумуфты.

Для выбранной цепной муфты (табл. 31) $t = 38,1$ мм, $z = 12$.

$$d_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{12}\right)} = 147,21 \text{ мм.}$$

$$F_M = \frac{0,4T_4}{d_1} = \frac{0,4 \cdot 515,2 \cdot 10^3}{147,21} = 1400 \text{ Н.}$$

Ширина полумуфты для выбранной цепной муфты $B_M = L/2 = 112$ мм.

2. Предварительное конструирование валов

Конструкция второго вала

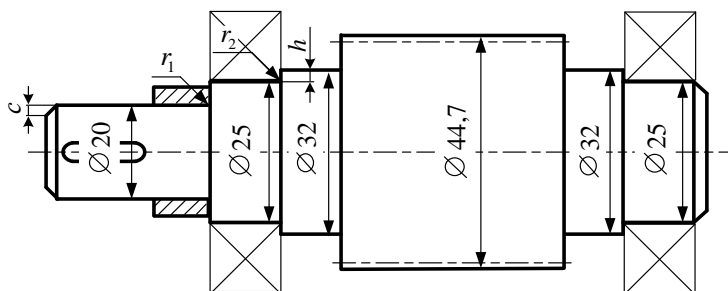


Рис. 2. Конструкция второго вала

В соответствии с рекомендациями принимаем: $c=2$ мм, $r_1=1,5$ мм. Предварительно намечаем подшипник легкой серии диаметров 2, серии ширин 2 – 205, для которого $r_{п} = 1,5$ мм, тогда принимаем в соответствии с рекомендациями $r_2 = 1$ мм, $h = 2,5$ мм.

Конструкция третьего вала

В соответствии с рекомендациями принимаем: $c=2$ мм, $r_1=1,5$ мм, $r_2=2$ мм. Предварительно намечаем подшипник легкой серии диаметров 2, серии ширин 0 – 207, для которого $r_{п} = 2$ мм, тогда принимаем в соответствии с рекомендациями $r = 1$ мм, $h = 2,5$ мм.

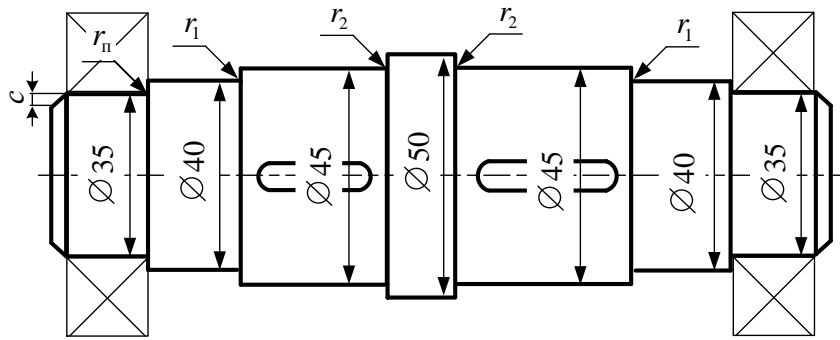


Рис. 32. Конструкция третьего вала

Конструкция четвертого вала

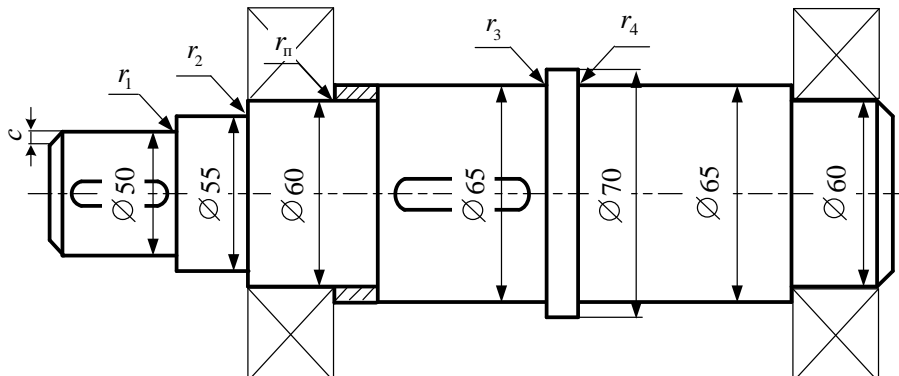


Рис. 33. Конструкция четвертого вала

В соответствии с рекомендациями принимаем: $c=3$ мм, $r_1=2$ мм, $r_2=2$ мм, $r_3=r_4=2$ мм. Предварительно намечаем подшипник сверхлегкой серии диаметров 9, нормальной серии ширины 1 – 100912, для которого $r_n=1,5$ мм, тогда принимаем в соответствии с рекомендациями $r=1$ мм, $h=2,5$ мм.

3. Конструирование зубчатых колес редуктора

3.1. Шестерня быстроходной ступени изготавливается заодно с валом.

Основные размеры быстроходной шестерни:

- диаметр окружности вершин зубьев шестерни $d_{a_1}^{\delta}=44,7$ мм;
- делительный диаметр $d_1^{\delta}=40,7$ мм;
- диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f_1}^{\delta}=35,7$ мм;
- ширина венца шестерни $b_1^{\delta}=50$ мм.

