

Федеральное агентство по образованию
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОУВПО «АмГУ»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой АППиЭ
_____ А.Н. Рыбалев
« _____ » _____ 2009г.

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО ДИСЦИПЛИНЕ

для специальностей 260901 «Технология швейных изделий»

260902 «Конструирование швейных изделий»

260704 «Технология текстильных изделий»

Составитель: М.Е. Бошко

Благовещенск 2009 г.

Печатается по решению
редакционно-издательского совета
энергетического факультета
Амурского государственного
университета

М.Е. Бошко

Учебно-методический комплекс по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной форм обучения специальностей

260901 «Технология швейных изделий»,

260902 «Конструирование швейных изделий»,

260704 «Технология текстильных изделий»

- Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2009.

Учебно-методические рекомендации ориентированы на оказание помощи студентам очной и заочной форм обучения, изучающих курс «Детали машин и основы конструирования».

Рецензент: Ларченко Н.М., канд. техн. наук, доцент БГПУ

©Амурский государственный университет, 2009

Федеральное агентство по образованию РФ
Амурский государственный университет



УТВЕРЖДАЮ
Проректор по УНР
Е.С. Астапова

«8» ноября 2006 г.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

по деталям машин и основам конструирования

для специальностей 260901 «Технология швейных изделий»,

260902 «Конструирование швейных изделий»

Курс 3 Семестр 5,6

Лекции 36 час. Экзамен 5 семестр

Курсовой проект 6 семестр

Практические занятия 14 час.

Лабораторные занятия 18 час.

Самостоятельная работа 70 час.

Всего часов 138

Составитель М.Е. Бошко, старший преподаватель

Факультет энергетический

Кафедра АППиЭ

2006 г.


Рабочая программа составлена на основании Государственного образовательного стандарта ВПО (регистрационный номер 214 тех/дс)
Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры АППиЭ

12 сентября 2006 г., протокол № 1

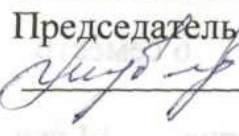
Заведующий кафедрой  А.Н. Рыбалёв

Рабочая программа одобрена на заседании УМС по специальностям «Технология швейных изделий», «Конструирование швейных изделий» «13» 10 2006 г., протокол № 2

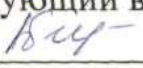
Председатель  И.В. Абакумова

СОГЛАСОВАНО
Начальник УМУ
 Г.Н. Торопчина

«07» ноября 2006 г.

СОГЛАСОВАНО
Председатель УМС ФПИ
 А.М. Медведев

«13» 10 2006 г.

СОГЛАСОВАНО
Заведующий выпускающей кафедрой
 И.В. Абакумова

«13» 10 2006 г.

Федеральное агентство по образованию РФ
Амурский государственный университет



УТВЕРЖДАЮ
Проректор по УНР
Е.С. Астапова

«8» ноября 2006 г.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

по деталям текстильных машин

для специальностей 260704 «Технология текстильных изделий»

Курс 3 Семестр 5,6

Лекции 36 час. Экзамен 5 семестр

Курсовой проект 6 семестр

Практические занятия 14 час.

Лабораторные занятия 18 час.

Самостоятельная работа 58 час.

Всего часов 126

Составитель М.Е. Бошко, старший преподаватель

Факультет энергетический

Кафедра АППиЭ

2006 г.

Рабочая программа составлена на основании Государственного образовательного стандарта ВПО (регистрационный номер 214 тех/дс)
Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры АППиЭ

12 сентября 2006 г., протокол № 1

Заведующий кафедрой  А.Н. Рыбалёв

Рабочая программа одобрена на заседании УМС по специальности «Технология текстильных изделий»

«13» 10 2006 г., протокол № 2

Председатель  И.В. Абакумова

СОГЛАСОВАНО

Начальник УМУ

 Г.Н. Торопчина

«07» нашего 2006 г.

СОГЛАСОВАНО

Председатель УМС ФПИ

 А.М. Медведев

«13» 10 2006 г.

СОГЛАСОВАНО

Заведующий выпускающей кафедрой

 И.В. Абакумова

«13» 10 2006 г.

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

1.1. Цель преподавания дисциплины

«Детали машин» - дисциплина, являющаяся составной частью технической механики, изучается после изучения ее других составных частей. В этой дисциплине рассматриваются различные виды соединений деталей машин и аппаратов; валы, оси, их опоры и соединения; подшипники, муфты, передачи вращательного движения и приводы, типовые конструкции и математические методы расчетов усилий, напряжений и основных размеров.

1.2. Задачи изучения дисциплины

В результате изучения дисциплины «Детали машин» студенты должны:

- знать и уметь рассчитывать сварные и резьбовые соединения, механические передачи, подшипники, оси, валы и их опоры;
- получить практические навыки расчета редукторов;
- иметь представление о соединении элементов конструкций заклепками, пайкой, шпонками шлицами, посадкой с натягом, о фрикционных, цепных и волновых механических передачах.

1.3. Перечень дисциплин с указанием разделов (тем), усвоение которых студентами необходимо для изучения данной дисциплины

- разделы математики: элементы векторной алгебры и аналитической геометрии, дифференциальное исчисление функций одной или нескольких переменных, дифференциальные уравнения и системы, определенный, криволинейные и кратные интегралы;
- раздел физики: физические основы классической механики;
- надежность технических систем;
- законы постоянного тока;
- общие теоремы динамики: об изменении количества движения; об изменении кинетического момента; об изменении кинетической энергии;
- расчет усилий в стержнях, балках и других элементах изделий и прочностные расчеты.

2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

2.1. Федеральный компонент

ОПД.Ф.02.04. Детали машин и основы конструирования:

классификация механизмов, узлов и деталей; основы проектирования механизмов, стадии разработки; требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы; механические передачи: зубчатые, червячные, планетарные, волновые, рычажные, фрикционные, ременные, цепные, передачи винт-гайка; расчеты передач на прочность валы и оси, конструкция и расчеты на прочность и жесткость; подшипники качения и скольжения, выбор и расчеты на прочность; уплотнительные устройства; конструкции подшипниковых узлов; соединения деталей: резьбовые, заклепочные, сварные, паяные, клеевые, с натягом, шпоночные, зубчатые, штифтовые, клеммовые, профильные; конструкция и расчеты соединений на

прочность; упругие элементы; муфты механических приводов; корпусные детали механизмов.

2.2. Наименование тем, их содержание, объем в лекционных часах

2.2.1. Основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин. Стандартизация и унификация деталей машин. Допуски и посадки.

Объем – 4 часа.

2.2.2. Основы проектирования механизмов, стадии разработки.

Объем – 2 часа.

2.2.3. Механические передачи.

2.2.3.1. Общие сведения о передачах. Виды передач. Основные силовые и кинематические соотношения.

Объем – 1 час.

2.2.3.2. Фрикционные передачи. Устройство и оценка применения. Кинематический и силовой расчеты. Конструкции, материалы и расчеты. Вариаторы.

Объем – 1 час.

2.2.3.3. Ременные передачи. Устройство. Оценка применения. Конструкции ремней. Кинематический, силовой и геометрический расчеты. Расчет ремней.

Объем – 2 часа.

2.2.3.4. Зубчатые передачи. Общие сведения. Оценка применения. Кинематический и силовой расчеты. Материалы и конструкции зубчатых колес. Расчет на прочность зубьев эвольвентных передач. Планетарные зубчатые передачи. Зубчатые редукторы.

Объем – 4 часа.

2.2.3.5. Червячные передачи. Общие сведения. Оценка применения. Материалы и конструкции червяков и червячных колес. Расчет цилиндрических червячных передач.

Объем – 2 часа.

2.2.3.6 Цепные передачи. Устройство и оценка применения. Расчет.

Объем – 1 час.

2.2.3.7 Передача винт-гайка. Устройство и назначение. Оценка применения. Расчет винтов и гаек передач.

Объем – 1 час.

2.2.4. Детали, обслуживающие вращательные движения

2.2.4.1. Оси и валы. Назначение, конструкции, материалы. Критерии работоспособности и расчета. Расчет на статическую прочность. Расчет на сопротивление усталости. Расчет на жесткость.

Объем – 3 часа.

2.2.4.2. Подшипники скольжения. Конструкции и материалы. Оценка применения. Расчет.

Объем – 1 час.

2.2.4.3. Подшипники качения. Конструкции и назначение. Оценка применения. Подбор подшипников.

Объем – 2 часа.

2.2.4.4. Муфты. Назначение. Жесткие муфты. Компенсирующие муфты. Упругие муфты. Расчет.

Объем – 2 часа.

2.2.5. Соединения деталей машин.

2.2.5.1. Заклепочные соединения. Общие сведения. Виды заклепок и заклепочных швов. Расчет заклепочных швов.

Объем – 1 час.

2.2.5.2. Сварные соединения. Общие сведения. Виды сварных соединений и типы сварных швов. Расчет сварных швов.

Объем – 2 часа.

2.2.5.3. Клеевые и паяные соединения.

Объем – 1 час.

2.2.4.4. Соединения с натягом.

Объем – 1 час.

2.2.4.5. Резьбовые соединения. Общие сведения. Расчет крепежных резьбовых соединений.

Объем – 3 часа.

2.2.4.6. Клиновые и штифтовые соединения.

Объем – 1 час.

2.2.4.7. Шпоночные и шлицевые соединения.

Объем – 2 часа.

2.3. Практические занятия, их наименование и объем в часах

2.3.1. Привод. Кинематические расчеты.

Объем – 2 часа.

2.3.2. Расчет зубчатых передач.

Объем – 4 часа.

2.3.3. Валы. Проектный и проверочный расчет. Конструирование.

Объем – 2 часа.

2.3.4. Подшипники качения. Подбор. Расчет на статическую и динамическую грузоподъемность.

Объем – 2 часа.

2.3.5. Корпусные детали редукторов.

Объем – 2 часа.

2.3.6. Подбор муфт.

1 час.

Объем –

2.3.7. Шпоночные соединения.

Объем – 1 час.

2.4 Лабораторные занятия, их наименование и объем в часах

2.4.1 Приводы. Выбор электродвигателя. Кинематический расчет.

Объем – 2 часа.

2.4.2 Зубчатые передачи. Геометрические параметры цилиндрической передачи.

Объем – 2 часа.

2.4.3 Ознакомление с конструкцией зубчатого редуктора.

Объем – 2 часа.

2.4.4 Ознакомление с конструкцией червячного редуктора.

Объем – 2 часа.

2.4.5 Ознакомление с конструкциями подшипников качения и скольжения.

Объем – 2 часа.

2.4.6 Ознакомление с конструкциями муфт.

Объем – 2 часа.

2.4.7 Ознакомление с конструкцией сварных соединений. Расчет на прочность.

Объем – 2 часа.

2.4.8 Ознакомление с конструкцией болтовых соединений. Расчет на прочность стержня болта при различных случаях нагружения.

Объем – 2 часа.

2.4.9 Ознакомление с конструкциями шпоночных соединений.

Объем – 2 часа.

2.5. Курсовой проект, его характеристика

Курсовой проект на тему «Проектирование привода общего назначения» состоит из двух частей:

1. Графическая часть включает в себя 3 листа чертежей формата А1.

2. Расчетная часть выполняется в виде пояснительной записки к проекту в объеме 40-50 листов формата А4 и оформляется в соответствии с требованиями СтП АмГУ-05-06. «Правила оформления дипломных и курсовых работ (проектов)».

2.6. Самостоятельная работа студентов

2.6.1. Основные принципы проектирования.

Объем – 1 час.

2.6.2. Взаимозаменяемость. Стандартизация.

Объем – 1 час.

2.6.3. Фрикционные передачи.

Объем – 1 час.

2.6.4. Ременные передачи.

Объем – 1 час.

2.6.5. Зубчатые передачи. Зубчатые редукторы.

Объем – 4 часа.

2.6.6. Планетарные, рычажные, волновые передачи.

Объем – 2 часа.

2.6.7. Червячные передачи.

Объем – 1 час.

2.6.8. Цепные передачи.

Объем – 1 час.

2.6.9. Оси и валы. Назначение. Конструкции.

Объем – 1 час.

2.6.10. Расчет валов.

Объем – 2 часа.

2.6.11. Подшипники скольжения.	Объем – 1 час.
2.6.12. Подшипники качения.	Объем – 2 часа.
2.6.13. Муфты. Назначение. Классификация. Расчет.	Объем – 1 час.
2.6.14. Заклепочные соединения. Расчет на прочность.	Объем – 1 час.
2.6.15. Сварные соединения. Виды сварных соединений. Типы сварных швов. Расчет на прочность.	Объем – 1 час.
2.6.16. Клеевые и паяные соединения.	Объем – 1 час.
2.6.17. Соединения с натягом.	Объем – 1 час.
2.6.18. Резьбовые соединения. Расчеты. Температурные напряжения.	Объем – 2 часа.
2.6.19. Соединения. Клиновые. Профильные.	Объем – 1 час.
2.6.20. Шпоночные и шлицевые соединения.	Объем – 1 час.
2.6.21 Уплотнительные устройства.	Объем – 1 час.
2.6.22 Упругие элементы.	Объем – 2 часа.
2.6.23. Конструирование валов.	Объем – 3 часа.
2.6.24. Конструирование подшипниковых узлов. Подбор подшипников по статической и динамической грузоподъемности.	Объем – 6 часов.
2.6.25. Конструирование зубчатых колес.	Объем – 4 часа.
2.6.26. Эскизное проектирование.	Объем – 4 часа.
2.6.27. Сборочный чертеж редуктора.	Объем – 10 часов.
2.6.28. Выполнение чертежей деталей.	Объем – 10 часов.
2.6.29. Спецификация.	Объем – 3 часа.

2.7. Вопросы к экзамену

1. Критерии работоспособности деталей машин.
2. Виды передач.
3. Передачи. Основные силовые и кинематические соотношения.
 4. Фрикционные передачи. Устройство и принцип действия. Оценка применения.
5. Фрикционные передачи. Оценка применения.

6. Фрикционные передачи. Кинематические и силовые расчеты.
7. Ременные передачи. Устройство и принцип действия. Оценка передачи.
8. Ременные передачи. Материалы и конструкции ремней.
9. Ременные передачи. Кинематический, силовой и геометрический расчеты.
10. Зубчатые передачи. Общие сведения.
11. Зубчатые передачи. Кинематические и силовые расчеты.
12. Расчет на прочность зубьев эвольвентных передач.
13. Зубчатые редукторы.
14. Червячные передачи. Устройство и принцип действия.
15. Червячные передачи. Материалы и конструкции червяков и червячных колес.
16. Червячные передачи. Расчет цилиндрических червячных передач.
17. Цепные передачи. Устройство и оценка применения.
18. Цепные передачи. Расчет.
19. Передача винт-гайка. Устройство и назначение. Оценка применения.
20. Передача винт-гайка. Расчет винтов и гаек передачи.
21. Оси и валы. Назначение, конструкции, материалы.
22. Оси и валы. Критерии работоспособности и расчета.
23. Валы. Расчет на статическую прочность. Расчет на сопротивление усталости.
Расчет на жесткость.
24. Подшипники скольжения. Конструкции и материалы.
25. Подшипники скольжения. Расчет.
26. Подшипники скольжения. Оценка применения.
- 27. Подшипники качения. Устройство. Конструкции и назначение. Оценка применения.**
28. Подшипники качения. Подбор. Расчет на статическую и динамическую грузоподъемность.
29. Муфты. Назначение и классификация муфт.
30. Муфты упругие.
31. Муфты. Расчет.
32. Заклепочные соединения. Общие сведения. Расчет заклепочных швов. Оценка применения.
33. Сварные соединения. Общие сведения. Оценка применения.
34. Сварные соединения. Виды сварных соединений и типы сварных швов.
35. Расчет сварных швов.
36. Клеевые соединения.
37. Паяные соединения.
38. Соединения с натягом.
39. Резьбовые соединения. Общие сведения. Оценка применения.
40. Резьбовые соединения. Расчет крепежных резьбовых соединений.
41. Шпоночные соединения. Назначение. Виды.
42. Шпоночные соединения. Расчет.
43. Шлицевые соединения. Назначение. Оценка применения.

3. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

3.1 Основная литература

3.1.1. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1986.

- 3.1.2. Эрдеди А.А. Детали машин. Учебник. М., Высш. школа. 2001. - 286 с.
- 3.1.3. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989.
- 3.1.4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Машиностроение, 2004, - 559 с.
- 3.1.5 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М., Высш. школа, 2004,- 444 с.
- 3.1.6 Иванов М.Н. Детали машин. Учебник для вузов. М., Высш. школа. 2000.
- 3.1.7. Детали машин. Атлас конструкций под ред. Решетова Д.Н. в 2 частях. М., Машиностроение. 1992.
- 3.2. Дополнительная литература
 - 3.2.1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Курсовое проектирование. Учебное пособие для техникумов. М., Машиностроение. 2004. – 559 с.
 - 3.2.2. Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. – 367 с.
- 3.3. Перечень наглядных пособий, методических указаний и методических материалов
 - 3.3.1. Плакаты по деталям машин.
 - 3.3.2. Лабораторные стенды.
 - 3.3.3. Образцы деталей.
 - 3.3.4. Тесты.

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

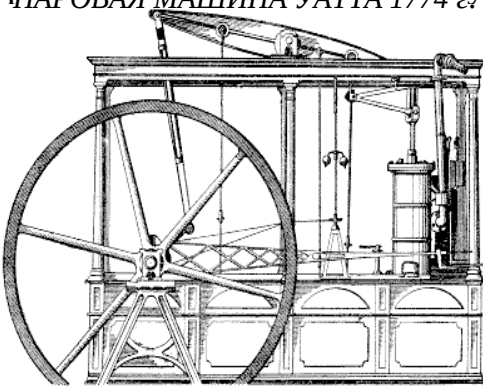
Конспект лекций

ВВЕДЕНИЕ

Современное общество отличается от первобытного использованием машин.

Применение предметов, усиливающих возможности рук (палки, камни), и особенно освоение дополнительных источников энергии (костёр, лошадь) не только позволило человечеству выжить, но и обеспечило в дальнейшем победу над превосходящими силами природы.

Жизнь людей, даже самых отсталых племён, теперь немыслима без различных механических устройств и приспособлений (греч. "механа" –



механические хитрости использовались уже в древнем Египте, а в Европе – в Средневековье. Однако, всерьёз говорить о применении машин начинается с промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины Уатта и последующий технологический рывок и сформировало

современный мир в его нынешнем виде. Здесь важен энергетический аспект проблемы.