3.2. Колесо быстроходной ступени – литое (рис. 34).

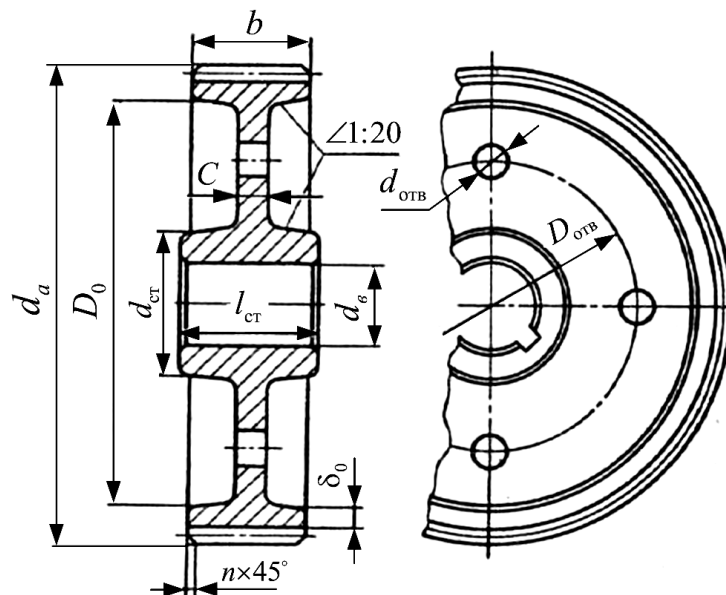


Рис. 4. Конструкция колеса быстроходной ступени

Основные размеры быстроходного колеса:

- диаметр окружности вершин зубьев колеса $d_{a_2}^{\circ} = 193,2$ мм;
- делительный диаметр $d_2^{\circ} = 189,2$ мм;
- диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f_2}^{\circ} = 184,2$ мм;
- ширина венца колеса $b_2^{\circ} = 46$ мм;
- диаметр вала $d_B = 45$ мм.

Определяем размеры зубчатого колеса быстроходной ступени

а) диаметр ступицы колеса:

$$d_{ст} \approx 1,6d_B = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{ст} = 72$ мм.

б) длина ступицы колеса:

$$l_{ст} \approx (1,2 \div 1,5)d_B = 1,2 \cdot 45 \div 1,5 \cdot 45 = 54 \div 67,5 \text{ мм.}$$

В массовом производстве необходимо соблюдение равенства

$$l_{ст} = b_2^{\circ} = 46 \text{ мм.}$$

в) толщина обода цилиндрических колес:

$$\delta_0 = (2,5 \div 4)m_n = 2,5 \cdot 2 \div 4 \cdot 2 = 5 \div 8 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_0 = 8$ мм.

г) толщина диска литых колес

$$C=0,2b_2^6=0,2\cdot46=9,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $C=10$ мм.

д) внутренний диаметр обода колеса

$$D_0=d_{a_2}^6-(2h^6+2\delta_0)=193,2-(2\cdot4,5+2\cdot8)=168,2 \text{ мм.}$$

$$\text{Высота зуба } h^6=2,25\cdot m_n=2,25\cdot 2=4,5 \text{ мм.}$$

е) диаметр центральной окружности

$$D_{омв}=0,5(D_0+d_{cm})=0,5\cdot(168,2+74)=121,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{омв}=121$ мм.

ж) диаметр отверстий

$$d_{омв}=\left(\frac{D_0-d_{cm}}{4}\right)=\left(\frac{121-74}{4}\right)\approx 12 \text{ мм.}$$

3.3. Шестерня тихоходной ступени изготавливается без ступицы, так как она имеет незначительные размеры. Длина посадочного участка $l_{ст}=b_1^T=80$ мм.

Основные размеры тихоходной шестерни:

- диаметр окружности вершин зубьев шестерни $d_{a_1}^T=72,67$ мм;
- делительный диаметр $d_1^T=66,67$ мм;
- диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f_1}^T=59,17$ мм;
- ширина венца шестерни $b_1^T=80$ мм.

3.4. Колесо тихоходной ступени – литое (рис. 34).

Основные размеры тихоходного колеса:

- диаметр окружности вершин зубьев колеса $d_{a_2}^T=239,3$ мм;
- делительный диаметр $d_2^T=233,33$ мм;
- диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f_2}^T=225,83$ мм;
- ширина венца колеса $b_2^T=75$ мм;
- диаметр вала $d_B=65$ мм.

Определим размеры зубчатого колеса тихоходной ступени.

а) диаметр ступицы колеса:

$$d_{ст}\approx 1,6d_B=1,6\cdot 65=104 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{ct}=104$ мм.

б) длина ступицы колеса:

$$l_{ct} \approx (1,2 \div 1,5)d_b = 1,2 \cdot 65 \div 1,5 \cdot 65 = 78 \div 97,5 \text{ мм.}$$

В массовом производстве необходимо соблюдение равенства $l_{ct} = b_2^T = 75$ мм.

в) толщина обода цилиндрических колес:

$$\delta_0 = (2,5 \div 4)m_n = 2,5 \cdot 3 \div 4 \cdot 3 = 7,5 \div 12 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_0 = 10$ мм.