С тех же пор наметились основные закономерности устройства и функционирования механизмов и машин, сложились наиболее рациональные и удобные формы их составных частей - деталей. В процессе механизации производства и транспорта, по мере увеличения нагрузок и сложности конструкций, возросла потребность не только в интуитивном, но и в научном подходе к созданию и эксплуатации машин.

В ведущих университетах Запада уже с 30-х годов XIX века, а в Санкт-Петербургском университете с 1892 года читается самостоятельный курс "Детали Машин". Без этого курса [9,16,18,22,23,32] теперь невозможна подготовка инженера-механика любой специальности.

Исторически сложившиеся в мире системы подготовки инженеров при всех национальных и отраслевых различиях имеют единую четырёхступенчатую структуру:

1. На младших курсах изучаются **ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ НАУКИ**, которые представляют собой системы знаний о наиболее общих законах и принципах нашего мира. Это - Физика, Химия, Математика, Информатика, Теоретическая механика, Философия, Политология, Психология, Экономика, История и т.п.
2. Далее изучаются **ПРИКЛАДНЫЕ НАУКИ**, которые изучают действие фундаментальных законов природы в частных областях жизни, таковыми являются Техническая термодинамика, Теория прочности, Материаловедение, Сопrotивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.
3. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению **ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН**, таких как **НАШ КУРС**, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.
4. Обучение завершается освоением **СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН**, которые и составляют квалификацию инженера соответствующей специальности.

При этом подлинно высококвалифицированным специалистом, способным решать конкретные инженерно-технические проблемы становится лишь тот, кто усвоит взаимосвязь и преемственность между фундаментальными, прикладными, общетехническими и специальными знаниями.

Курс "**Детали машин и основы конструирования**" непосредственно опирается на курсы "**Сопrotивление материалов**" и "**Теория механизмов и машин**", которыми, мы надеемся, студенты овладели в совершенстве. Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "**Инженерная графика**".

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА

Определим базовые понятия [21] в самом начале работы для систематизации учебного материала и во избежание двусмысленного толкования.

Расположим понятия по степени сложности.

ДЕТАЛЬ – (франц. *detail* – кусочек) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

ЗВЕНО – группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

УЗЕЛ – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

МЕХАНИЗМ – система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

АППАРАТ – (лат. *apparatus* – часть) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ – (лат. *aggrego* – присоединять) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

МАШИНА – (греч. "машина" – огромная, грозная) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

АВТОМАТ – (греч. "аутоматос" – самодвижущийся) машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ – (чешск. *robot* – работник) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

Процесс разработки машин имеет сложную, разветвлённую неоднозначную структуру и обычно называется широким термином ПРОЕКТИРОВАНИЕ – создание прообраза объекта, представляющего в общих чертах его основные параметры. Под КОНСТРУИРОВАНИЕМ некоторые авторы понимают весь процесс от идеи до изготовления машин, некоторые – лишь завершающую стадию его подготовки [14, 24, 25, 38]. Но в любом случае **цель и конечный результат конструирования – создание рабочей документации** (ГОСТ 2.102-68), по которой можно без участия разработчика изготавливать, эксплуатировать, контролировать и ремонтировать изделие.

Здесь также требуется дать базовые понятия:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ – документ, составляемый совместно заказчиком и разработчиком, содержащий общее представление о назначении, технических характеристиках и принципиальном устройстве будущего изделия.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ – дополнительные или уточнённые требования к изделию, которые не могли быть указаны в техническом задании (ГОСТ 2.118-73).

ТВОРЧЕСТВО – специфическая материальная или духовная деятельность, порождающая нечто новое или новую комбинацию известного.

ИЗОБРЕТЕНИЕ – новое решение технической задачи, дающее положительный эффект.

ЭСКИЗИРОВАНИЕ – процесс создания эскиза (*франц. es quisse – из размышлений*), предварительного рисунка или наброска, фиксирующего замысел и содержащего основные очертания создаваемого объекта.

КОМПОНОВКА – расположение основных деталей, узлов, сборочных единиц будущего объекта.

РАСЧЁТ – численное определение усилий, напряжений и деформаций в деталях, установление условий их нормальной работы; выполняется по мере необходимости на каждом этапе конструирования.

ЧЕРТЁЖ – точное графическое изображение объекта, содержащее полную информацию об его форме, размерах и основных технических условиях изготовления.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА – текстовый документ (ГОСТ 2.102-68), содержащий описание устройства и принципа действия изделия, а также технические характеристики, экономическое обоснование, расчёты, указания по подготовке изделия к эксплуатации.

СПЕЦИФИКАЦИЯ – текстовый табличный документ, определяющий состав изделия (ГОСТ 2.102-68).

ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ – первый этап проектирования (ГОСТ 2.119-73), когда устанавливаются принципиальные конструктивные и схемные решения, дающие общие представления об устройстве и работе изделия.

ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ – заключительный этап проектирования (ГОСТ 2.120-73), когда выявляются окончательные технические решения, дающие полное представление об изделии.

РАБОЧИЙ ПРОЕКТ – полный комплект рабочей документации (текстовой и графической ГОСТ 2.102-68; 2.106-68), в которой содержится полная информация о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте машины.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ МАШИН

Машины, как и другие изделия, изготавливаются только по проекту, который, в любом случае, является совокупностью графических и текстовых документов. Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов устанавливается комплексом стандартов – Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), разработанной в 70-е годы XX в [15].

Проектирование машин выполняют в несколько стадий, установленных ГОСТ 2.103-68. Для единичного производства это:

1. Разработка технического предложения по ГОСТ 2.118-73.
2. Разработка эскизного проекта по ГОСТ 2.119-73.
3. Разработка технического проекта по ГОСТ 2.120-73.
4. Разработка документации для изготовления изделия.
5. Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия.

Стадии проектирования при серийном производстве те же, но только корректировку документации приходится повторять несколько раз: сначала для опытного экземпляра, затем для опытной партии, затем по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии.

В любом случае, приступая к каждому этапу конструирования, как и вообще к любой работе, необходимо чётко обозначить три позиции:

Исходные данные – любые объекты и информация, относящиеся к делу ("что мы имеем?").

Цель – ожидаемые результаты, величины, документы, объекты ("что мы хотим получить?").

Средства достижения цели – методики проектирования, расчётные формулы, инструментальные средства, источники энергии и информации, конструкторские навыки, опыт ("что и как делать?").

Деятельность конструктора-проектировщика обретает смысл только при наличии заказчика – лица или организации, нуждающихся в изделии и финансирующих разработку.

Теоретически заказчик должен составить и выдать разработчику Техническое Задание – документ, в котором грамотно и чётко обозначены все технические, эксплуатационные и экономические параметры будущего изделия. Но, к счастью, этого не происходит, поскольку заказчик поглощён своими ведомственными задачами, а, главное, не имеет достаточных навыков проектирования. Таким образом, инженер не остаётся без работы.

Работа начинается с того, что заказчик и исполнитель совместно составляют (и подписывают) Техническое Задание. При этом исполнитель должен получить максимум информации о потребностях, пожеланиях, технических и финансовых возможностях заказчика, обязательных, предпочтительных и желательных свойствах будущего изделия, особенностях его эксплуатации, условиях ремонта, возможном рынке сбыта.

Тщательный анализ этой информации позволит проектировщику правильно выстроить логическую цепочку "Задание – Цель – Средства" и максимально эффективно выполнить проект.

Разработка **Технического Предложения** начинается с изучения Технического Задания. Выясняются назначение, принцип устройства и способы соединения основных сборочных единиц и деталей. Всё это сопровождается анализом научно-технической информации об аналогичных конструкциях. Выполняются кинематический расчёт, проектировочные расчёты на прочность, жёсткость, износостойкость и по критериям работоспособности. Из каталогов предварительно выбираются все стандартные изделия – подшипники, муфты и т.п. Выполняются первые эскизы, которые постепенно уточняются. Необходимо стремиться к максимальной компактности расположения и удобства монтажа-демонтажа деталей.

На стадии **Эскизного Проекта** выполняются уточнённые и проверочные расчёты деталей, чертежи изделия в основных проекциях, прорабатывается конструкция деталей с целью их максимальной технологичности, выбираются сопряжения деталей, прорабатывается возможность сборки-разборки и регулировки узлов, выбирается система смазки и уплотнения. Эскизный проект должен быть рассмотрен и утверждён,

после чего он становится основой для Технического Проекта. При необходимости изготавливаются и испытываются макеты изделия.

Технический Проект должен обязательно содержать чертёж общего вида, ведомость технического проекта и пояснительную записку. Чертёж общего вида по ГОСТ 2.119-73 должен дать сведения о конструкции, взаимодействии основных частей, эксплуатационно-технических характеристиках и принципах работы изделия. Ведомость Технического Проекта и Пояснительная Записка, как и все текстовые документы должны содержать исчерпывающую информацию о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте изделия. Они оформляются в строгом соответствии с нормами и правилами ЕСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким образом, проект приобретает окончательный вид – чертежей и пояснительной записки с расчётами, называемыми **рабочей документацией**.

Требования к машинам и критерии их качества

Поскольку человеку свойственно хотеть всего и сразу, то требования к машинам многообразны и часто противоречивы, однако их можно условно разделить на основные взаимосвязанные группы:

- ➔ технологические требования;
- ➔ экономические требования;
- ➔ эксплуатационные требования.

Качество машины, т.е. её максимальное соответствие всем требованиям [19, 37] невозможно без неустанного внимания инженера на всех стадиях "жизни" машины.

Качество закладывается на стадии проектирования, обеспечивается на стадии производства и поддерживается в процессе эксплуатации.

Степень соответствия требованиям характеризуют критерии качества (*греч. "крит эрион" – узкое место*) – некие конкретные параметры (*греч. "пара мэтрос" – измеряемый*), т.е. измеряемые или вычисляемые величины.

Однако известно, что полное удовлетворение всех требований – абсолютно невыполнимая задача, поэтому всегда приходится идти на компромисс, обозначая главные требования и обеспечивая соответствующие им критерии качества. Отметим поэтому лишь основные требования к деталям и машинам.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ – минимальная стоимость производства и эксплуатации.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ – состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции.

НАДЁЖНОСТЬ – свойство объекта сохранять во времени способность к выполнению заданных функций (ГОСТ 27.002-83).

Основными критериями качества машин считают:

МОЩНОСТЬ – скорость преобразования энергии;

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ – объём работы (продукции, информации), выполняемой в единицу времени;

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ – доля дошедшей до потребителя энергии (мощности);
ГАБАРИТЫ – предельные размеры;
ЭНЕРГОЁМКОСТЬ - расход топлива или электричества отнесённый к объёму работы (пройденному расстоянию, произведённой продукции);
МАТЕРИАЛОЁМКОСТЬ – количество конструкционного материала машины, обычно отнесённого к единице мощности;
ТОЧНОСТЬ – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.);
ПЛАВНОСТЬ ХОДА – минимальные ускорения при работе машины.

Условия нормальной работы деталей и машин

Успешная работа деталей и машин заключается в обеспечении работоспособности и надёжности.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ деталей и машин определяется как свойство выполнять свои функции с заданными показателями и характеризуется следующими критериями:

ПРОЧНОСТЬ – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации);

ЖЁСТКОСТЬ – способность детали сопротивляться любой деформации;

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу;

ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур;

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

НАДЁЖНОСТЬ определяется как свойство детали и машины выполнять свои функции, сохраняя заданные показатели в течение заданного времени и, по существу, выражает собой перспективы сохранения работоспособности [30, 33].

В процессе работы детали и машины подвергаются не только расчётным нагрузкам, которые конструктор ожидает и учитывает, но и попадают во внештатные ситуации [13], которые очень трудно предусмотреть, как, например, удары, вибрация, загрязнение, экстремальные природные условия и т.п. При этом возникает отказ – утрата работоспособности вследствие разрушения деталей или нарушения их правильного взаимодействия. Отказы бывают полные и частичные; внезапные (поломки) и постепенные (износ, коррозия); опасные для жизни; тяжёлые и лёгкие; устранимые и неустраняемые; приработочные (возникают в начале эксплуатации) и связанные с наличием дефектных деталей; отказы по причине износа, усталости и старения материалов.

Надёжной можно считать машину, имеющую следующие свойства.

БЕЗОТКАЗНОСТЬ – способность сохранять свои эксплуатационные показатели в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ – способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания.

РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей посредством техобслуживания и ремонта.

СОХРАНЯЕМОСТЬ – способность сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Надёжность трудно рассчитать количественно, она обычно оценивается как вероятность безотказной работы на основании статистики эксплуатации группы идентичных машин.

При всей значимости всех описанных критериев, нетрудно заметить, что **ПРОЧНОСТЬ ЯВЛЯЕТСЯ ВАЖНЕЙШИМ КРИТЕРИЕМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАДЁЖНОСТИ.**

Невыполнение условия прочности автоматически делает бессмысленными все другие требования и критерии качества машин [5, 26, 30, 36].

Действительно, немногого стоит технологичная, жёсткая, износостойкая, теплостойкая, виброустойчивая, дешёвая в эксплуатации, ремонтпригодная конструкция самого передового дизайна, если она сломалась при первой же нагрузке!

Общие принципы прочностных расчётов

Все этапы проектирования, каждый шаг конструктора сопровождается расчётами. Это естественно, т.к. грамотно выполненный расчёт намного проще и в сотни раз дешевле экспериментальных испытаний.

Чаще всего конструктор имеет дело с расчётами на прочность [5, 12, 35].

Различают **проектировочные** и **проверочные** расчёты.

Проектировочный расчёт выполняется, когда по ожидаемым нагрузкам, с учётом свойств материала определяются геометрические параметры деталей.

Проверочный расчёт выполняют, когда известна вся "геометрия" детали и максимальные нагрузки, а с учётом свойств материала определяются максимальные напряжения, которые должны быть меньше допускаемых.

Несмотря на такие "провокационные" названия, следует помнить, что оба этих вида расчётов всегда сопутствуют друг другу и выполняются на стадии проектирования деталей и машин.

Математическая формулировка условия прочности любой детали очень проста:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau].$$

Или, говоря техническим языком:

**НАПРЯЖЕНИЯ В МАТЕРИАЛЕ ДЕТАЛИ
ДОЛЖНЫ БЫТЬ МЕНЬШЕ ДОПУСКАЕМЫХ**

Всегда, везде, при любых обстоятельствах конструктор обязан учитывать и обеспечивать такие условия работы, чтобы напряжения в материале деталей не превышали допускаемых.

В качестве допускаемых **нельзя** назначать предельные напряжения, при которых наступает разрушение материала.

Разница между допускаемыми и предельными напряжениями похожа на разницу между краем платформы метро и «белой линией», проведённой примерно в полуметре перед краем. Переход через «белую линию» грозит замечанием от дежурного, а стояние на краю – гибелью.

Допускаемые напряжения следует принимать меньше предельных, "с запасом":

$$[\sigma] = \sigma_{\text{предельное}} / n,$$

где n - коэффициент запаса (обычно $1,2 < n < 2,5$).

В разных обстоятельствах коэффициент запаса может быть либо задан заказчиком, либо выбран из справочных нормативов, либо вычислен с учётом точности определения нагрузок, однородности материала и специфических требований к надёжности машин.

Выполнение всех видов прочностных расчётов для каждой детали займёт очень много времени. Поэтому инженер должен сначала изучить опыт эксплуатации подобных изделий. Это особенно удобно для типовых деталей и машин. Следует обратить внимание на то, какой вид поломок встречается чаще всего. Именно по этому виду поломок, точнее по вызывающим их напряжениям, следует выполнять предварительно проектировочный расчёт. По его результатам строится форма детали, а проверочный расчёт выполняется по напряжениям, вызывающим менее опасные дефекты.

В расчётах не следует гнаться за "абсолютной" точностью и использовать сложные "многоэтажные" формулы. Обширный опыт инженеров-расчётчиков показывает, что усложнение методик расчёта не даёт новых результатов.

Крупнейший советский специалист по прочностным расчётам деталей машин И.А. Биргер заметил [5], что в технических расчётах **"всё нужное является простым, а всё сложное – ненужным"**. Впрочем, похожая мысль высказывалась уже в библейских текстах, хотя и не по поводу машин.

В расчётах необходимо стремиться к корректным упрощениям.

Понятие об автоматизированном проектировании

Современные достижения науки и техники, возрастающая функциональность современных изделий требуют выполнения проектных работ большого объема. Требования к качеству проектов, срокам их выполнения оказываются все более жесткими в условиях конкурентной борьбы за потребителя. Удовлетворить эти требования путем количественного увеличения проектировщиков невозможно, так как распараллеливание проектных работ не безгранично.

Решение проблемы возможно путем внедрения в практику инженерного проектирования методов и средств автоматизированного проектирования.

Цель автоматизации проектирования - повышение качества, снижение материальных затрат, сокращение сроков проектирования и повышение производительности труда проектировщиков.

Под автоматизацией проектирования понимается такой способ проектирования при котором весь цикл проектных работ осуществляется рационально распределенным взаимодействием человека и ЭВМ.

В настоящее время термин "автоматизация проектирования" характеризует целое научно-техническое направление, базирующееся на современных достижениях физики, математики, вычислительной техники и теории проектирования.

Предметом автоматизации проектирования являются формализация проектных процедур, структурирование и типизация процессов проектирования, постановки, модели, методы и алгоритмы, информационная поддержка решения проектных задач, а также технические средства и способы их объединения в единую проектирующую систему.

В первые годы применения ЭВМ в процессе проектирования бытовало мнение о снижении требований к квалификации проектировщиков при использовании автоматизированного проектирования, однако эта точка зрения не получила подтверждения практикой, так как инженер - проектировщик помимо владения предметной областью должен знать модели, методы и методики автоматизированного проектирования. А это предъявляет повышенные требования к уровню профессиональной подготовки инженера, который помимо знания средств автоматизированного проектирования должен уметь отбирать и эксплуатировать эти средства в конкретном процессе создания определенного класса аппаратуры.

Системный подход при проектировании

Современные методы проектирования деятельности пользователей АСУ сложились в рамках системотехнической концепции проектирования, в силу чего учет человеческого фактора ограничился решением проблем согласования «входов» и «выходов» человека и машины. Вместе с тем при анализе неудовлетворенности пользователей АСУ удается выявить, что она часто объясняется отсутствием единого, комплексного подхода к проектированию систем взаимодействия.