г) толщина диска литых колес

$$C = 0,2b_2^T = 0,2 \cdot 75 = 15 \text{ мм.}$$

Принимаем $C = 15$ мм.

д) внутренний диаметр обода колеса

$$D_0 = d_{a2}^T - (2h^T + 2\delta_0) = 239,3 - (2 \cdot 6,75 + 2 \cdot 10) = 205,8 \text{ мм.}$$

$$\text{высота зуба } h^T = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм.}$$

е) диаметр центральной окружности

$$D_{омв} = 0,5(D_0 + d_{cm}) = 0,5 \cdot (205,8 + 104) = 154,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{омв} = 155$ мм.

ж) диаметр отверстий

$$d_{омв} = \left(\frac{D_0 - d_{cm}}{4} \right) = \left(\frac{205,8 - 104}{4} \right) \approx 25 \text{ мм.}$$

4. Эскизная компоновка привода

Эскизная компоновка привода (рис. 5) служит для определения положения зубчатых колес и шкива ременной передачи относительно опор для последующего выполнения проверочных расчетов валов и подбора подшипников.

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор $f = 5$ мм при мощности $P = 1$ кВт и $f = 15$ мм при мощности $P = 10$ кВт.

Принимаем $f = 9$ мм при мощности $P = 4$ кВт.

Для лучшей смазки расстояние между торцовыми поверхностями зубчатых колес также принимается равным f .

Между краем колеса тихоходной ступени и дном корпуса принимается

зазор $a = bt$, где t – модуль тихоходной зубчатой передачи. Зазор $a = 6 \cdot 3 = 18$ мм.

Принимаем индивидуальный способ смазки подшипников консистентной смазкой. Для предотвращения её вымывания из подшипникового узла его изолируют от внутренней части корпуса мазеудерживающими кольцами, у которых длина ступицы принимается равной $l_{ст} = 6 \dots 10$ мм.

Для более удобного регулирования зацепления зубчатых передач принимаем накладные крышки.

Предварительно намечаем следующие серии подшипников:

– для быстроходного вала (второй вал) намечаем шарикоподшипники радиальные легкой серии 205 (серии диаметров 2, серии ширин 2) ГОСТ 8338.

– для промежуточного вала (третий вал) намечаем шарикоподшипники радиальные легкой серии 207 (серии диаметров 2, серии ширин 0) ГОСТ 8338.

– для тихоходного вала (четвертый вал) намечаем шарикоподшипники радиальные сверхлегкой серии 100912 (серии диаметров 9, нормальная серия ширин 1) ГОСТ 8333.

Данные для определения длины валов:

1) ширина шкива $B = 50$ мм;

2) ширина шестерни быстроходной передачи $b_1^6 = 50$ мм;

3) ширина шестерни тихоходной передачи $b_1^T = 80$ мм;

4) ширина полумуфты цепной муфты $B_M = L/2 = 112$ мм;

5) зазор $f = 9$ мм;

6) ширина подшипника 205 серии на втором валу $B_1 = 15$ мм;

7) ширина подшипника 207 серии на третьем валу $B_2 = 17$ мм;

8) ширина подшипника 1000912 серии на четвертом валу $B_3 = 13$ мм;

9) длина ступиц мазеудерживающих колец: $l_{ст1} = 8$ мм; $l_{ст2} = 7$ мм; $l_{ст3} = 9$

мм;

Вычисляем длины:

$$l_1 = \frac{B}{2} + 2f + \frac{B_1}{2} = \frac{50}{2} + 2 \cdot 9 + \frac{15}{2} = 50,5 \text{ мм};$$

$$l_3 = \frac{b_1^6}{2} + f + l_{ст1} + \frac{B_1}{2} = \frac{50}{2} + 9 + 8 + \frac{15}{2} = 49,5 \text{ мм};$$

$$l_4 = \frac{b_1^T}{2} + f + l_{ст2} + \frac{B_2}{2} = \frac{80}{2} + 9 + 7 + \frac{17}{2} = 64,5 \text{ мм};$$

$$l_5 = \frac{b_1^T}{2} + f + \frac{b_1^6}{2} = \frac{80}{2} + 9 + \frac{50}{2} = 74 \text{ мм};$$

$$l_6 = l_3 = 49,5 \text{ мм}; \quad l_8 = l_4 = 64,5 \text{ мм};$$

$$l_2 = l_4 + l_5 = 64,5 + 74 = 138,5 \text{ мм};$$

$$l_7 = \frac{B_M}{2} + 2f + \frac{B_3}{2} = \frac{112}{2} + 2 \cdot 9 + \frac{13}{2} = 80,5 \text{ мм};$$

$$l_9 = l_6 + l_5 = 49,5 + 74 = 123,5 \text{ мм}.$$

Вычерчиваем эскизную компоновку (рис. 5) на формате А1 желательно в масштабе М1:1 в КОМПАС-3Д.

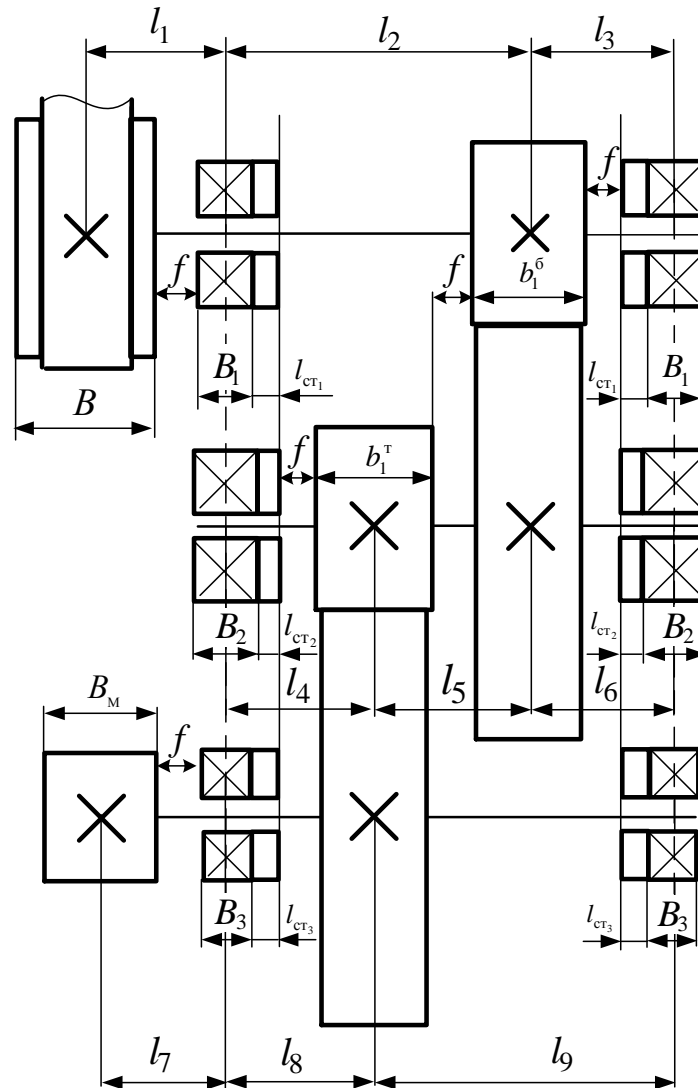


Рис. 5. Эскизная компоновка привода

5. Проверочный расчет третьего вала на статическую прочность

Выполняем расчет третьего вала на статическую прочность. Направление сил, действующих на вал, определяем по схемы сил в зацеплении (рис. 6). Длину вала берём с эскизной компоновки привода (рис. 5).

Дано: $T_3 = 152,4 \text{ Нм}; F_{t_2}^\delta = 1720 \text{ Н}; F_{r_2}^\delta = 637 \text{ Н}; F_{a_2}^\delta = 325 \text{ Н};$

$M_{a_2}^\delta = 30,7 \text{ Нм}; F_{t_1}^T = 4572 \text{ Н}; F_{r_1}^T = 1681 \text{ Н}; F_{a_1}^T = 651 \text{ Н};$

$$M_{a_1}^T = 22 \text{ Нм}; l_4 = 0,065 \text{ м}; l_5 = 0,073 \text{ м}; l_6 = 0,05 \text{ м}.$$

5.1. Составляем расчетную схему вала со всеми действующими на него силами (рис. 6, а)

5.2. Составляем расчетную схему от сил, действующих в вертикальной плоскости. Подшипники заменяем шарнирными опорами: одна подвижная, другая – неподвижная (рис. 6, б).

а) вычисляем величину опорных реакций в вертикальной плоскости:

$$\sum m_A = 0; \quad F_{r_1}^T l_4 + M_{a_1}^T + M_{a_2}^{\bar{6}} - F_{r_2}^{\bar{6}} (l_4 + l_5) + R_D^{\text{верт}} (l_4 + l_5 + l_6) = 0;$$

$$R_D^{\text{верт}} = \frac{-F_{r_1}^T l_4 - M_{a_1}^T - M_{a_2}^{\bar{6}} + F_{r_2}^{\bar{6}} (l_4 + l_5)}{(l_4 + l_5 + l_6)} =$$

$$= \frac{-1681 \cdot 0,065 - 22 - 30,7 + 637 \cdot (0,065 + 0,073)}{(0,065 + 0,073 + 0,05)} = -393,8 \text{ Н}.$$

$$\sum m_D = 0; \quad -R_A^{\text{верт}} (l_4 + l_5 + l_6) - F_{r_1}^T (l_5 + l_6) + M_{a_1}^T + F_{r_2}^{\bar{6}} l_6 + M_{a_2}^{\bar{6}} = 0;$$

$$R_A^{\text{верт}} = \frac{-F_{r_1}^T (l_5 + l_6) + M_{a_1}^T + F_{r_2}^{\bar{6}} l_6 + M_{a_2}^{\bar{6}}}{(l_4 + l_5 + l_6)} =$$

$$= \frac{-1681 \cdot (0,073 + 0,05) + 22 + 637 \cdot 0,05 + 30,7}{(0,065 + 0,073 + 0,05)} = -650,2 \text{ Н}.$$

Для проверки правильности определения опорных реакций составляем уравнение

$$\sum F_y = 0; \quad R_A^{\text{верт}} + F_{r_1}^T - F_{r_2}^{\bar{6}} + R_D^{\text{верт}} = -650,2 + 1681 - 637 - 393,8 = 0;$$

Проверка выполняется.