Использование системного подхода позволяет принять во внимание множество факторов самого различного характера, выделить из них те, которые оказывают самое большое влияние с точки зрения имеющихся общесистемных целей и критериев, и найти пути и методы эффективного воздействия на них. Системный подход основан на применении ряда основных понятий и положений, среди которых можно выделить понятия системы, подчиненности целей и критериев подсистем общесистемным целям и критериям и т.д. Системный подход позволяет рассматривать анализ и синтез различных по своей природе и сложности объектов с единой точки зрения, выявляя при этом важнейшие характерные черты функционирования системы и учитывая наиболее

существенные для всей системы факторы. Значение системного подхода особенно велико при проектировании и эксплуатации таких систем, как автоматизированные системы управления (АСУ), которые по существу являются человеко-машинными системами, где человек выполняет роль субъекта управления.

Системный подход при проектировании представляет собой комплексное, взаимосвязанное, пропорциональное рассмотрение всех факторов, путей и методов решения сложной многофакторной и многовариантной задачи проектирования интерфейса взаимодействия. В отличие от классического инженерно-технического проектирования при использовании системного подхода учитываются все факторы проектируемой системы - функциональные, психологические, социальные и даже эстетические.

Автоматизация управления неизбежно влечет за собой осуществление системного подхода, так как она предполагает наличие саморегулирующейся системы, обладающей входами, выходами и механизмом управлением. Уже само понятие системы взаимодействия указывает на необходимость рассмотрения окружающей среды, в которой она должна функционировать. Таким образом, система взаимодействия должна рассматриваться как часть более обширной системы - АСУ реального времени, тогда как последняя - системы управляемой среды.

КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Не существует абсолютной, полной и завершённой классификации всех существующих деталей машин, т.к. конструкции их многообразны и, к тому же, постоянно разрабатываются новые.

Для ориентирования в бесконечном многообразии детали машин классифицируют на **типовые** группы по характеру их использования [1,10,11].

- **ПЕРЕДАЧИ** передают движение от источника к потребителю.
- **ВАЛЫ** и **ОСИ** несут на себе вращающиеся детали передач.
- **ОПОРЫ** служат для установки валов и осей.
- **МУФТЫ** соединяют между собой валы и передают вращающий момент.
- **СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ДЕТАЛИ (СОЕДИНЕНИЯ)** соединяют детали между собой.
- **УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ** смягчают вибрацию и удары, накапливают энергию, обеспечивают постоянное сжатие деталей.
- **КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ** организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их защиту.

Рамки учебного курса не позволяют изучить все разновидности деталей машин и все нюансы проектирования. Однако знание, по крайней мере, типовых деталей и общих принципов конструирования машин даёт инженеру надёжный фундамент и мощный инструмент для выполнения проектных работ практически любой сложности.

В следующих главах мы рассмотрим приёмы расчёта и проектирования типовых деталей машин.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- Каковы место и роль машин в современном обществе ?
- Какие учебные дисциплины непосредственно служат базой для курса "Детали машин и основы конструирования" ?
- В чём заключается разница между проектированием и конструированием?
- Какие правила и нормы регламентируются Единой Системой Конструкторской Документации ?
- Кем формулируется и составляется Техническое Задание ?
- Какие документы являются результатом конструирования ?
- Какие группы требований предъявляются к машинам ?
- Каковы основные требования к деталям и машинам ?
- Каковы основные критерии качества деталей и машин ?
- Что такое работоспособность и каковы её критерии ?
- Что такое надёжность и каковы её критерии ?
- Что является главным критерием работоспособности и надёжности ?
- В чём заключается общее условие прочности деталей машин ?
- В чём разница между проектировочным и проверочным расчётами ?
- Каковы основные группы деталей машин общего назначения ?

ПЕРЕДАЧИ

Современные машины приводятся в движение главным образом топливными и электрическими двигателями. В силу специфики законов термогазодинамики и электромагнетизма, эти двигатели более быстроходны, чем было бы удобно для человека, к тому же их скорость сложно и плохо регулируется. Возникает необходимость согласования режимов работы двигателя и исполнительного органа [6,10], с которым, собственно, и имеет дело оператор. Для этого созданы передачи.

Механическими передачами или просто передачами называются механизмы, которые преобразуют параметры движения от двигателя к исполнительным органам машины [1,10].

Механическая энергия передаётся, как правило, с преобразованием скоростей и вращающих моментов, а иногда с преобразованием вида и закона движения.

Передачи по принципу работы разделяются на:

- ➔ Передачи **зацеплением**:
 - ➔ с непосредственным контактом (зубчатые и червячные);
 - ➔ с гибкой связью (цепные, зубчато-ременные).
- ➔ Передачи **трением (сцеплением)** трущихся поверхностей):
 - ➔ с непосредственным контактом поверхностей (фрикционные);
 - ➔ с гибкой связью (ременные).

ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Передают движение с помощью последовательно зацепляющихся зубьев [1].

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между параллельными валами.

Прямозубые колёса (около 70%) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ



Выбор параметров цилиндрических зубчатых передач обусловлен конструктивными и технологическими условиями.

Передаточное отношение U определяется соотношением угловых скоростей (ω) или частот вращения (n) ведомого и ведущего колёс $U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$.

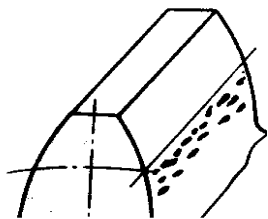
Здесь и далее индексы 1 и 2 расставлены в порядке передачи механической энергии 1- ведущее (шестерня), 2- ведомое (колесо). Учитывая, что в зацепление входят колёса с одинаковым модулем (ГОСТ 9563-60), можно задавшись числом зубьев шестерни Z_1 найти число зубьев колеса

$$Z_2 = U * Z_1.$$

Передаточное число U ограничено габаритами зубчатой передачи.

Его рекомендуется принимать в диапазоне от 2 до 6. Нормальный ряд значений U стандартизирован в ГОСТ 2185-66.

Ширина колеса задаётся обычно коэффициентом ширины $\Psi_a = b / A_w$, где b – ширина венца; A_w – межосевое расстояние (ГОСТ 2185-66).



ВЫКРАШИВАНИЕ

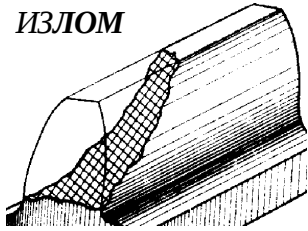
Критерии расчёта эвольвентных зубьев

Поскольку колёса в зацеплении взаимодействуют своими зубьями, то весьма часто в эксплуатации наблюдаются различные повреждения их рабочих поверхностей.

Усталостное выкрашивание является наиболее серьёзным и распространённым дефектом поверхности зубьев даже для закрытых хорошо смазываемых и защищённых от загрязнения передач.

На рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины. Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко.

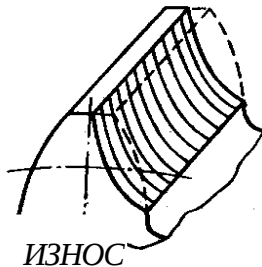
ИЗЛОМ



Для предупреждения выкрашивания необходимо повышать твёрдость материала термообработкой либо повышать степень точности передачи, а также правильно назначать размеры из расчёта на усталость по контактными напряжениями.

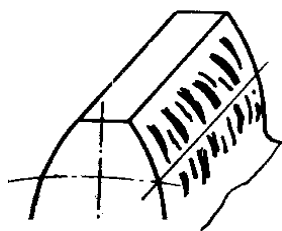
Абразивный износ является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Это, в первую очередь, открытые передачи, а также закрытые, но находящиеся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах. У изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.

ИЗНОС



Заедание происходит в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте контакта зубьев возникает повышенная температура, приводящая к молекулярному сцеплению металла с последующим отрывом. Вырванные частицы затем царапают трущиеся поверхности.

ЗАЕДАНИЕ



Обычно заедания происходят вследствие выдавливания масляной плёнки между зубьев при совместном действии высоких давлений и скоростей.

Меры предупреждения здесь те же, что и при абразивном износе. Рекомендуются также фланкирование зубьев, правильный выбор сорта масла и его охлаждение.

Другой, реже встречающийся, но не менее опасный вид поломок – **излом зуба**. Такая поломка связана с напряжениями изгиба, также имеющими отнулевой пульсирующий характер. Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока

вероятность случайных перегрузок, этот расчёт выполняется как проектировочный.

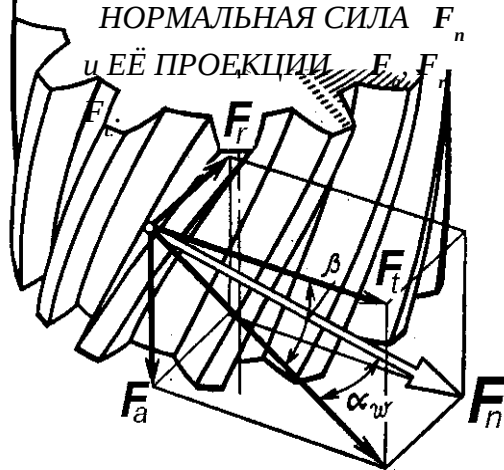
Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены **поверхностной прочностью**, а излом – **объёмной прочностью** зубьев.

Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для закрытых передач, то расчёт на контактную выносливость выполняют в качестве проектировочного; расчёт на изгиб – в качестве проверочного. Для открытых передач всё наоборот, т.к. режим работы временный или даже разовый, а перегрузки значительные.

Для выполнения расчётов на поверхностную и объёмную прочность рассмотрим силы в зубчатом зацеплении.

Силы в зубчатом зацеплении

Фактически, движение передаётся зубчатым зацеплением посредством силы нормального давления в точке контакта зубьев F_n , которая определяется, как интеграл от контактных напряжений σ_k по всей площади S контакта зубьев



вычислить практически невозможно, т.к. неизвестен

ещё неизвестную силу нормального давления F_n по радиальным проекции:

касательную параллельно оси колеса;

радиальную по радиусу к центру колеса;

касательную к делительной окружности.

Зная F_t , зная передаваемый вращающий момент $M_{вп}$ и

$$F_t = 2M_{вп} / d_w.$$

Радиальная сила вычисляется, зная угол зацепления α_w

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Осевая сила вычисляется через окружную силу и угол наклона зубьев β

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Наконец, если необходимо, зная все проекции, можно вычислить и модуль нормальной силы $F_n = (F_a^2 + F_r^2 + F_t^2)^{1/2} = F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta)$.

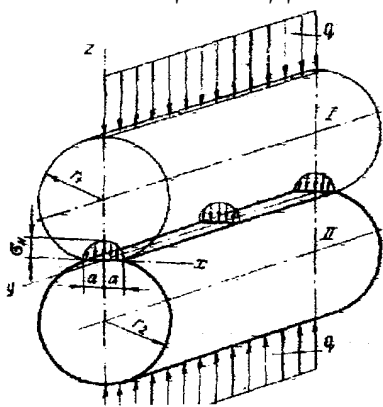
Нормальная сила распределена по длине контактной линии, поэтому, зная длину l_Σ контактной линии, можно вычислить удельную погонную нормальную нагрузку $q_n = F_n / l_\Sigma \approx F_t / (b \varepsilon_\alpha k_\varepsilon \cos \alpha_w \cos \beta)$,

где ε_α - коэффициент перекрытия, k_ε - отношение минимальной длины контактной линии к средней.

Для двух цилиндрических колёс в зацеплении одноимённые силы равны, но противоположны. Окружная сила для шестерни противоположна направлению вращения, окружная сила для колеса направлена в сторону вращения.

Расчёт зубьев на контактную выносливость

СЖАТИЕ ЦИЛИНДРОВ



методами теории прочности можно получить точные значения напряжений в контакте двух эвольвентных профилей. Это усложнит задачу, поэтому на малой площадке контакта этих профилей корректно подменяется контактом двух цилиндров. В инженерной практике используют формулу Герца-Беляева:

$$\sigma_{\kappa} = \sqrt{\frac{E_{np} q_n}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H^E.$$

где E_{np} — приведённый модуль упругости материалов шестерни и колеса

$$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

ρ_{np} — приведённый радиус кривизны зубьев

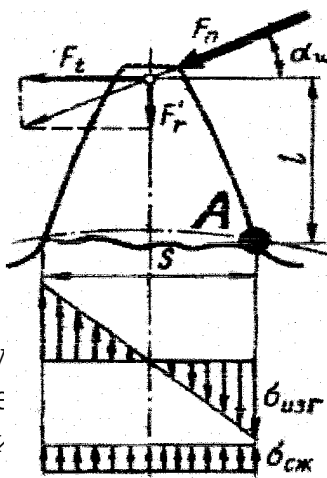
$$1/\rho_{np} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \quad \rho_{1,2} = 0,5d_{w1,2} \sin \alpha_w,$$

ν — коэффициент Пуассона, q_n — удельная погонная нормальная нагрузка, $[\sigma]_H^E$ — допускаемые контактные напряжения с учётом фактических условий работы.

Расчёт зубьев на контактную выносливость для закрытых передач (длительно работают на постоянных режимах без перегрузок) выполняют как проектировочный. В расчёте задаются передаточным отношением, которое зависит от делительных диаметров и определяют межосевое расстояние A_w (или модуль m), а через него и все геометрические параметры зубьев. Для открытых передач контактные дефекты не характерны и этот расчёт выполняют, как проверочный, вычисляя контактные напряжения и сравнивая их с допускаемыми.

Расчёт зубьев на изгиб

ИЗГИБ И СЖАТИЕ ЗУБА



нагру
прене
макс

как консольную балку переменного сечения, нагруженную в вершине осевой силой F_n и радиальной силой (изгибом от осевой силы F_n и радиальной силой F_r). В опасном сечении A окружная сила стремится изогнуть зуб, вызывая напряжения изгиба в опасном корневом сечении, а радиальная сила стремится сжать зуб, тем самым облегчая его напряжённое состояние.

$$\sigma_A = \sigma_{\text{изг}} A - \sigma_{\text{сжатия}} A.$$

Напряжения сжатия вычитаются из напряжений изгиба. Учитывая, что напряжения изгиба в консольной балке равны частному от деления изгибающего

момента Мизг на момент сопротивления корневого сечения зуба W, а напряжения сжатия это сила Fr, делённая на площадь корневого сечения зуба, получаем:

$$\sigma_A = \frac{M_{изг}}{W} - \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left(\frac{6l}{S^2} - \frac{tg\alpha_w}{S} \right) \frac{m}{m} = \frac{F_t}{bm} Y_H$$

Здесь b – ширина зуба, m – модуль зацепления, YH – коэффициент прочности зуба.

Иногда используют понятие коэффициента формы зуба $Y_{FH} = 1 / Y_H$.

Таким образом, получаем в окончательном виде условие прочности зуба на изгиб: $\sigma_A = q_n Y_H / m \leq [\sigma]_{FE}$. Полученное уравнение решают, задавшись свойствами выбранного материала.

Допускаемые напряжения на изгиб (индекс F) и контактные (индекс H) зависят от свойств материала, направления приложенной нагрузки и числа циклов наработки передачи $[\sigma]_{FE} = [\sigma]_F K_F K_{FC} / SF$; $[\sigma]_{HE} = [\sigma]_H K_H / SH$.

Здесь $[\sigma]_F$ и $[\sigma]_H$ – соответственно пределы изгибной и контактной выносливости; SF и SH – коэффициенты безопасности, зависящие от термообработки материалов; KFC учитывает влияние двухстороннего приложения нагрузки для реверсивных передач; KF и KH – коэффициенты долговечности, зависящие от соотношения фактического и базового числа циклов наработки. Фактическое число циклов наработки находится произведением частоты вращения колеса и срока его службы в минутах. Базовые числа циклов напряжений зависят от материала и термообработки зубьев.

Расчёт зубьев на изгиб для открытых передач (работают на неравномерных режимах с перегрузками) выполняют, как проектировочный. В расчёте задаются прочностными характеристиками материала и определяют модуль m, а через него и все геометрические параметры зубьев. Для закрытых передач излом зуба не характерен и этот расчёт выполняют, как проверочный, сравнивая изгибные напряжения с допускаемыми [42].

РАСЧЕТЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Выбор материалов зубчатых передач и вида термообработки

При выборе материала зубчатых колес следует учитывать назначение проектируемой передачи, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам и возможную технологию изготовления колёс. Основным материалом для изготовления зубчатых колёс является сталь. Необходимую твердость в сочетании с другими механическими характеристиками (а следовательно, желаемые габариты и массу передачи) можно получить за счет назначения соответствующей термической или химико-термической обработки стали.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими габаритами колес (когда термическая обработка их затруднена) обычно применяют стали с твердостью не более 350 HB, которая обеспечивается нормализацией или термоулучшением материала. При этом возможно чистовое нарезание зубьев непосредственно после термообработки с высокой точностью изготовления, а при

работе передачи обеспечивается хорошая прирабатываемость зубьев без хрупкого разрушения их при динамических нагрузках.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твёрдость шестерни HB1 рекомендуют назначать больше твёрдости HB2 колеса не менее чем на (10...15) HB.

В условиях крупносерийного и массового производства целесообразно применять зубчатые колеса с высокотвёрдыми зубьями. При твердости более 350 HB её обычно выражают в единицах Роквелла - HRC ($1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$).

Такая твердость обеспечивается после проведения упрочняющих видов термической и химикотермической обработки: закалки (объемной или поверхностной), цементации с последующей закалкой, азотирования и др.

Применение высокотвёрдых материалов является резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач, уменьшения их габаритов и массы. Однако с высокой твердостью материала связаны дополнительные трудности: плохая прирабатываемость зубьев, прогрессирующее усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, необходимость проведения термообработки после зубонарезания. Большинство видов упрочняющей термообработки сопровождается значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев, восстановления требуемой степени точности требуются дополнительные дорогостоящие зубоотделочные операции (шлифование, полирование, притирка и т.п.), что удлиняет технологический процесс изготовления зубчатых колес и значительно повышает стоимость передачи.

Рекомендуемые для изготовления зубчатых колес марки конструкционных сталей, виды их термообработки и соответствующие основные механические характеристики приведены в табл. 2.1. При этом важно, чтобы размеры заготовок колес (диаметр $D_{заг}$ и толщина обода или диска $S_{заг}$) не превышали предельных значений $D_{пред}$ и $S_{пред}$.