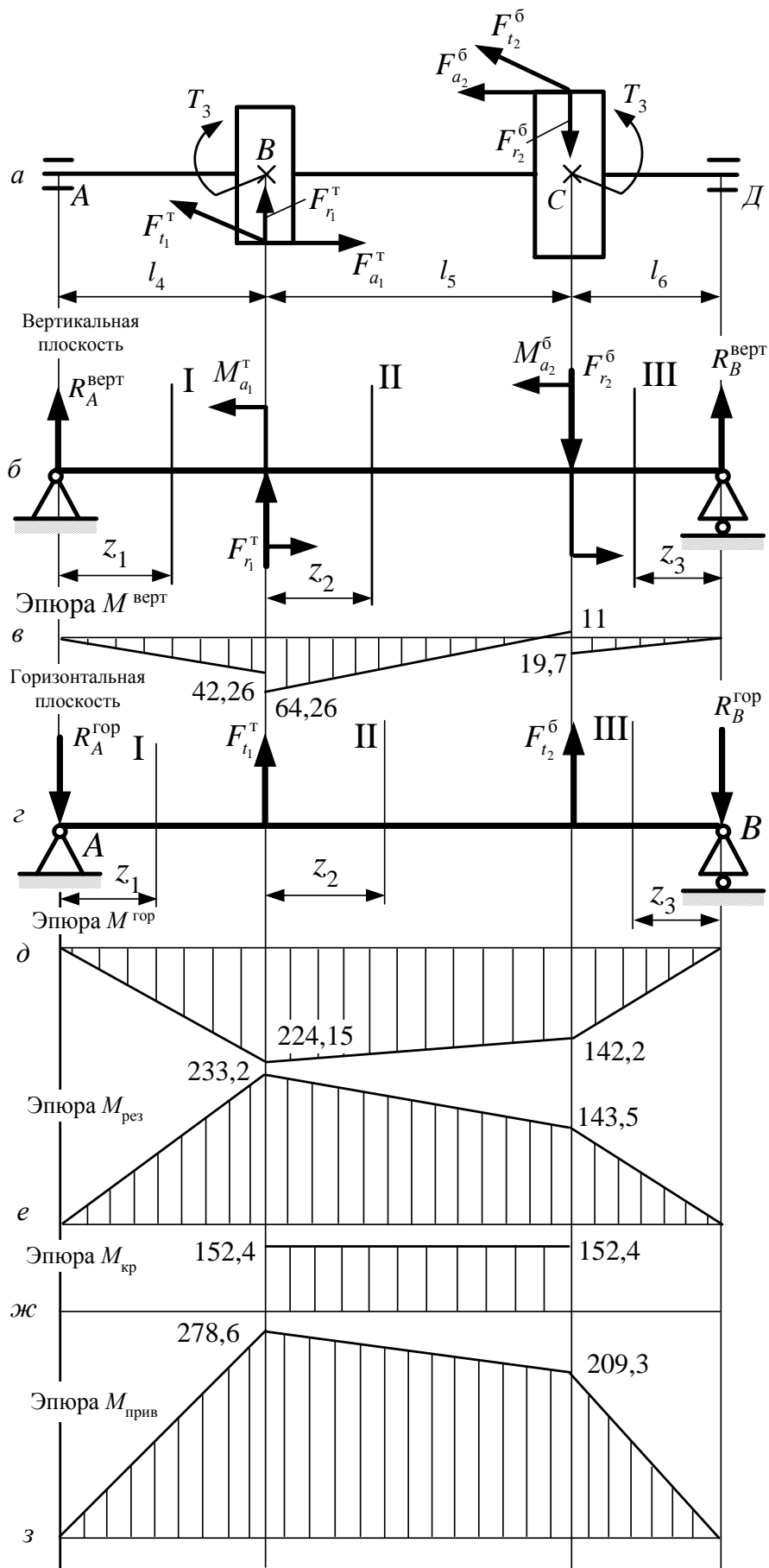


Рис. 6. Эпюры третьего вала

б) определяем изгибающие моменты $M^{верт}$ в вертикальной плоскости:

участок I, $0 \leq z_1 \leq l_4 = 0,065$ м:

$$M^{\text{верт}} = R_A^{\text{верт}} z_1; \quad M_{z_1=0}^{\text{верт}} = 0;$$

$$M_{z_1=0,065\text{м}}^{\text{верт}} = -650,2 \cdot 0,065 = -42,26 \text{ Нм};$$

участок II, $0 \leq z_2 \leq l_5 = 0,073$ м:

$$M^{\text{верт}} = R_A^{\text{верт}} (l_4 + z_2) + F_{r1}^T z_2 - M_{a1}^T;$$

$$M_{z_2=0}^{\text{верт}} = -647,5 \cdot 0,065 - 22 = -64,26 \text{ Нм};$$

$$M_{z_2=0,073}^{\text{верт}} = -647,5 \cdot (0,065 + 0,073) + 1681 \cdot 0,073 - 22 = 11 \text{ Нм};$$

участок III, $0 \leq z_3 \leq l_6 = 0,05$ м:

$$M^{\text{верт}} = R_D^{\text{верт}} z_3;$$

$$M_{z_3=0}^{\text{верт}} = 0;$$

$$M_{z_3=0,05\text{м}}^{\text{верт}} = -393,8 \cdot 0,05 = -19,7 \text{ Нм}.$$

Эпюры $M^{\text{верт}}$ приведены на рис. 37, в.

5.3. Составляем схему нагрузок в горизонтальной плоскости (рис. 6, в).

а) вычисляем величину опорных реакций. Силы рисуем вертикально, так как на расчетах это не отражается.

$$\sum m_A = 0; \quad F_{t1}^T l_4 + F_{t2}^{\bar{6}} (l_4 + l_5) - R_D^{\text{гор}} (l_4 + l_5 + l_6) = 0;$$

$$R_D^{\text{гор}} = \frac{F_{t1}^T l_4 + F_{t2}^{\bar{6}} (l_4 + l_5)}{(l_4 + l_5 + l_6)} = \frac{4572 \cdot 0,065 + 1720 \cdot (0,065 + 0,073)}{(0,065 + 0,073 + 0,05)} = 2843,3 \text{ Н}.$$

$$\sum m_D = 0; \quad R_A^{\text{гор}} (l_4 + l_5 + l_6) - F_{t1}^T (l_5 + l_6) - F_{t2}^{\bar{6}} l_6 = 0;$$

$$R_A^{\text{гор}} = \frac{F_{t1}^T (l_5 + l_6) + F_{t2}^{\bar{6}} l_6}{(l_4 + l_5 + l_6)} = \frac{4572 \cdot (0,073 + 0,05) + 1720 \cdot 0,05}{(0,065 + 0,073 + 0,05)} = 3448,4 \text{ Н}.$$

Для проверки правильности определения опорных реакций составляем уравнение

$$\sum F_y = 0; \quad -R_A^{\text{гор}} + F_{t1}^T + F_{t2}^{\bar{6}} - R_D^{\text{гор}} = -2843,3 + 4572 + 1720 - 3448,4 = 0;$$

б) составляем уравнения изгибающего момента в горизонтальной плоскости $M^{\text{гор}}$:

участок I, $0 \leq z_1 \leq l_4 = 0,065$ м:

$$M^{\text{гор}} = -R_A^{\text{гор}} z_1;$$

$$M_{z_1=0}^{\text{гор}} = 0 \text{ Нм};$$

$$M_{z_1=0,065\text{м}}^{\text{гор}} = -3448,4 \cdot 0,065 = -224,15 \text{ Нм}.$$

участок II, $0 \leq z_2 \leq l_5 = 0,073 \text{ м}$:

$$M^{\text{гор}} = -R_A^{\text{гор}} (l_4 + z_2) + F_{t_1}^T z_2;$$

$$M_{z_2=0}^{\text{гор}} = -3448,4 \cdot 0,065 = -224,15 \text{ Нм};$$

$$M_{z_2=0,073\text{м}}^{\text{гор}} = -3448,4 \cdot (0,065 + 0,073) + 4572 \cdot 0,073 = -142,2 \text{ Нм}.$$

участок III, $0 \leq z_3 \leq l_6 = 0,05 \text{ м}$:

$$M^{\text{гор}} = -R_D^{\text{гор}} z_3;$$

$$M_{z_3=0}^{\text{гор}} = 0;$$

$$M_{z_3=0,05\text{м}}^{\text{гор}} = -2843,3 \cdot 0,05 = -142,2 \text{ Нм}.$$

Эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости $M^{\text{гор}}$ приведена на рис. 6, д.

5.4. Результирующую эпюру изгибающих моментов строим как геометрическую сумму ординат от моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$M_{\text{рез}} = \sqrt{(M^{\text{верт}})^2 + (M^{\text{гор}})^2}.$$

$$M_{\text{рез}_A} = 0;$$

$$M_{\text{рез}_B} = \sqrt{64,26^2 + 224,15^2} = 233,2 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{рез}_C} = \sqrt{19,7^2 + 142,2^2} = 143,5 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{рез}_D} = 0.$$

Эпюра результирующего изгибающего момента – это ломаная линия в пространстве (рис. 6, е).

5.5. Строим эпюру крутящего момента (рис. 6, ж). Вал имеет один участок – CD, на котором $M_{\text{кр}} = T_3 = 152,4 \text{ Нм}$.

5.6. Значение приведенного момента вычисляем в характерных точках по третьей теории прочности:

$$M_{\text{пр}}^{\text{III}} = \sqrt{M_{\text{рез}}^2 + M_{\text{кр}}^2} ;$$

$$M_{\text{пр}_A} = 0 ;$$

$$M_{\text{пр}_B} = \sqrt{233,2^2 + 152,4^2} = 278,6 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{пр}_C} = \sqrt{143,5^2 + 152,4^2} = 209,3 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{пр}_D} = 0 \text{ Н.}$$

Эпюра $M_{\text{прив}}$ приведена на рис. 6, з. По эпюре $M_{\text{прив}}$ устанавливается опасное сечение вала. В данном случае опасным является сечение, проходящее через точку B , т. е. расположенное под шестерней тихоходной передачи.