Таблица 2.1

Механические характеристики сталей

Марка стали	$D_{пред}$, мм	$S_{пред}$, мм	Термообработка	Твёрдость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
35	-	-	H	163...192 HB		550	270	235
40	120	60	У	192...228 HB		700	400	300
45	-	-	H	179...207 HB		600	320	260
45	125	80	У	235...262 HB		780	540	335
45	80	50	У	269...302 HB		890	650	380
40X	200	135	У	235...262 HB		790	640	375
40X	125	80	У	269...302 HB		900	750	410
40X	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC _э	269...302 HB	900	750	410

40ХН	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRCэ	269...302 НВ	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRCэ	269...302 НВ	920	790	420
35Л	-	-	Н	163...207 НВ		550	270	235
40Л	-	-	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365
20Х 18ХГТ 12ХНЗ А	200	125	У+ЦК	56...63 HRCэ	300...400 НВ	900	800	400
38ХМ ЮА	-	-	А	57...67 HRCэ	30...35 HRC	1050	900	500
35ХМ 40ХН	-	40	З	45...53 HRC		1060	1400	500

Примечания:

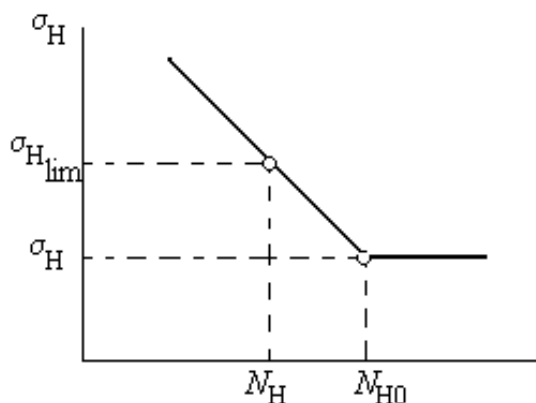
1. В графе "Термообработка" приняты следующие обозначения:

Н - нормализация, У - улучшение, ТВЧ - закалка токами высокой частоты, З – объемная закалка, ЦК – цементация, А - азотирование.

2. Для цилиндрических и конических колёс с выточками принять меньшее из значений $D_{заг}$, $S_{заг}$.

Расчет допускаемых напряжений

Допускаемые контактные напряжения. Расчет на усталость рабочих поверхностей зубьев колес при циклических контактных напряжениях базируется на экспериментальных кривых усталости [1], которые обычно строят в полулогарифмических координатах (рис.2.1).



Здесь: σ_H - наибольшее напряжение цикла, N_H - число циклов нагружений, $\sigma_{H\lim}(\sigma_{H0})^*$ - предел выносливости материала, $N_{H0}(N_{H0})^*$ - базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости).

Рис. 2.1

* В расчётных формулах данного раздела в скобках приведены условные обозначения величин, принятые в технической литературе более ранних лет издания.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают для каждого зубчатого колеса передачи по формуле

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{H\text{lim}1,2}}{S_{H1,2}} Z_{N1,2}$$

где $\sigma_{H\text{lim}1,2}$ определяют по эмпирическим зависимостям, указанным в табл.2.2;

$S_{H1,2}$ - коэффициент безопасности, рекомендуют назначать $S_H = 1,1$ при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

Z_N (KHL) - коэффициент долговечности,

$$Z_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1,2}}{N_{H1,2}}} \geq 1$$

но $\leq 2,6$ при $S_H = 1,1$;
и $\leq 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Если $N_{H1,2} \geq N_{HG1,2}$, то следует принимать $Z_{N1,2} = 1$.

Коэффициент Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{HG}$).

Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки.

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений

$$N_{H1,2} = 60c n_{1,2} t$$

где c - число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого редуктора $c=1$);

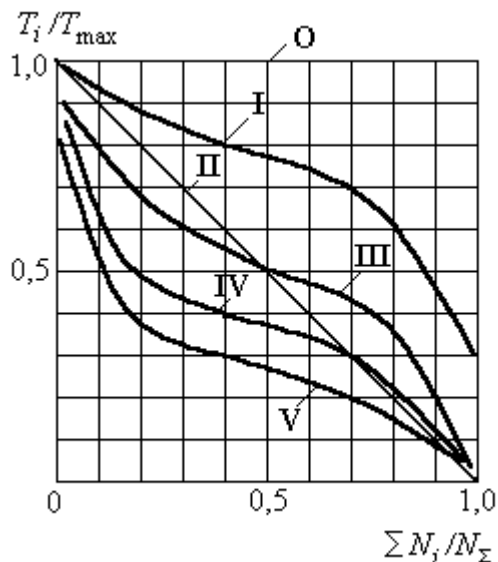
$n_{1,2}$ - частота вращения того зубчатого колеса, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин;

t – время работы передачи (ресурс) в часах; $t = L_h$.

Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи, поэтому его принимают за расчетный также в случае неопределенного (незадаваемого) режима нагружения.

Большинство режимов нагружения современных машин сводятся приблизительно к шести типовым режимам (рис.2.2):

- 0 - постоянный,
- I - тяжелый,
- II - средний равновероятный,
- III - средний нормальный,



IV - легкий,
V - особо легкий

Рис.2.2

Режим работы передачи с переменной нагрузкой при расчете допустимых контактных напряжений заменяют некоторым постоянным режимом, эквивалентным по усталостному воздействию. При этом в формулах расчетное число циклов N_H перемены напряжений заменяют эквивалентным числом циклов N_{HE} до разрушения при расчетном контактном напряжении.

$$N_{HE1,2} = \mu_H \cdot N_{H1,2},$$

где $\mu_H(K_{HE})$ - коэффициент эквивалентности, значения которого для типовых режимов нагружения приведены в табл.2.3.

Таблица 2.3

Режим работы	Расчёт на контакт. усталость			Расчёт на изгибную усталость					
	Термообработка	m/2	μ_H (КHE)	Термическая обработка	m	μ_F (КFE)	Термическая обработка	m	μ_F (КFE)
0	любая	3	1,0	улучшение, нормализация, азотирование	66	1,0	закалка объёмная, поверхность - цементация	9	1,0
I			0,5			0,3			0,20
II			0,25			0,14			0,10
III			0,18			0,06			0,04
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

Базовое число циклов N_{HG} перемены напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости $\sigma_{H \lim}$, определяют по графику на рис.2.2 в зависимости от твердости поверхности зуба или рассчитывают по эмпирическим следующим зависимостям

$$N_{HG1,2} = 30 \cdot HB_{1,2}^{2,4} \approx HB_{1,2}^3 \leq 120 \cdot 10^6$$

Из двух значений (для зубьев шестерни и колеса) рассчитанного по формуле (2.1) допускаемого контактного напряжения в дальнейшем за расчетное принимают:

- для прямозубых (цилиндрических и конических) передач - меньшее из двух значений допускаемых напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев $H1$ и $H2 \geq 350$ HB - меньшее из двух напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач, у которых зубья шестерни значительно (не менее 70...80 HB) тверже зубьев колеса -

$$[\sigma_H] = 0,5([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25[\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

Допускаемые напряжения изгиба. Расчет зубьев на изгибную выносливость выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса, для которых вычисляют допускаемые напряжения изгиба по формуле [1]

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{F \lim 1,2}}{S_{F1,2}} \cdot Y_A \cdot Y_{N1,2}$$

где $\sigma_{F \lim}(\sigma_{F0})$ - предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, значения которого приведены в табл. 2.2;

SF - коэффициент безопасности, рекомендуют SF = 1,5...1,75 (смотри табл. 2.2);

YA(KFC) - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи), при односторонней нагрузке YA = 1 и при реверсивной YA = 0,7...0,8 (здесь большие значения назначают при H1 и H2 > 350 HB);

YN(KFL) - коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету ZN (смотри выше).

$$\text{При } H \leq 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 4.$$

$$\text{При } H > 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6.$$

При $N_{FE1,2} \geq N_{FG}$ следует принимать $Y_{N1,2} = 1$. Рекомендуют принимать для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$. При постоянном режиме нагружения передачи

$$N_{FE1,2} = N_{F1,2} = N_{H1,2} = 60 \cdot c \cdot n_{1,2} \cdot t$$

При переменных режимах нагрузки, подчиняющихся типовым режимам нагружения (рис.2.2),

$$N_{FE1,2} = \mu_F \cdot N_{F1,2},$$

где $\mu_F(K_{FE})$ принимают по табл. 2.3.

2.3. Проектный расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи

При проектном расчёте прежде всего определяют главный параметр цилиндрической передачи – межосевое расстояние a_{wp} , в мм. Расчёт производят по следующим формулам [1]:

- для прямозубой передачи

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{пр}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}};$$

- для косозубой передачи

$$a_w = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{пр}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}.$$

В указанных формулах знак "+" принимают в расчётах передачи внешнего зацепления, а знак "-" - внутреннего зацепления.

Рекомендуется следующий порядок расчётов.

При необходимости определяют (или уточняют) величину вращающего момента на колесе передачи T_2 в Н·мм. В случае задания в исходных данных на курсовой проект вращающего момента $T_{вых}$ номинальный момент на колесе

$$T_2 = \frac{10^3 \cdot T_{вых}}{\eta_{nk}}$$

рассчитываемой передачи η_{nk} . При задании полезной мощности

привода $P_{пол}$ (кВт) номинальный вращающий момент на колесе рассчитывают по

формуле $T_2 = 9550 \frac{P_{пол} \cdot 10^3}{n_2}$, где n_2 - частота вращения вала колеса, мин⁻¹.

Из табл. 2.4 назначают относительную ширину колёс $\psi_{ba} = b_w/a_w$ в соответствии со схемой расположения колёс относительно опор и выбранной ранее твёрдостью поверхностей зубьев. Большие значения ψ_{ba} целесообразно принимать для передач с постоянными или близкими к ним нагрузками. В дальнейшем в расчетах может встретиться относительная ширина колёс

$\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$, которую рассчитывают с учетом зависимости $\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u_p \pm 1)}{2}$.

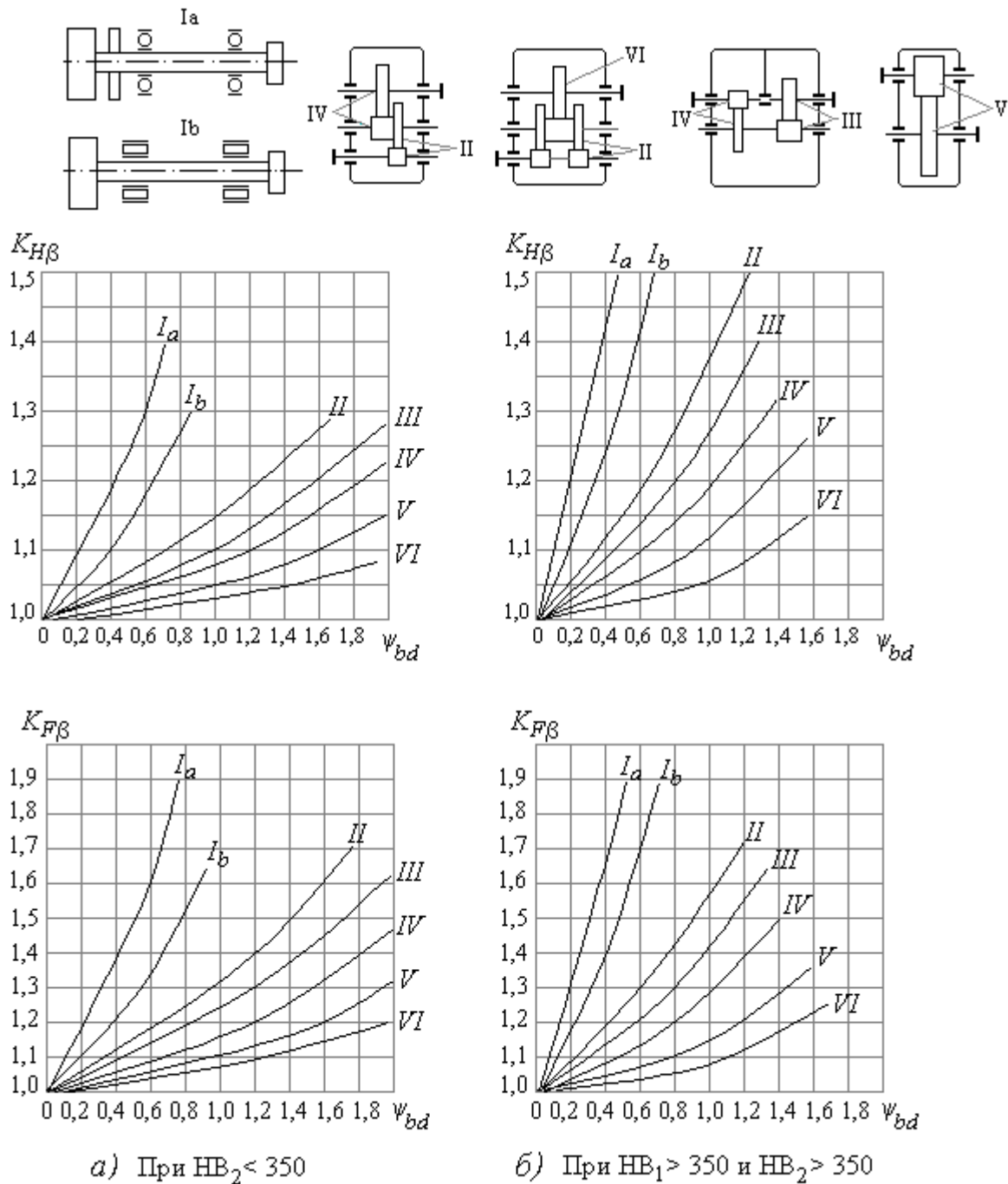


Рис.2.3

Коэффициент неравномерности нагрузки по длине контакта $K_{H\beta}$ выбирают по кривым на графиках рис. 2.3 а, б в соответствии с расположением колёс относительно опор и твёрдостью рабочих поверхностей зубьев колёс.

Приведённый модуль упругости $E_{пр}$ в случае различных материалов колёс рассчитывают по соотношению

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} .$$

Если в передаче используется для изготовления колёс один материал (например, сталь с $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа или чугун с $E = 0.9 \cdot 10^5$ МПа), тогда $E_{пр} = E$, МПа.

Относительная ширина колёс Ψ_{ba}

Схема расположения колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	H2 ≤ 350 НВ или H1 и H2 ≤ 350 НВ	H1 и H2 > 350 НВ
Симметричная	0,3...0,5	0,25...0,3
Несимметричная	0,25...0,4	0,20...0,25
Консольная	0,20...0,25	0,15...0,20

Полученное значение межосевого расстояния a_w (мм) для нестандартных передач рекомендуется округлить до ближайшего большего значения по ряду Ra20 нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Таблица 2.5

Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69)

Ряды			Дополн. размеры	Ряды			Дополн. размеры		
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40			
1	2	3	4	5	6	7	8		
40	40	40	41	200	200	200	205		
		42	44			210			
		45	46			220	230		
	48	49	240						
	50	50	50		52	250	250	250	270
53			55	260					
56			56	58	280			290	
			60	62					300
63		63	63	65	320		320	320	330
			67	70				340	
	71		73	360		370			
75	78	360	380						
80	80	80		400	400	400			

		85	82			420	410
							440
	90	90	92		450	450	460
		95	98			480	490
100	100	100	102	500	500	500	515
		105	108			530	545
	110	110	112		560	560	580
		120	115			600	615
			118				
125	125	125		630	630	630	650
		130	135			670	690
	140	140	145		710	710	730
		150	155			750	775
160	160	160	165	800	800	800	825
		170	175			850	875
	180	180	185		900	900	925
		190	195			950	975

Геометрический расчёт закрытой цилиндрической передачи

Определяют модуль зацепления m (или m_n для косозубой передачи) из соотношения $m(m_n) = (0.01...0.02) \cdot a_w$, если H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ и $m(m_n) = (0.016...0.0315) \cdot a_w$, если H_1 и $H_2 > 350$ НВ.

Полученное значение модуля необходимо округлить до стандартного значения по 1-му ряду модулей: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм. При этом для силовых передач рекомендуют [1] принимать $m(m_n) \geq 1,5$ мм.

Для косозубой передачи угол наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8^\circ...20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для прямозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w/m$$

$$\text{для косозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w \cos\beta/m_n.$$

Полученное значение z_Σ округляют до целого числа.

Число зубьев шестерни определяют из соотношения: $z_1 = z_{\Sigma} / (u \pm 1)$, где u – передаточное число передачи, $u = z_2 / z_1 \geq 1$. Здесь знак "+" - для внешнего зацепления, знак "-" - для внутреннего зацепления.

Значение z_1 следует округлить до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев необходимо назначать: для прямозубых $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и $z_1 \geq 17 \cdot \cos^3 \beta$ - для косозубых колёс. Зачастую для уменьшения шума в быстроходных передачах принимают $z_1 \geq 25$.

Рассчитывают число зубьев колеса передачи $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$.

Определяют фактическое значение передаточного числа передачи $u_{\phi} = z_2 / z_1$ с точностью до двух знаков после запятой. Определяют фактическое межосевое расстояние. Для прямозубой передачи $a_{w\phi} = m(z_1 + z_2) / 2$. Для косозубой передачи уточняют значение фактического угла наклона линии зуба $\beta = \arccos(z_{\Sigma} m_n / (2a_{w\phi}))$.

Рабочую ширину зубчатого венца колеса рассчитывают как $b_w = \psi_{ba} \cdot a_{w\phi}$ и округляют до целого числа по ряду Ra20 нормальных линейных размеров (табл. 2.5). Тогда ширина зубчатого венца колеса $b_2 = b_w$, ширина зуба шестерни $b_1 = b_2 + (2 \dots 5)$ мм.

Делительные диаметры рассчитывают по формулам:

$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$ - для прямозубых колёс

и $d_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{\cos \beta}$ - для косозубых колёс.