5.7. Выполняем проверочный расчет вала по третьей теории прочности. Вычисляем эквивалентное напряжение в опасном сечении вала. Диаметр второго вала в опасном сечении $d=45$ мм.

$$\sigma_{\text{расч}} = \frac{M_{\text{прив}}}{W_x} \leq [\sigma], \quad (88)$$

где $M_{\text{прив}} = 278,6$ Нм – приведенный момент в опасном сечении вала; $W_x \approx 0,1d^3$ – осевой момент сопротивления; $[\sigma]=40$ МПа.

$$\sigma_{\text{расч}} = \frac{278,6 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 45^3} = 30,6 \text{ МПа} > [\sigma] = 40 \text{ МПа} .$$

Условие прочности выполняется.

6. Проверочный расчет третьего вала по переменным напряжениям

Проверку прочности вала при переменных напряжениях производим по тем же нагрузкам, по которым был выполнен расчет на статическую прочность. Для расчета используем готовые эпюры (рис. 6, е, ж, з).

В опасном сечении (сечение, проходящее через точку B) имеем:

$$M_{\text{рез}} = 224,15 \text{ МПа};$$

$$M_{\text{кр}} = 152,4 \text{ МПа};$$

$$d = 45 \text{ мм.}$$

Концентраторами напряжений в опасном сечении являются галтель, шпоночный паз, напряженная посадка шестерни.

6.1. Вычисляем величину номинального напряжения от результирующего изгибающего момента $M_{\text{рез}}$:

$$\sigma = \frac{M_{\text{рез}}}{W} = \frac{M_{\text{рез}}}{0,1d^3} = \frac{224,15 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 45^3} = 24,6 \text{ МПа.}$$

Вычисляем величину номинального напряжения от крутящего момента $M_{\text{кр}} = T_3 = 152,4 \text{ Нм}$.

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d^3} = \frac{152,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 42^3} = 8,4 \text{ МПа.}$$

Нормальные напряжения от изгибающего момента при вращении вала меняются по симметричному циклу:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma = 24,6 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{min}} = -\sigma = -24,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma = 24,6 \text{ МПа};$$

$$R = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}} = -1.$$

Касательные напряжения в нереверсивных валах меняются по отнулевому циклу:

$$\tau_{\text{max}} = \tau = 8,4 \text{ МПа}; \quad \tau_{\text{min}} = 0;$$

$$\tau_m = 0,5\tau = 4,2 \text{ МПа}; \quad \tau_a = 0,5\tau = 4,2 \text{ МПа};$$

$$R = \frac{\tau_{\text{min}}}{\tau_{\text{max}}} = 0.$$

6.2. Устанавливаем величину пределов выносливости и коэффициентов.

Для углеродистой стали 45: предел прочности $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 320 \text{ МПа}$, предел выносливости при изгибе с симметричным циклом нагружения $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$, предел выносливости при кручении с симметричным циклом нагружения $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$.

Коэффициенты влияния асимметрии цикла находим из рекомендаций:

$$\psi_\sigma = 0,05 \quad \psi_\tau = 0.$$

Концентраторами напряжений в опасном сечении являются галтель, шпоночная канавка, напряженная посадка шестерни. Для стали 45 с $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$ находим:

– галтель – $k_\sigma = 1,81$; $k_\tau = 1,25$;

– шпоночная канавка – $k_\sigma = 1,6$; $k_\tau = 1,5$;

– напряженная посадка шестерни – $k_\sigma = 2,2$; $k_\tau = 1,6$.

Для дальнейшего расчета принимаем $k_\sigma = 2,2$; $k_\tau = 1,6$.

Масштабные факторы выбираем для $d = 45$ мм и углеродистой стали:

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,84, \quad \varepsilon_{\tau} = 0,72.$$

6.3. Вычисляем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_{\sigma}\sigma_m + \sigma_a \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}} = \frac{250}{0 + 24,6 \cdot \frac{2,2}{0,84}} = 3,88;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau}\tau_m + \tau_a \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}} = \frac{150}{0 + 4,2 \cdot \frac{1,6}{0,72}} = 16,07;$$

$$S = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{3,88 \cdot 16,07}{\sqrt{3,88^2 + 16,07^2}} = 3,77 > [S] = 4.$$

Допускаемый коэффициент запаса прочности принимается равным:

$[S] = 1,3 \div 1,5$ – для обеспечения прочности;

$[S] = 2,5 \div 4$ – для обеспечения жесткости.

Так как для данного вала расчет на жесткость не выполнялся, принимаем $[S] = 4$.

Вывод: прочность вала по переменным напряжениям и жесткость вала обеспечены.

7.. Подбор подшипников качения для третьего вала

Дано: $T_3 = 152,4$ Нм; $\omega_3 = 24$ с⁻¹; $F_{a_2}^{\sigma} = 325$ Н; $F_{a_1}^{\tau} = 651$ Н;

$R_B^{\text{верт}} = 839,7$ Н; $R_B^{\text{гор}} = 491,4$ Н; $R_D^{\text{верт}} = 333,3$ Н; $R_D^{\text{гор}} = 1228,6$ Н;

$d_{\text{п}} = 35$ мм; $[L_h] = 10000$ ч.