Начальный диаметр шестерни - $d_{w1} = \frac{2a_{w\phi}}{u_{\phi} \pm 1}$.

$$d_{w2} = \frac{2a_{w\phi} \cdot u_{\phi}}{u_{\phi} \pm 1}$$

Начальный диаметр колеса передачи -

Диаметры вершин зубьев колёс $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m$ для прямозубых и

$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_n$ - для косозубых колёс. Диаметры впадин зубьев колёс

$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$ - для прямозубых и $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_n$ - для косозубых

колёс. Точность вычислений диаметральных размеров колёс должна быть не выше 0,001 мм. Угол α_w зацепления передачи принимают равным углу α профиля исходного контура: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Проверочный расчёт закрытой цилиндрической передачи

Проверка контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колёс. Расчётом должна быть проверена справедливость соблюдения следующих неравенств [1] :

- для прямозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_\phi \pm 1)}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_\phi}} \leq [\sigma_H] ;$$

- для косозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_\phi \pm 1)}{d_w^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_\phi}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по

контактным напряжениям, $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \epsilon_\alpha}$.

Все геометрические параметры рассчитываемых колёс определены в п.2.4.

Для косозубой передачи дополнительно рассчитывают ϵ_α - коэффициент торцового перекрытия зубчатой передачи по формуле [1]:

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta.$$

Здесь также знак "+" относится к передачам внешнего зацепления, а "-" - внутреннего зацепления.

Рассчитывают (или уточняют) величину вращающего момента T_1 в Н·мм на шестерне проверяемой передачи:

$$T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta},$$

где η - КПД передачи, он учитывает потери мощности в зубчатой передаче; обычно $\eta = 0,97$.

Для определения коэффициента внутренней динамической нагрузки K_{HV} необходимо по табл. 2.6 назначить степень точности передачи в зависимости от окружной скорости в зацеплении

$$V = \pi d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000), \text{ м/с.}$$

Таблица 2.6

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости вращения колёс V , м/с		
	прямозубых		косозубых
	цилиндрических	конических	цилиндрических
6	до 15	до 12	до 30
7	до 10	до 8	до 15
8	до 6	до 4	до 10
9	до 2	до 1,5	до 4

Затем по табл. 2.7 находят значение коэффициента K_{HV} для рассчитываемой передачи.

В косозубой передаче теоретически зацепляется одновременно не менее двух пар зубьев. Однако практически ошибки нарезания зубьев могут устранить двухпарное зацепление, и при контакте одной пары между зубьями второй пары может быть небольшой зазор, который устраняется под нагрузкой вследствие упругих деформаций зубьев. Это учитывают коэффициентом $K_{H\alpha}$, назначаемым из табл. 2.8.

Таблица 2.7

Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость поверхности зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V , м/с					
			1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	а	K_{Hv}	1.03	1.06	1.12	1.17	1.23	1.28
			1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
		K_{Fv}	1.06	1.13	1.26	1.40	1.53	1.67
			1.02	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
	б	K_{Hv}	1.02	1.04	1.07	1.10	1.15	1.18
			1.00	1.00	1.02	1.02	1.03	1.04
		K_{Fv}	1.02	1.04	1.08	1.11	1.14	1.17
			1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
7	а	K_{Hv}	1.04	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36
			1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
		K_{Fv}	1.08	1.16	1.33	1.50	1.67	1.80
			1.03	1.06	1.11	1.16	1.22	1.27
	б	K_{Hv}	1.03	1.05	1.09	1.14	1.19	1.24
			1.00	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04
		K_{Fv}	1.03	1.05	1.09	1.13	1.17	1.22
			1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08
8	а	K_{Hv}	1.04	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40
			1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.08
		K_{Fv}	1.10	1.20	1.38	1.58	1.78	1.96
			1.03	1.06	1.11	1.17	1.23	1.29
	б	K_{Hv}	1.03	1.06	1.10	1.16	1.22	1.26
			1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
		K_{Fv}	1.04	1.06	1.12	1.16	1.21	1.26
			1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08
	а	K_{Hv}	1.05	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
			1.01	1.03	1.05	1.07	1.09	1.12
					1.13	1.28	1.50	1.77

9		KFv	1.04	1.07	1.14	1.21	1.28	1.35
	б		1.04	1.07	1.13	1.20	1.26	1.32
		KHv	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
		KFv	1.04	1.07	1.14	1.21	1.27	1.34
		KFv	1.01	1.02	1.04	1.06	1.08	1.09

Примечания: 1. Твёрдость поверхностей зубьев

$$a - \begin{cases} H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}; \\ H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}; \end{cases}$$

$$б - H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}.$$

2. Верхние цифры относятся к прямым зубьям, нижние – к косым зубьям.

Таблица 2.8

Окружная скорость V, м/с	Степень точности	КН α	КF α
До 5	7	1.03	1.07
	8	1.07	1.22
	9	1.13	1.35
5-10	7	1.05	1.20
	8	1.10	1.30
10-15	7	1.08	1.25
	8	1.15	1.40

Если в результате проверки выявится существенная недогрузка (свыше 10 %) передачи, то с целью более полного использования возможностей материалов зубчатых колёс возможна корректировка рабочей ширины зубчатого венца по

соотношению

$$b_{\text{уточн.}} = b_w \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2.$$

Уточнённое значение рабочей ширины венца рекомендуется округлить до нормального линейного размера (по табл.2.5).

Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба. Расчёт выполняют отдельно для шестерни и для зубчатого колеса передачи после уточнения нагрузок на зубчатые колёса и их геометрических параметров.

Проверяют справедливость соотношения расчётных напряжений изгиба σ_F и допускаемых напряжений $[\sigma_F]$:
для прямозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{F1,2}}{m \cdot b_{\text{уточн}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

и для косозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m_n \cdot b_{w\text{уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

где $Z_{F\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_{\beta}}{\epsilon_{\alpha}}$$

напряжениям изгиба, ϵ_{α} . Здесь Y_{β} - коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии на зубе к основанию зуба, $Y_{\beta} = 1 - \beta/14\epsilon$, где β подставляют в градусах. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями $K_{F\alpha}$ назначают по табл. 2.8.

Окружное усилие в зацеплении колёс рассчитывают по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта $K_{F\beta}$ определяют по графикам рис. 2.7 в, аналогично рассмотренному выше определению значения коэффициента $K_{H\beta}$.

Коэффициент формы зуба Y_F для прямозубых колёс назначают по табл. 2.9 в зависимости от фактического числа зубьев для прямозубых колёс и от числа зубьев эквивалентных колёс $Z_{V1,2} = Z_{1,2} / \cos^3 \beta$ - для косозубых колёс. Табл. 2.9 составлена для случая отсутствия смещения зуборезного инструмента ($x=0$) при зубонарезании.

Если при проверочном расчёте рабочие напряжения изгиба $\sigma_{F1,2}$ в зубьях колёс оказываются значительно меньшей величины, чем допускаемые напряжения $[\sigma_F]_{1,2}$, то для закрытых передач это вполне допустимо, так как нагрузочная способность таких передач ограничивается, как правило, контактной выносливостью зубьев.

Таблица 2.9

Коэффициент формы зуба Y_F

Z или ZV	Y_F	Z или ZV	Y_F	Z или ZV	Y_F	Z или ZV	Y_F	Z или ZV	Y_F	Z или ZV	Y_F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,68	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

2.5. Расчёт открытой цилиндрической зубчатой передачи

Учитывая условия и характер работы открытых передач (недостаточная защищённость от загрязнения абразивными частицами и увеличенный абразивный износ при плохой смазке, большие деформации валов, что приводит к увеличению зазоров в зацеплении, возрастанию динамических нагрузок, к

понижению прочности изношенных зубьев вследствие уменьшения площади их поперечного сечения и, как следствие, к поломке зубьев), данные передачи рекомендуют рассчитывать по напряжениям изгиба. В этих передачах выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев изнашиваются и удаляются раньше, чем появляются усталостные трещины.

Для проектного расчёта открытых передач по напряжениям изгиба определяют модуль зацепления из выражений [1]:

для прямозубых колес

$$m \geq \sqrt[3]{3T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])},$$

для косозубых колес

$$m_n \geq \sqrt[3]{2T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Z_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])}.$$

Здесь:

Z_3 - число зубьев шестерни открытой передачи (см. исходные данные);

$\psi_{bm} = b_w / m$ - коэффициент ширины зубчатого венца колеса относительно модуля, рекомендуют назначать для открытых передач $\psi_{bm} = 10 \dots 15$;

$[\sigma_{F1}]$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни, Н/мм², определяют в соответствии с п.2.2. («Расчет допускаемых напряжений»);

T_3 - момент на шестерне, Н·мм; $T_3 = T_{\text{вых}}$;

$Z_{F\beta}$ - определяют по п.2.5. («Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба»);

$K_{F\beta}$ - смотри рис. 2.3, б;

Y_{F3} - смотри табл. 2.9.

Полученное значение модуля округляют в большую сторону до значения из стандартного ряда модулей (см. п.2.4).

Зная значение модуля, определяют геометрические размеры шестерни :

диаметр делительный - $d_3 = m \cdot z_3$ или $d_3 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot z_3$,

диаметр вершин зубьев - $d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m$,

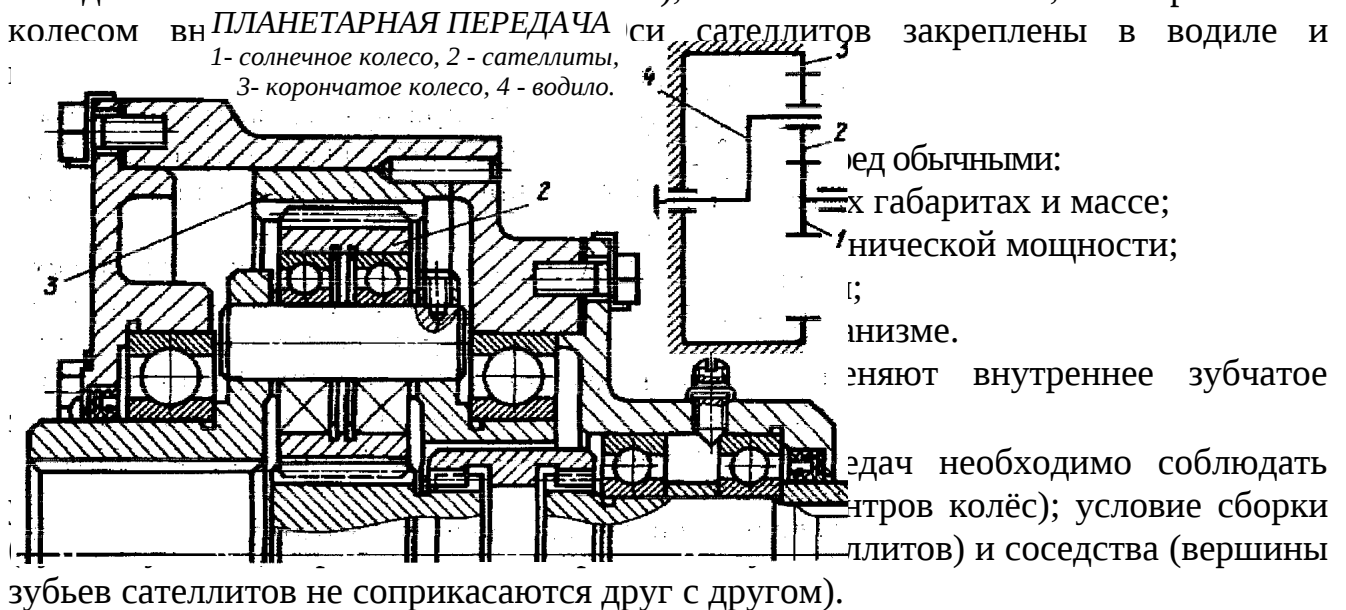
диаметр впадин зубьев - $d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m$,

ширина венца - $b_3 = \psi_{bm} \cdot m + (2 \dots 4)$.

Точность вычисления диаметров шестерни до 0,001 мм, значение ширины зубчатого венца округляют до целого числа по нормальным линейным размерам (см. табл. 2.5). Проверочный расчет такой передачи по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.5. («Проверочный расчет закрытой цилиндрической передачи»).

ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колёса с перемещающимися осями [8,29]. Эти подвижные колёса подобно планетам Солнечной системы вращаются вокруг своих осей и одновременно перемещаются вместе с осями, совершая плоское движение, называются они сателлитами (*лат. satellitum – спутник*). Подвижные колёса катятся по центральным колёсам (их иногда называют солнечными колёсами), имея с ними внешнее, а с корончатым колесом в



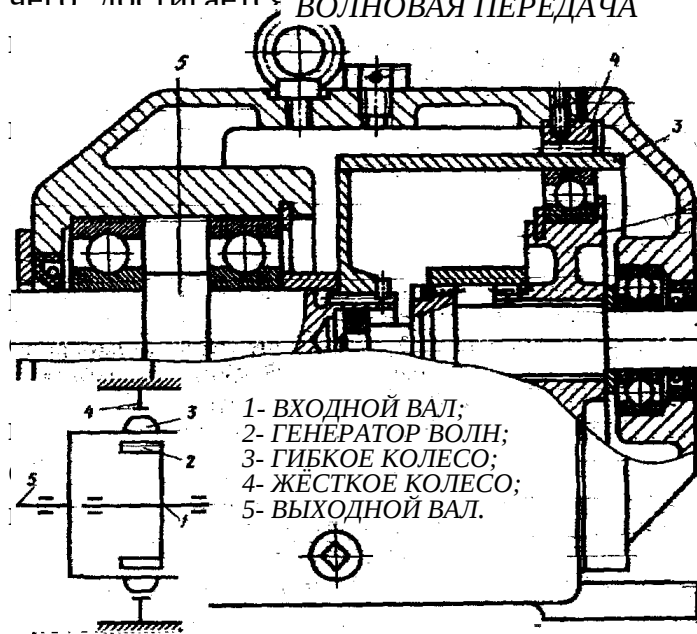
Зубчатые колёса планетарных передач рассчитываются по тем же законам, что и колёса обычных цилиндрических передач [39].

ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Представляют собой цилиндрические передачи, где одно из колёс имеет **гибкий венец**. Этот гибкий венец деформируется генератором волн специальной некруглой формы и входит в зацепление с центральным колесом в двух зонах [17].

Идея волновых передач заключается в наличии нескольких пар зацепления, которые ещё и перемещаются по окружности, за счёт чего достигается **ВОЛНОВАЯ ПЕРЕДАЧА** отношение (обычно $U 60 \div 300$, одной ступени!



и аналогичен работе планетарной мируемым сателлитом.

американским инженером Массером в

ие массу и габариты, большую и ход, высокую вибропрочность за ребаний, создают меньший шум.

позволяют передавать движение в ия уплотняющих сальников, что ой и подводной техники, а также для

- К недостаткам волновых передач относятся:
- ограниченные обороты ведущего вала (во избежание больших центробежных сил инерции некруглого генератора волн);
- мелкие модули зубьев (1,5 – 2 мм);
- практически индивидуальное, дорогостоящее, весьма трудоёмкое изготовление гибкого колеса и генератора.

Основные виды поломок волновых передач:

- разрушение подшипника генератора волн от нагрузки в зацеплении;
- проскакивание генератора волн при больших вращающих моментах, когда зубья на входе в зацепление упираются друг в друга вершинами;
- поломка гибкого колеса от трещин усталости (особенно при $U < 80$);
- износ зубьев на концах;
- пластические деформации боковых поверхностей зубьев при перегрузках.

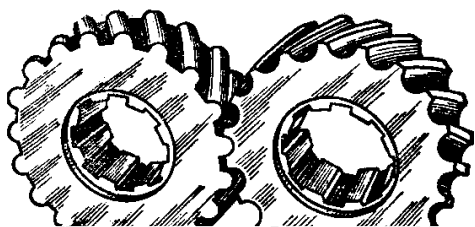
Расчёт волновых зубчатых передач отличается от расчёта обычных зубчатых передач тем, что учитывается деформация гибкого венца и генератора [40].

За критерий работоспособности обычно принимают допускаемые напряжения смятия

$$\sigma_{см} = 10M_{вр} / \psi_d d^3 \leq [\sigma]_{см} ;$$

$$d = \sqrt[3]{10M_{вр} / \psi_d [\sigma]_{см}} ,$$

где Ψ_d – коэффициент ширины гибкого венца; d – делительный диаметр гибкого венца.

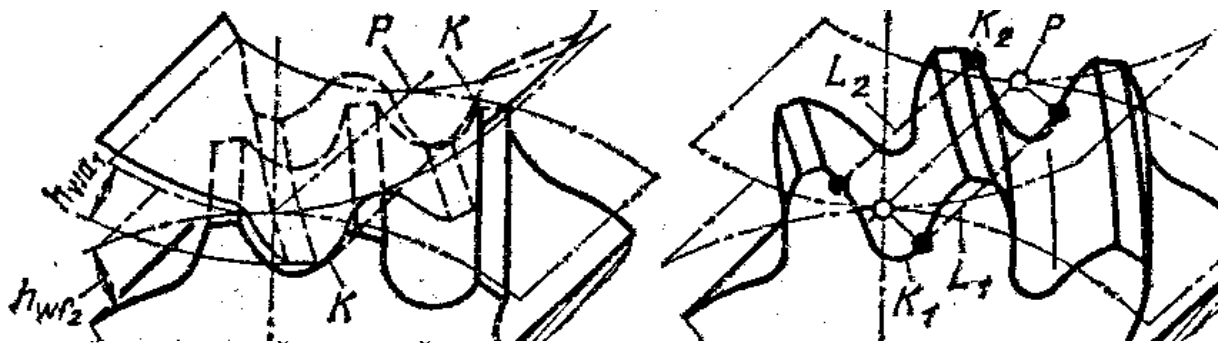


ЗАЦЕПЛЕНИЕ НОВИКОВА

ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА

Итак, основной недостаток зубчатых передач с эвольвентным профилем (цилиндрических, конических, планетарных, волновых) – высокие контактные напряжения в зубьях. Они велики потому, что контактируют два зуба с выпуклыми профилями. При этом площадка контакта очень мала, а контактные напряжения соответственно высоки. Это обстоятельство сильно ограничивает "несущую способность" передач, т.е. не позволяет передавать большие вращающие моменты.

Решая проблемы проектирования тяжёлых тихоходных машин, таких как трактора и танки, М.Л. Новиков в 1954 году разработал зацепления, в которых выпуклые зубья шестерни зацепляются с вогнутыми зубьями колеса.



КОЛЕСА С ОДНОЙ ЛИНИЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ДВУМЯ ЛИНИЯМИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

К тому же выпуклый и вогнутый профили (обычно круговые) имеют близкие по абсолютной величине радиусы кривизны. За счёт этого получается большая площадка контакта, контактные напряжения уменьшаются и появляется возможность передавать примерно в $1,4 \div 1,8$ раза большие вращающие моменты.

К сожалению, при этом приходится пожертвовать основным достоинством эвольвентных зацеплений – качением профилей зубьев друг по другу и соответственно получить высокое трение в зубьях. Однако для тихоходных машин это не так важно.

Рабочие боковые поверхности зубьев представляют собой круговинтовые поверхности, поэтому передачи можно называть круговинтовыми. В дальнейшем был разработан вариант передачи с двумя линиями зацепления.

В ней зубья каждого колеса имеют вогнутые ножки и выпуклые головки. Передачи с двумя линиями зацепления обладают большей несущей способностью, менее чувствительны к смещению осей, работают с меньшим шумом и более технологичны. Эти передачи успешно применяются при малых числах зубьев ($Z_1 < 10$) и дают достаточную жёсткость шестерён при их большой относительной ширине.

Зацепления Новикова в редукторах применяют вместо перехода на колёса с твёрдыми поверхностями.

Расчёт передач Новикова на контактную прочность проводят на основе формулы Герца-Беляева, учитывая экспериментально установленный факт, что несущая способность передач при прочих равных условиях обратно пропорциональна синусу угла наклона зубьев. Кроме того, в расчёте немного завышаются допускаемые напряжения.

Передачи бывают однопарные, применяемые в редукторах общего назначения и многопарные, получаемые за счёт увеличения осевого размера и применяемые в прокатных станах, редукторах турбин и т.п.

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между валами с пересекающимися осями (чаще всего под углом 90°). Их зубья бывают прямыми, косыми, круговыми и обычно имеют эвольвентный профиль.

И хотя, конические колёса сложнее цилиндрических как по своей геометрии, так и в изготовлении, принципы силового взаимодействия, условия работы, а следовательно, и методика расчёта аналогичны цилиндрическим.

Здесь мы рассмотрим только отличительные особенности расчёта конических колёс

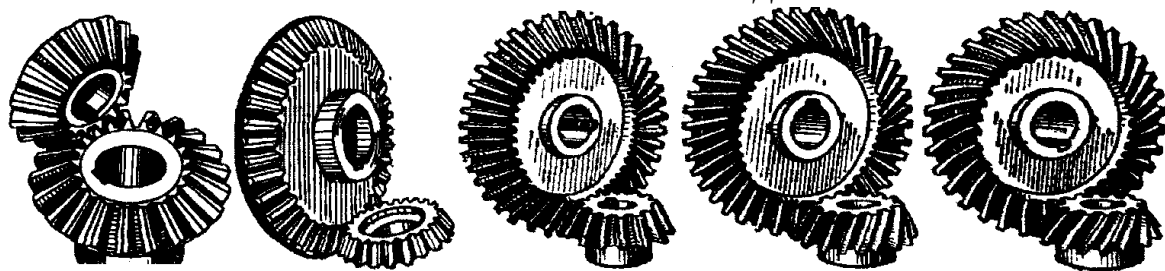


СХЕМА КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ внешний окружной модуль m_{te} , из которого
епления, в частности, нормальный модуль в (R_e) ,
остояние.
иче действуют аналогично цилиндрической,
перпендикулярности осей радиальная сила на
для колеса и наоборот, а окружная сила при
переходе от шестерни к колесу только меняет знак

$$\bar{F}_{r1} = -\bar{F}_{a2}; \quad \bar{F}_{r2} = \bar{F}_{a1}; \quad \bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{t2}.$$

Прочностные расчёты конических колёс [45] проводят аналогично цилиндрическим, по той же методике [3]. Из условия контактной выносливости определяют внешний делительный диаметр d_{we} , из условия прочности на изгиб находят нормальный модуль в середине зуба m_{nm} . При этом в расчёт принимаются воображаемые эквивалентные колёса с числами зубьев $Z_{э1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ и диаметры $d_{э1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$. Здесь Z_1, Z_2 , - фактические числа зубьев конических колёс. При этом числа $Z_{э1,2}$ могут быть дробными.

В эквивалентных цилиндрических колёсах [32] диаметр начальной окружности и модуль соответствуют среднему сечению конического зуба, вместо межосевого расстояния берётся среднее конусное расстояние [45], а профили эквивалентных зубьев получают развёрткой дополнительного конуса на плоскость.

Расчёт закрытой конической зубчатой передачи

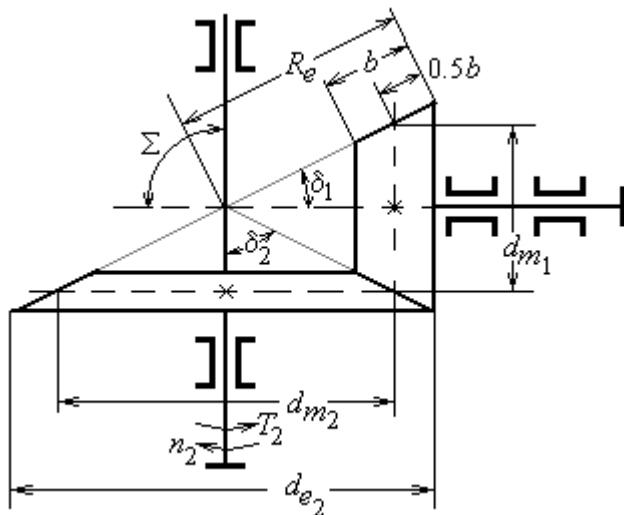


Рис.2.4

Наибольшее применение в редукторостроении получили прямозубые конические колёса, у которых оси валов пересекаются под углом $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 2.4).

Проектный расчёт. Основной габаритный размер передачи - делительный диаметр колеса по внешнему торцу - рассчитывают по формуле [1] :

$$d_{e2} \geq 1,7 \cdot 3 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н·мм (см.п.2.3);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, определяют по графикам на рис. 2.5.

Здесь K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{be} = b_w / R_e$. Рекомендуют принять $K_{be} \leq 0,3$.
Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда H_1

и $H2 > 350$ НВ или $V > 15$ м/с .

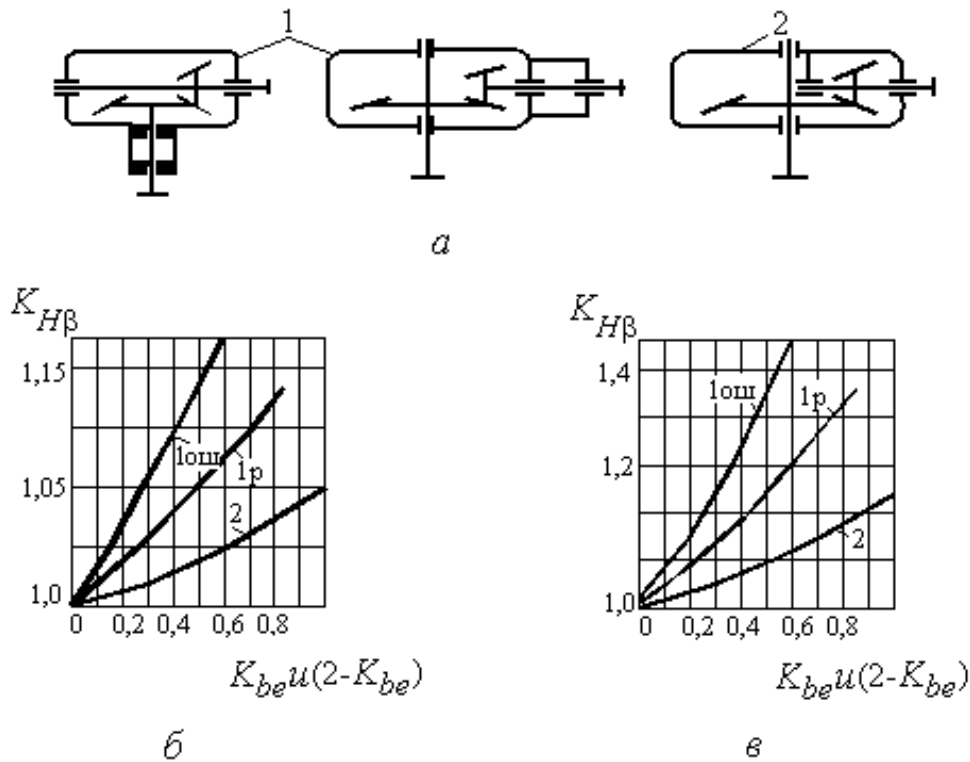


Рис. 2.5

Наиболее распространено в редукторостроении значение $K_{be} = 0,285$, тогда предыдущее выражение для определения делительного диаметра по внешнему торцу колеса принимает вид

$$d_{e2} \geq 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{р}} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_{\text{р}}}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

где $u_{\text{р}}$ – расчетное передаточное число конической передачи.

Геометрический расчёт. Определяют диаметр шестерни по внешнему торцу

$$d_{l_{\text{р}}} = \frac{d_{l_{2\text{р}}}}{u_{\text{р}}}$$

Число зубьев шестерни Z'_1 назначают по рекомендациям, представленным на рис. 2.6.

По значению Z'_1 определяют число зубьев шестерни:

$$z_1 = 1,6Z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \leq 350 \text{ НВ ,}$$

$$z_1 = 1,3Z'_1 \text{ при } H1 \geq 45 \text{ HRC и } H2 \leq 350 \text{ НВ ,}$$

$$z_1 = Z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \geq 45 \text{ HRC .}$$

Вычисленное значение z_1 округляют до целого числа.

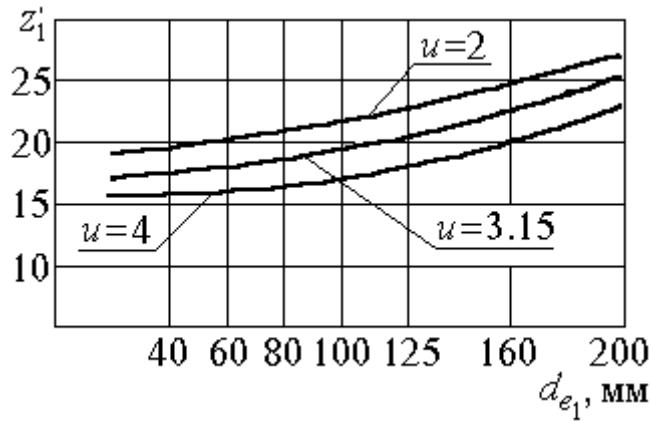


Рис.2.6

Определяют число зубьев колеса $Z_2 = u \cdot Z_1$.

Вычисленное значение Z_2 округляют до целого числа. После этого необходимо уточнить:

- передаточное число передачи $u_{\phi} = Z_2 / Z_1$,
- угол делительного конуса колеса $\delta_{2\phi} = \arctg u_{\phi}$,
- угол делительного конуса шестерни $\delta_{1\phi} = 90 - \delta_{2\phi}$,
- внешний окружной модуль $m_e = d_{e2} / Z_2$.

Рекомендуется округлить m_e до стандартного значения $m_{e\phi}$ по ряду модулей: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10. После этого уточняют величины диаметров $d_{e1\phi} = m_{e\phi} \cdot z_1$ и $d_{e2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_2$.

Рассчитывают величину внешнего конусного расстояния передачи (рис.2.4)

$$R_e = \frac{d_{e2\phi}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}}$$

Рабочая ширина зубчатого венца колеса $b_w = K_{be} \cdot R_e$.

Полученное значение b_w округляют до ближайшего из ряда нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Определяют расчётный модуль зацепления в среднем сечении зуба

$$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5 b_w / R_e)$$

При этом найденное значение m_m не округляют!

Рассчитывают внешнюю высоту головки зуба $h_{ae} = m_{e\phi}$.

Внешнюю высоту ножки зуба определяют как $h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$.

Внешний диаметр вершин зубьев колёс рассчитывают по формуле

$$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

Угол ножки зуба рассчитывают по формуле $\theta_f = \arctg(h_{fe} / R_e)$.

Проверочный расчёт. При расчёте на выносливость зубьев колёс по контактным напряжениям проверяют выполнение условия

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_1 \cdot K_H}{0,85 \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{\sqrt{u_\phi^2 + 1}}{u_\phi}} \leq [\sigma_H]$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ;

$$T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta_{пер}} ;$$

T_1 - вращающий момент на шестерне, Н·мм,

здесь $\eta_{пер}$ - КПД передачи.

K_H - коэффициент расчётной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ найден ранее по графикам рис.2.5.

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки, находят по табл. 2.7 с понижением на одну степень точности против фактической, назначенной по

окружной скорости $V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000}$ в соответствии с рекомендациями (табл.2.6);

d_{m1} - делительный диаметр шестерни в среднем сечении зуба,

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 ;$$

α_w - угол зацепления, $\alpha_w = 20^\circ$.

Далее проверяют зубья колёс на выносливость по напряжениям изгиба по формулам [1]:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_F]_2,$$

где F_t - окружное усилие в зацеплении, Н, $F_t = 2T_1 / d_{m1}$;

K_F - коэффициент расчётной нагрузки, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$. Здесь $K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1)$, а K_{FV} определяют по табл. 2.7 с понижением точности на одну степень против фактической.

$Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба соответственно шестерни и колеса, находят по табл. 2.9 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колёс

$$z_{V1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{\phi 1,2} .$$

Проектный расчёт открытой конической прямозубой передачи

Модуль зацепления в среднем сечении зуба конического колеса рассчитывают по формуле

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{3T_{вых} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3}}{0,85 \cdot z_3 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_{F3}]}} ,$$

где, кроме рассмотренных выше величин (см. п. 2.6), рекомендуют назначить $\psi_m = b_w/m_m \leq 10$ и $k_{F\beta} = 1,1 \dots 1,2$.

Далее рассчитывают основные геометрические параметры зубчатых колёс открытой передачи:

- ширину зубчатого венца $b_w = \psi_m \cdot m_m$ (с округлением до целого числа по ряду нормальных линейных размеров);

- делительный диаметр в среднем сечении зуба шестерни $d_{m3} = m_m \cdot z_3$;

- по заданному (или принятому) передаточному числу $u_{отк}$ находим угол при вершине делительного конуса $\delta_3 = \text{arcctg } u_{отк}$;

$$R_m = \frac{d_{m3}}{2 \cdot \sin \delta_3};$$

- среднее конусное расстояние

- внешнее конусное расстояние $R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w$;

- модуль зацепления на внешнем торце $m_e = m_m \cdot R_e / R_m$;

- внешний делительный диаметр шестерни $d_{e3} = d_{m3} \cdot R_e / R_m$.

Проверочный расчет такой передачи на выносливость по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.7 («Расчет закрытой конической зубчатой передачи»).

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапецеидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.

Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой

конструкции червячной передачи (рис. 1) в движение по принципу винтовой передачи (рис. 2) Химеда. где преобладает контактное трение. Следовательно, червячные передачи имеют существенный недостаток: **высокое трение в зацеплении**. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: **движение передаётся только от червяка к колесу**, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической $U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$.

Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

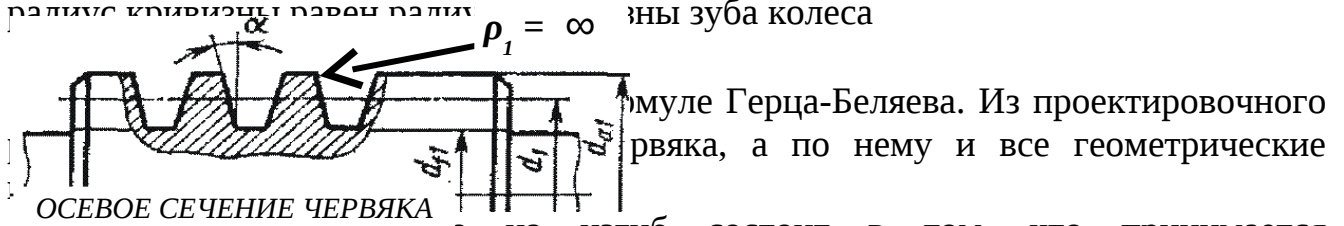
Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

- поверхностное выкрашивание и схватывание;
- излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично [44].

В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямобоочное реечное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности "рейки" (винта червяка) ρ_1 равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу зуба колеса



Особенность расчёта на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев $Z_{экв} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, где γ – угол подъёма витков червяка.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95°C. Допускаемая температура назначается 65°C.

Уравнение для теплового расчёта составляется из баланса тепловой энергии, а именно: **выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду**

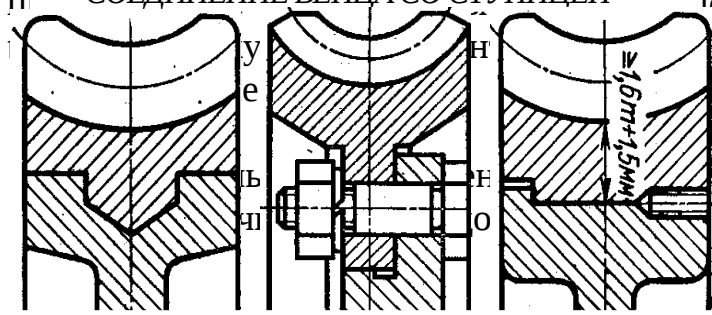
$$Q_{\text{выделяемое}} = Q_{\text{отводимое}}$$

Решая это уравнение, находим температуру редуктора, передающего заданную мощность N

$$t = [860N(1-\eta)] / [K_T S(1-\Psi)] + t_0$$

где K_T – коэффициент теплоотдачи, S – поверхность охлаждения (корпус), t_0 – температура окружающей среды, Ψ – коэффициент теплоотвода в пол.

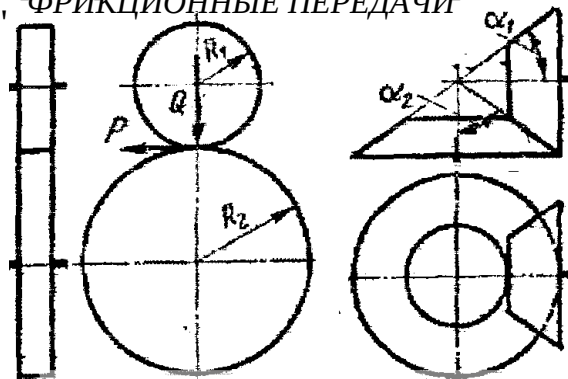
В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует применять меры по охлаждению. Это достигается ребрением ступицы. Это достигается ребрением ступицы с охлаждающей жидкостью в



по бронзе". Поэтому при стальном червяке используются бронзовые сплавы. Однако

цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким образом, червячное колесо - сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого проворота (осевая сила червяка = осевой силе колеса).



ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ - КОНИЧЕСКАЯ

- Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность ?
- По какой расчётной схеме выполняется расчёт зубьев на изгиб ?
- В чём заключаются достоинства и недостатки планетарных передач ?
- Для чего созданы волновые передачи и в чём заключается принцип их работы ?
- В чём заключаются достоинства и недостатки волновых передач ?
- Для чего созданы зацепления Новикова и в чём заключается принцип конструкции их зубьев ?
- В чём заключаются достоинства и недостатки зацеплений Новикова ?
- В чём заключается принцип конструкции червячной передачи ?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач ?
- Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач ?
- Каковы основные причины поломок червячных передач ?
- Из каких условий находят температуру червячной передачи ?
- Какие методы могут применяться для снижения температуры червячной передачи ?
- Какие материалы должны применяться для червячной передачи ?
- Каковы особенности конструкции червячных колёс ?

ПЕРЕДАЧИ ТРЕНИЕМ (сцеплением)

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают движение за счёт сил трения (лат. *frictio* – трение). Простейшие передачи состоят из двух цилиндрических или конических роликов - катков.

Главное условие работы передачи состоит в том, что момент сил трения между катками должен быть больше передаваемого вращающего момента.

Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи определяют как отношение частот вращения или диаметров тел качения.

$$U = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1-\varepsilon)],$$

где ε – коэффициент скольжения (0,05 - для передач "всухую"; 0,01 – для передач со смазкой и большими передаточными отношениями).

Для конической передачи – вместо диаметров берут углы конусов.

Фрикционные передачи выполняются либо с постоянным, либо с регулируемым передаточным отношением (вариаторы).

Передачи с постоянным передаточным отношением применяются редко, главным образом, в кинематических цепях приборов, например, магнитофонов и т.п. Они уступают зубчатым передачам в несущей способности. Зато фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и в силовых передачах для бесступенчатого регулирования скорости. Зубчатые передачи не позволяют такого регулирования.

Достоинства фрикционных передач:

- + простота тел качения;
- + равномерность вращения, что удобно для приборов;
- + возможность плавного регулирования скорости;
- + отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи.

Недостатки фрикционных передач:

- потребность в прижимных устройствах;
- большие нагрузки на валы, т.к. необходимо прижатие дисков;
- большие потери на трение;
- повреждение катков при пробуксовке;
- неточность передаточных отношений из-за пробуксовки.

Основными видами поломок фрикционных передач являются:

- усталостное выкрашивание (в передачах с жидкостным трением смазки, когда износ сводится к минимуму);
- износ (в передачах без смазки);
- задиры поверхности при пробуксовке.

Поскольку всё это следствие высоких контактных напряжений сжатия, то в качестве проектировочного выполняется расчёт по допускаемым контактным напряжениям [29]. Здесь применяется формула Герца-Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колёс

$$D_1 = 2 * \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} * \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$

Основные требования к материалам фрикционных колёс:

- ➔ высокая износостойкость и поверхностная прочность;
- ➔ высокий коэффициент трения (во избежание больших сил сжатия);

→ высокий модуль упругости (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы).

Наиболее пригодными оказываются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 или 18ХГТ, 18Х2Н4МА.

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5. Широко применяется текстолит.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

Применяются обрезиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха.

Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.



РЕМЕННЫЕ

ПЕРЕДАЧИ

Являются разновидностью фрикционных передач, где движение

передается посредством специального кольцевого замкнутого ремня.

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.

Ремни имеют различные сечения:

- а) плоские, прямоугольного сечения;
- б) трапециевидные, клиновые;
- в) круглого сечения;
- г) поликлиновые.

Наибольшее распространение имеют плоские и клиновые ремни. Плоские ремни применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба, а клиновые имеют повышенную тяговую способность.

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива.

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

Достоинства ременных передач:

- + передача движения на средние расстояния;
- + плавность работы и бесшумность;
- + возможность работы при высоких оборотах;
- + дешевизна.

Недостатки ременных передач:

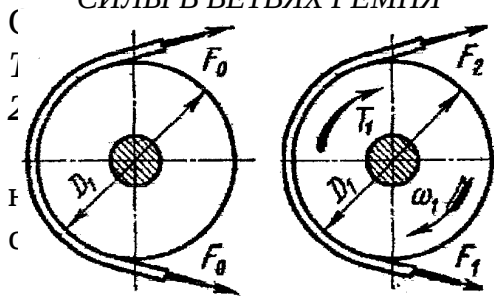
- большие габариты передачи;
- неизбежное проскальзывание ремня;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- потребность в натяжных устройствах;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях.

Основные критерии расчёта ременных передач:

- ➔ тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- ➔ долговечность ремня.

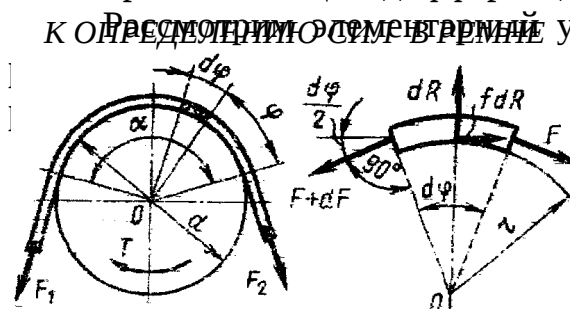
Если не будет выдержано первое условие, ремень начнёт буксовать, если не выполнить второе – ремень быстро разорвётся. Поэтому основным расчётом ременных передач является расчёт по тяговой способности. Расчёт на долговечность выполняется, как проверочный [24,25,29].

Для создания трения ремень надевают с предварительным натяжением F_0 . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче вращающего момента T_1 натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 .



СИЛЫ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ
 ия моментов относительно оси вращения имеем – $F_1 - F_2 = F_t$, где F_t – окружная сила на шкиве $F_t =$
 зависит от нагрузки [16], следовательно, суммарное
 тоянным: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Таким образом, получаем
 я неизвестными:
 $F_1 = F_0 + F_t/2$; $F_2 = F_0 - F_t/2$.

Эти уравнения устанавливают изменение натяжения ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не показывают нам тяговую способность передачи, которая связана с силой трения между ремнём и шкивом. Такая связь установлена Л.Эйлером с помощью дифференциального анализа.



Рассмотрим элементарный участок ремня $d\phi$. Для него dR – нормальная сила, $f dR$ – элементарная сила трения. По условию

ций сил:
 $d\phi/2) - (F+dF)\sin(d\phi/2) = 0$.
 рядка малости и помня, что синус бесконечно
 малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное
 уравнение:
 $dF/F = f d\phi$.

Интегрируя левую часть этого уравнения в пределах от F_1 до F_2 , а правую часть в пределах угла обхвата ремня получаем: $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$.

Теперь стало возможным найти все неизвестные силы в ветвях ремня:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_o = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

Полученные формулы устанавливают связь натяжения ремней с передаваемой нагрузкой F_t , коэффициентом трения f и углом обхвата α . Они позволяют вычислить минимальное предварительное натяжение ремня F_o , при котором уже станет возможной передача требуемого вращающего усилия F_t .

Нетрудно увидеть, что увеличение f и α улучшает работу передачи. На этом основаны идеи клиноременной передачи (повышается f) и натяжных роликов (повышается α).

При круговом движении ремня на него действует центробежная сила $F_v = \rho S v^2$, где S - площадь сечения ремня. Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

В ремне действуют следующие напряжения:

- предварительное напряжение (от силы натяжения F_o) $\sigma_o = F_o / S$;
- "полезное" напряжение (от полезной нагрузки F_t) $\sigma_n = F_t / S$;
- напряжение изгиба $\sigma_u = \delta E / D$ (δ - толщина ремня, E - модуль упругости ремня, D - диаметр шкива);
- напряжения от центробежных сил $\sigma_v = F_v / S$.

Наибольшее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый шкив $\sigma_{max} = \sigma_o + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v$.

При этом напряжения изгиба не влияют на тяговую способность передачи, однако являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

Силы натяжения ветвей ремня (кроме центробежных) воспринимаются опорами вала. Равнодействующая нагрузка на опору $F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2)$. Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

Порядок проектного расчёта плоскоремной передачи

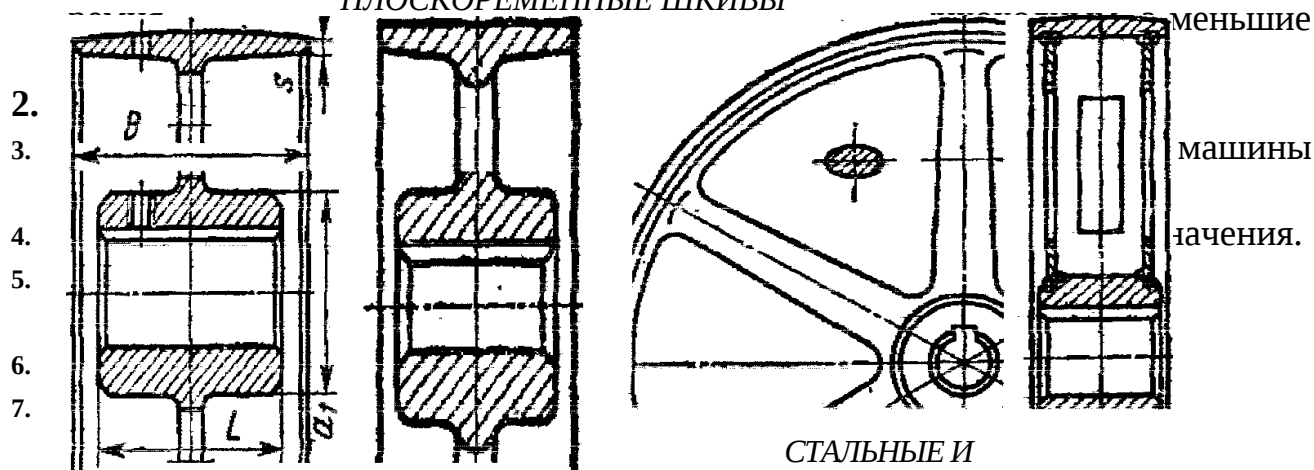
1. Выбирают тип ремня.
2. Определяют диаметр малого шкива $D_1 = (110 \dots 130)(N/n)^{1/3}$, где N - мощность, **КВт**, n - частота вращения, **об/мин**, подбирают ближайший по ГОСТ 17383-73.
3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины $2(D_1 + D_2) \leq a \leq 15m$.
4. Проверяют угол обхвата на малом шкиве: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1) / a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, при необходимости на ведомой нити ремня применяют натяжной ролик, который позволяет даже при малых межосевых расстояниях получить угол обхвата более 180° . Угол обхвата можно измерить по вычерченной в масштабе схеме передачи.
5. По передаваемой мощности N и скорости v ремня определяют ширину $b \geq N / (vz[p])$ и площадь ремня $F \geq N / (v[k])$, где $[p]$ - допускаемая нагрузка на **1мм**

ширины прокладки, $[k]$ – допускаемая нагрузка на единицу площади сечения ремня.

6. Подбирают требуемый ремень по ГОСТ 101-54; 6982-54; 18679-73; 6982-75; 23831-79; ОСТ 17-969-84.
7. Проверяют ресурс передачи $N=3600vz_{ш}T$.
8. Вычисляют силы, действующие на валы передачи $F_R = F_o \cos(\beta/2)$.

Порядок проектного расчёта клиноременной передачи

1. Выбирают по ГОСТ 1281-68, 1281-80, 5813-76, РТМ 51015-70 профиль



2. ...
3. ...
4. ...
5. ...
6. ...
7. ...
8. ...
9. При необходимости проверяют ресурс.
10. Вычисляют силы, действующие на валы передачи.

Шкивы плоскоремённых передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.

Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда **R40** (ГОСТ 17383-73*). Ширину шкива выбирают в зависимости от ширины ремня [32].

Во избежание сползания ремня их рабочие поверхности делают выпуклыми. Шероховатость $R_z \leq 10 \text{ мкм}$.

Чугунные шкивы применяют при скоростях до $30 \div 45 \text{ м/с}$. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров – ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $60 \div 80 \text{ м/с}$. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с .

Плоские ремни должны обеспечивать:

- прочность при переменных напряжениях;
- износостойкость;
- высокое трение со шкивами;
- малую изгибную жёсткость.

Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим

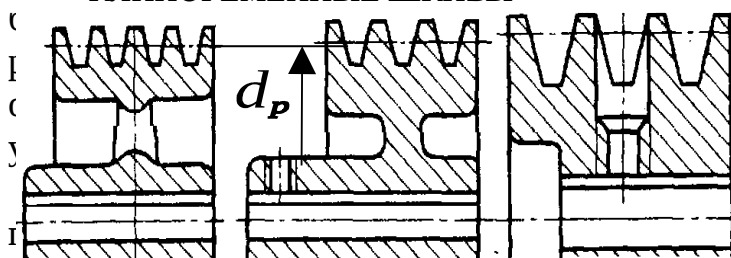
кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками [32].

Ремни выпускают конечными и поставляют в рулонах.

Соединение концов ремня оказывает большое влияние на работу передачи, выбирая тип соединения следует учитывать самый совершенный способ соединения – соединение родных ремней по косому срезу (а), для надёжным способом считают сшивку встык жильными струнами (в,г). Из механических соединений лучшими являются проволочные спирали, которые продеваются в отверстия и после прессования обжимают концы ремней (д).



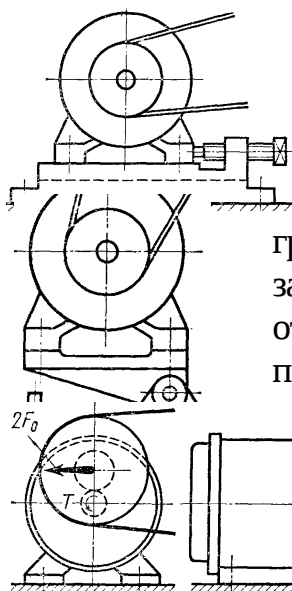
КЛИНОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ рабочей поверхностью являются диаметр, по которому определяют диаметр, по ГОСТ 20898-75 он вильного контакта ремня со шкивом метра шкива. из тех же материалов, что и из стальных тарелок.



Быстроходные шкивы требуют балансировки.

Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца). Угол клина ремня 40° .

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:



→ Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.

→ Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.

→ Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи.

Натяжение ремня $2F_0$, равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- За счёт каких сил передают движение фрикционные передачи ?
- Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач ?
- Каковы основные виды поломок фрикционных передач ?
- Какие материалы применяются для фрикционных передач ?
- Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных ?
- Какие силы действуют в ремне ?
- Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи ?
- Как соединяются концы ремня ?

Какие существуют способы поддержания натяжения ремней ?

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Перед тем как приступить к выполнению работ по курсу «Детали машин», необходимо ознакомиться с правилами техники безопасности при проведении экспериментов и опытов.

Работа 1. ИССЛЕДОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ВАЛ — ВТУЛКА

Цель работы. Практическое определение зависимости усилий запрессовки и выпрессовки от длины соединения, шероховатости сопрягаемых поверхностей и величины натяга в неподвижных посадках валов.

Общие сведения. Соединение с гарантированным натягом типа вал — втулка представляет собой напряженное соединение, в котором диаметр вала больше диаметра отверстия (рис. 1). После запрессовки диаметр отверстия 2 увеличивается, а диаметр вала 1 уменьшается, в результате чего разность диаметров отверстия и вала до запрессовки ликвидируется. Основной характеристикой этого вида соединений является величина натяга, определяемого выбранной посадкой.

Натягом называют отрицательную разность диаметров отверстия и вала:

$$N = d_a - d_b$$

где d_a — внутренний диаметр втулки;

d_b — наружный диаметр вала.

На натяг и прочность соединений существенно влияют неровности (шероховатость) сопрягаемых поверхностей. При расчетах влияние неровностей учитывается снижением измеренного натяга посадки N_T на некоторую условную величину U , характеризующую сглаживание неровностей при запрессовке:

$$N_p = N_T - U; N_T = \delta_B - \delta_a$$

где N_p — расчетный натяг; N_T — измеряемый натяг посадки;
 δ_a и δ_B — отклонения (с учетом знака) от номинального размера вала и втулки.

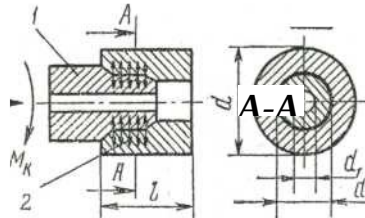


Рис. 1 – Схема соединения с гарантированным натягом:
 1 — вал; 2 — втулка.

Для подсчета величины U можно пользоваться формулой

$$U = 1,2(R_{Za} - R_{ZB})$$

где R_{Za} и R_{ZB} — значения высоты неровностей на сопрягаемых поверхностях, которые выбираются по соответствующим таблицам в зависимости от шероховатости поверхности.

По известным значениям внешних нагрузок (P_o , M_k , R) и размерам сопряжения (d и l) определяется необходимое удельное давление (p) на контактных поверхностях сопряжения:

при действии P_o

$$p \geq \frac{P_o}{\pi d l f}$$

при действии M_k

$$p \geq \frac{2M_k}{\pi d^2 l f}$$

при одновременном действии P_o и M_k , т.е. R

$$R = \sqrt{P_o^2 + \left(\frac{2M_k}{d}\right)^2}$$

где P_o — продольная (осевая) сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н;

M_k — крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н·м;

d — номинальный диаметр сопряжения, м;

l — длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f — коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания;

R — равнодействующая сила при одновременном действии P_o и M_k .

Давление p связано с натягом следующей зависимостью:

$$p = \frac{N_p}{\left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_B}{E_B} \right) d}$$

где E_a и E_B — модули упругости материала вала и втулки, Н/м²;

C_a и C_B — коэффициенты, зависящие от размеров соединения и

материалов вала и втулки и определяемые по формулам $C_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$;

$C_B = \frac{d_1^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$; (d - номинальный диаметр соединения, м; d_1 — диаметр

отверстия в вале, м; d_2 — наружный диаметр втулки, м; μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона для материала вала и втулки, для стали $\mu = 0,3$, для чугуна $\mu = 0,25$).