7.1. Вычисляем радиальные нагрузки на подшипники

$$R_{r_A} = \sqrt{(R_A^{\text{гор}})^2 + (R_A^{\text{верт}})^2} = \sqrt{3448,4^2 + 650,2^2} = 3509,2 \text{ Н};$$

$$R_{r_D} = \sqrt{(R_D^{\text{гор}})^2 + (R_D^{\text{верт}})^2} = \sqrt{2843,3^2 + 393,8^2} = 2870,4 \text{ Н}.$$

Дальнейший расчет ведется по более нагруженной опоре A .

7.2. На опоры третьего вала действуют как радиальные, так и осевые нагрузки. Поэтому проверяем возможность назначения радиального шарикоподшипника, так как он является самым распространенным в машиностроении. Шарикоподшипники радиальные можно устанавливать на валах при соблюдении условия

$$\frac{R_a}{R_r} \leq 0,3,$$

где R_a – осевая нагрузка, действующая на подшипник. Для радиальных шарикоподшипников $R_a = F_a$. В нашем случае $R_a = F_{a_1}^T - F_{a_2}^6 = 651 - 325 = 326$ Н; R_r – радиальная нагрузка, действующая на подшипник. В нашем случае $R_r = R_{r_A} = 3509,2$ Н (расчет ведем по более нагруженному подшипнику).

$$\frac{R_a}{R_r} = \frac{326}{3509,2} = 0,093 < 0,3.$$

Условие выполняется. Принимаем шарикоподшипник радиальный.

Для промежуточного вала намечаем радиальный шарикоподшипник 207 (легкая серия диаметров 2, серия ширины 0). ГОСТ 8338.

Данные подшипника 207: динамическая грузоподъемность $C = 25,5$ кН, статическая грузоподъемность $C_0 = 15,8$ кН, $d_{II} = 35$ мм.

7.3. Вычисляем отношение

$$\frac{R_a}{C_0} = \frac{326}{15800} = 0,021.$$

По найденному отношению из каталога интерполированием находим значение коэффициента осевого нагружения $e = 0,205$.

7.4. Вычисляем отношение

$$\frac{R_a}{K_K \cdot R_r} = \frac{326}{1 \cdot 3509,2} = 0,093 < e = 0,205.$$

Так как вычисленное отношение получилось меньше коэффициента осевого нагружения e , то коэффициенты осевой и радиальной нагрузки Y и X соответственно равны:

$$X = 1; Y = 0.$$

7.5. Определяем эквивалентную нагрузку для более нагруженного подшипника. Общая формула эквивалентной нагрузки:

$$R_E = (X K_K R_r + Y R_a) K_\sigma K_T,$$

где K_K – коэффициент вращения, зависящий от того, какое из колец подшипника вращается. При вращении внутреннего кольца $K_K = 1$; K_σ – коэффициент безопасности, $K_\sigma = 1,2$ при умеренных толчках и кратковременных перегрузках до 150% от расчетной нагрузки; K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1$ при $t \leq 100^\circ$.

$$R_E = (1 \cdot 1 \cdot 3509,2 + 0 \cdot 326) \cdot 1,2 \cdot 1 = 4211,04 \text{ Н.}$$

7.6. Вычисляем долговечность подшипника L_h по формуле. Должно выполняться условие $L_h \leq [L_h]$, где $[L_h]=10000$ ч. – долговечность цилиндрического редуктора.

$$L_h = \frac{10^6}{572,4\omega_3} \cdot \left(\frac{C}{R_E} \right)^3 = \frac{10^6}{572,4 \cdot 24} \cdot \left(\frac{25,5 \cdot 10^3}{4211,04} \right)^3 = 16134 \text{ ч.} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность выбранного подшипника 207 удовлетворяет условию.

Методические рекомендации по выполнению РГЗ:

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» состоит из двух основных модулей (разделов): «Механические передачи» и «Соединения деталей машин».

Обучающиеся должны выполнить и защитить индивидуальные работы по модулям: «Выбор двигателя. Кинематический расчет привода», «Расчет передач, входящих в привод. Схема сил в зацеплении», «Эскизная компоновка привода. Расчет валов. Подбор подшипников». РГЗ должны быть оформлены в соответствии с требованиями Стандарта университета «Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности» [Электронный ресурс] / Красноярск: СФУ, 2021, СТУ 7.5-07-2021, <http://www.sfu-kras.ru/node/8127>.

Критерии оценивания знаний студента, полученных при выполнении индивидуальных (расчетно-графических) заданий

Таблица 4

Оценка	Требования
«Зачтено»	Оценка «зачтено» выставляется студенту, если РГЗ выполнено правильно и надлежащим образом оформлено, а также студент свободно справляется с задачами, вопросами и другими видами применения знаний, причем не затрудняется с ответом при видоизменении заданий, владеет разносторонними навыками и приемами выполнения практических задач.
«Не зачтено»	Оценка «не зачтено» выставляется студенту, если РГЗ выполнено неправильно и не надлежащим образом оформлено, а также студент не справляется с задачами, вопросами и другими видами применения знаний, затрудняется с ответом при видоизменении заданий, не владеет приемами выполнения практических задач.

Разработчик:



канд. техн. наук, доцент О. В. Конищева