В процессе запрессовки вала в отверстие площадь сопрягаемой поверхности постепенно увеличивается, а одновременно с этим возрастает и трение, при выпрессовке — наоборот. При этом усилие запрессовки:

$$P_{II} = f_{II} p \pi d l$$

а усилие выпрессовки

$$P_B = f_B p \pi d l$$

Исследования соединений проводятся на установке типа ДМ-26 (рис. 2). Установка состоит из корпуса 8, пуансона 5, набора втулок 7, комплекта валов 6, центрирующего кольца 2 и измерительной линейки 3. При испытании корпус приспособления своим основанием устанавливается

на стол 1 пресса ДМ-30М или машины УММ-5 и закрепляется двумя Т-образными болтами 9. Пуансон крепится к динамометрическому кольцу 4 при помощи болта. При работе на машине УММ-5 пуансон устанавливается в соответствующее отверстие верхней траверсы машины.

Запрессовка вала во втулку проводится следующим образом: втулку помещают в соответствующее углубление корпуса приспособления, закрепленного на столе, и пуансоном вдавливают вал. При измерении усилия выпрессовки вала из втулки соединение переворачивают, устанавливают в гнездо и, надавливая на вал, выпрессовывают его.

Измеряют усилия при запрессовке и выпрессовке динамометром.

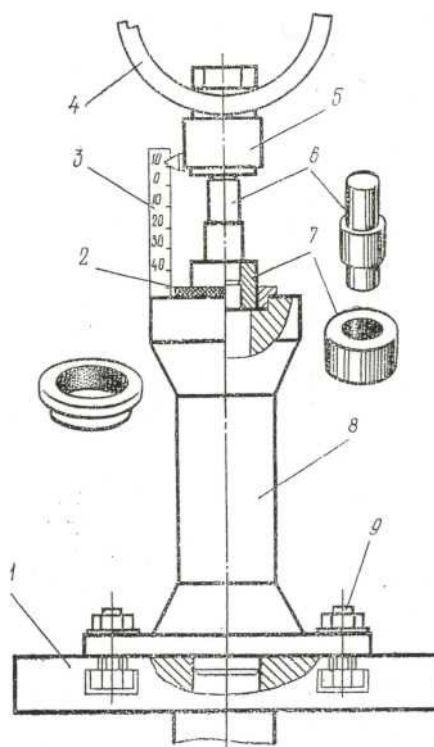


Рис. 2 - Схема приспособления для испытания соединения с гарантированным натягом:

1 — стол пресса; 2 — центрирующее кольцо; 3 — измерительная линейка; 4 — динамометрическое кольцо; 5 — пуансон; 6 — вал; 7 — втулка; 8 — корпус; 9 — болт.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка типа ДМ-26, машина УММ-5 (или пресс ДМ-30М); нутромер, микрометр, штангенциркуль, линейка масштабная; набор эталонов шероховатости поверхности, валы и втулки.

Порядок выполнения работы.

1. Измерить диаметр вала, внутренний и наружный диаметры втулки и длину сопрягаемой поверхности. Сделать эскиз соединения и проставить размеры.

2. Определить шероховатости сопрягаемых поверхностей; класс шероховатости устанавливают сравнением с эталонами, высоту неровностей R_z берут по ГОСТу 2789-73 (см. приложения).

3. Полагая, что соединение выполнено в системе отверстия по второму классу точности, нарисовать схему посадок.

4. Для определения отклонений от номинального размера, с помощью мерительного инструмента определить контактные диаметры вала и отверстия с точностью до 2 мкм. Операцию повторить 4 раза, для каждого измерения определить отклонение δ_b и δ_a от номинального размера d и подсчитать средние отклонения. Рассчитать значения N_p и N_T .

5. В зависимости от величины расчетного натяга определить давление на контактной поверхности.

6. Поставить установку на стол пресса ДМ-ЗОМ или универсальной разрывной машины УММ-5, подготовить втулку и вал для испытания.

7. Создавая плавное нагружение, фиксировать усилия запрессовки через каждые определенные расстояния хода пуансона. Для этого втулку с заложенной в нее хвостовой частью вала устанавливают в приспособление и нагружают вал. Показания прибора, измеряющего усилие запрессовки, снимаются через равные отрезки пути, пройденного пуансоном, чтобы получить 4—6 точек на полной длине запрессовки. В конце хода усилие запрессовки измеряют для нескольких точек с интервалом 1 мм до тех пор, пока не прекратится возрастание усилия. Снятие величины усилий запрессовки и выпрессовки следует проводить в

процессе движения пуансона без его остановки, так как коэффициенты трения при движении и при остановке будут различными.

8. Разгрузить соединение, перевернуть, установить в прибор и аналогичным путем определить усилие выпрессовки. При этом необходимо, до тех пор пока не будет отмечено падение усилия, показания динамометра фиксировать через каждые 1 мм хода пуансона, а в дальнейшем — через 5 мм.

9. Определить коэффициент трения при запрессовке $f_{\text{П}}$ и вы-прессовке $f_{\text{В}}$.

10. Полученные результаты занести в протокол испытаний (табл. 41) и построить графики изменения усилия запрессовки и выпрессовки от хода пуансона.

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы и задание, привести эскиз соединения, схему посадок, графики изменения усилий запрессовки и выпрессовки от хода пуансона, таблицу записей.

Таблица 1

Геометрическая характеристика соединения						Натяг		Коэффициенты трения и Пуассона				Усилия	
												Запрес-совки	Выпрес-совки
d	d _a	d _B	l	R _{Za}	R _{ZB}	N _P	N _T	f _П	f _В	μ ₁	μ ₂	P _П	P _В

Контрольные вопросы и задания. 1. Какие различаются виды прессовых посадок и какими способами они осуществляются? 2. Как можно определить удельное давление, учитывая зависимость его от внешних нагрузок? 3. Как изменяются усилия запрессовки (выпрессовки) по ходу пуансона и почему? 4. Как определяется коэффициент трения при запрессовке и выпрессовке? 5. Изобразите схему устройства и опишите принцип работы приспособления ДЛ1-26.

Работа 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБОВОМ СОЕДИНЕНИИ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ

Цель работы. Экспериментальное определение коэффициентов трения в элементах болтового соединения (в резьбе и на торце гайки), проверка формулы, связывающей коэффициенты трения и величину усилия, прилагаемого к ключу в процессе затяжки болтового соединения, приобретение умений пользоваться динамометрическим ключом.

Общие сведения. Одним из наиболее распространенных видов соединений является резьбовое. Надежность многих конструкций зависит от работы болтовых соединений. Монтаж такого соединения, состоящего из болта (цилиндрического стержня с винтовой резьбой на одном из концов и головкой на другом), гайки и, во многих случаях, шайбы, проводится обычно при помощи двух ключей: одним вращают гайку, вторым фиксируют головку болта. Последняя может удерживаться от проворачивания и элементами конструкции.

Вращение гайки, осуществляемое ключом, требует приложения силы Q , которая при длине ключа l создает крутящий момент M_k , преодолевающий момент сопротивления трения в резьбе M_p и момент сопротивления трения на торце гайки M_T :

$$M_k = M_p + M_T$$

Известно, что связь между силой K , движущей по наклонной плоскости тело, и силой Q , прижимающей тело к наклонной плоскости и перпендикулярной к силе K , определяется уравнением

$$\frac{K}{Q} = \frac{\sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \lambda - f \sin \lambda}$$

где f — коэффициент трения в резьбе; λ — угол подъема резьбы. Коэффициент же трения равен тангенсу угла трения: $f = \operatorname{tg} \rho$.

Применительно к резьбовому соединению величина Q будет представлять собой суммарную осевую нагрузку на гайку, равную осевой

силе, затягивающей болт $P_{зат}$, а величина K - силу, вращающую гайку и преодолевающую момент сопротивления трения в резьбе:

$$M_p = K \frac{d_{cp}}{2}$$

где d_{cp} — средний диаметр резьбы.

Если временно исключить влияние момента сопротивления трения на торце гайки M_m (например, путем постановки под гайкой упорного шарикоподшипника), то

$$M_k = Ql \text{ и } Ql = P_{зам} \frac{\sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \lambda - f \sin \lambda} \cdot \frac{d_{cp}}{2}$$

В соответствии с законом Гука удлинение стержня болта в процессе затяжки будет равно:

$$\Delta l = l_0 \frac{\sigma}{E} = l_0 \frac{P_{зам}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \cdot \frac{1}{E}$$

Где $\sigma = \frac{P_{зам}}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$ - нормальное напряжение в материале болта,

которое не должно превышать предел пропорциональности $\sigma_{пц}$ для данного материала;

d_1 — внутренний диаметр резьбы болта;

l_0 — начальная длина растягиваемой части стержня болта;

E — модуль Юнга.

Очевидно, что

$$P_{зам} = \frac{\Delta l}{l_0} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot E$$

тогда

$$M_k = Ql = M_p = \frac{\Delta l}{l_0} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot E \cdot \frac{\sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \lambda - f \sin \lambda} \cdot \frac{d_{cp}}{2}$$

В приведенном выше уравнении неизвестным остается только величина f , которая может быть определена расчетом или экспериментально.

Эксперимент всегда оправдан, поскольку величины коэффициентов трения, приведенные в справочных пособиях, чаще всего отличаются от реальных вследствие различия в методах обработки резьбовых соединений, наличия следов коррозии и т. п.

Эксперимент осложняется, если, стремясь приблизиться к реальным условиям эксплуатации болтового соединения, упорный шарикоподшипник под гайкой будет заменен обычной шайбой. Тогда окажется необходимым решать более сложное уравнение. При этом $M_T = f_T P_{зам} R_{cp}$ (f_T — коэффициент трения между торцом гайки и опорной поверхностью детали). Величина R_{cp} соответствует условному среднему радиусу гайки, определяемому по формуле $R_{cp} = \frac{D_1 + D_i}{4}$ (D_1 - диаметр опорной поверхности гайки, D_i — диаметр сверления под болт).

Эксперимент проводится на установке ДМ-27М, в комплект которой входит: приспособление для нагружения и измерения силы затяжки болтов; торсионный динамометрический ключ (двухручный); набор болтов, гаек, втулок, сухарей и упоров, предотвращающих проворачивание болтов в приспособлении.

Приспособление для нагружения и измерения силы затяжки болтов (рис. 1; состоит из корпуса 1, силоизмерительного устройства (динамометрической пружины 2, индикатора часового типа 6), втулки 9, упорного подшипника 8, кольца 12 и смежных деталей. Динамометрическая пружина 2 закреплена на корпусе 1 двумя винтами 13.

Для сборки и подготовки приспособления к работе выбирают из комплекта сменных деталей необходимый болт 4, надевают на него сферическую шайбу 5 и вставляют его в отверстие динамометрической пружины 2. Затем, выбрав упор 3, соответствующий размеру головки болта

под ключ, вставляют его в прорезь стойки корпуса 1, фиксируя головку болта от проворачивания.

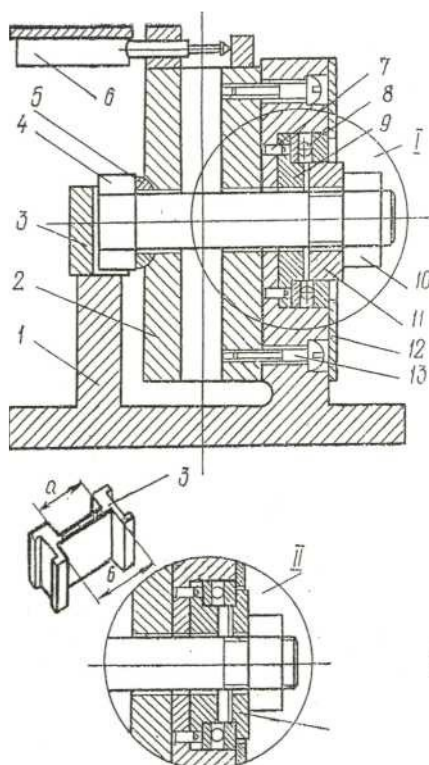


Рис. 1. Схема приспособления для нагружения и измерения силы затяжки болтов:

1 — корпус; 2 — динамометрическая пружина; 3 — упор; 4 — болт; 5 — сферическая шайба; 6 — индикатор; 7 — штифт; 8 — подшипник; 9 — втулка; 10 — гайка; 11 — упорная втулка; 12 — замыкающее кольцо; 13 — винт; 14 — шайба.

В правой части приспособления, обведенной на рисунке условно кружком, необходимо различать постоянные и сменные детали: к постоянным относятся втулка 9, положение которой фиксируется в корпусе 1 штифтами 7, упорный подшипник 8 и замыкающее кольцо 12; сменные детали могут набираться по варианту I или II. Набор сменных деталей по варианту I соответствует случаю определения момента сопротивления в резьбе и на торце гайки (M_k). При этом из комплекта сменных деталей по диаметру болта выбирают упорную втулку 11 и устанавливают ее так,

чтобы выступы вошли в соответствующие впадины втулки 9. После на-
вертывания и затяжки гайки 10 приспособление готово к работе.

Набор сменных деталей по варианту II соответствует случаю
определения момента сопротивления в резьбе (M_p): по диаметру болта
выбирают ступенчатую шайбу 14 и устанавливают ее взамен упорной
втулки 11. Шайба 14 садится на упорный подшипник 8 и при затяжке
гайки 10 вращается вместе с ней, что и способствует устранению трения
на торце гайки (не считая потерь в упорном подшипнике).

Работа на установке заключается в том, что по выбранным ступеням
нагружения болта 4 гайку 10 затягивают торсионным динамометрическим
ключом, снимая с установленного на нем индикатора часового типа
показания, соответствующие моментам сопротивления в резьбе и на торце
гайки (при сборке приспособления по варианту I) или только моментам
сопротивления в резьбе (при сборке приспособления по варианту II).

Значение указанных моментов фиксируется в соответствии с
выбранными ступенями нагружения болта, по показанию индикатора 6,
установленного на динамометрической пружине 2.

Перед испытанием необходимо проверить положение стрелок
индикаторов как на установке, так и на динамометрическом ключе:
нагружены они должны быть на нулевых делениях.

При работе на установке торсионный динамометрический ключ следует
вращать плавно, без перекосов, остановок и рывков, в противном случае
показания могут оказаться неточными. Наибольшая допустимая сила
сжатия динамометрической пружины 39,2 кН, наибольший крутящий
момент торсионного динамометрического ключа $M_k = 78,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка ДМ-27М;
приспособление для нагружения и измерения силы затяжки болтов,
торсионный динамометрический ключ; набор болтов, гаек, втулок, сухарей и
упоров, предотвращающих проворачивание болтов в приспособлении;
штангенциркуль, резьбомер, индикатор часового типа.

Порядок выполнения работы.

1. По заданному болту из комплекта сменных деталей отобрать соответствующие диаметру болта сферическую шайбу, упорную втулку и ступенчатую шайбу, а также упор.

2. Определить наружный диаметр резьбы d , шаг резьбы S , высоту гайки H , наружный диаметр D_1 , торцевой поверхности гайки и внутренний диаметр D_2 , за который принимают диаметр отверстия упорной втулки, значения d и S округлить до номинальных по ГОСТу. Внутренний диаметр d_1 и средний диаметр d_{cp} резьбы, а также угол подъема резьбы взять по тому же ГОСТу (все элементы резьбы в ГОСТе даются в зависимости от шага S).

3. Рассчитать допустимую силу затяжки болта по формуле

$$[P]_{зам} = F_1 \frac{[\sigma]_p}{k} = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{\sigma_T}{k_n}$$

где F_1 — площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы (d_1);

$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n}$ - допускаемое напряжение на разрыв;

k — 1,25... 1,30 — коэффициент, учитывающий сложный характер напряженного состояния болта;

σ_T — предел текучести (определяется по таблице ГОСТа);

n — коэффициент запаса прочности ($n = 2...3$).

4. Выбрать для каждого случая четыре степени силы затяжки:

$$P_{зам1} = 0,25[P]_{зам} ;$$

$$P_{зам2} = 0,5[P]_{зам} ;$$

$$P_{зам3} = 0,75[P]_{зам} ;$$

$$P_{зам4} = [P]_{зам} .$$

5. Провести эксперимент при наборе сменных деталей по варианту I, а затем по варианту II. Полученные результаты занести в протокол (табл. 1).

Вариант I. Под гайкой 10 установлена ступенчатая шайба 14, опирающаяся на упорный шариковый подшипник 8, что позволяет принять момент на ключе равным моменту сопротивления в резьбе, т. е. $M_K = M_P$, так как момент трения в подшипнике очень мал. Завинчивая гайку 10, торсионным динамометрическим ключом, создать четыре ступени затяжки болта, фиксируя при этом соответствующие показания индикатора.

Для каждого значения силы затяжки $P_{зат}$ и соответствующего значения $M_K = M_P$ определить угол трения в резьбе ρ и по нему найти коэффициент трения $f_T = \operatorname{tg} \rho$.

Вариант II. Под гайкой 10 устанавливается упорная втулка 11 и тем самым «отключается» подшипник 5. Момент на ключе в этом случае складывается из уже определенного момента в резьбе (M_P) и момента на торце гайки. Следовательно, можно записать:

$$M_T = M_K - M_P$$

где M_K — момент затяжки или момент на ключе, определяемый по индикатору, установленному на ключе;

M_P — момент в резьбе, определенный в предыдущем эксперименте.

Таблица 1

Наименование	Обозначение	Числовое значение
Наружный диаметр резьбы	d	
Внутренний диаметр резьбы	d_i	
Средний диаметр резьбы	d_{cp}	
Шаг резьбы	S	
Угол подъема резьбы	$\lambda = \operatorname{arctg} \left(\frac{S}{\pi d_{cp}} \right)$	
Высота гайки		
Наружный диаметр торцевой гайки	H	
Диаметр отверстия упорной втулки	D_i	
Коэффициент трения в резьбе	f_p	
Коэффициент трения в торце гайки	f_T	
Допустимая сила затяжки	$[P]_{зат}$	
1-я ступень нагружения	$0,25[P]_{зат}$	

2-я ступень нагружения	$0,5[P]_{зам}$	
3-я ступень нагружения	$0,75[P]_{зам}$	
4-я ступень нагружения	$[P]_{зам}$	
Момент на ключе, на торце гайки, в резьбе	M_k, M_T, M_P	

По полученным значениям M_m находят коэффициент трения на торце гайки из формулы

$$f_T = \frac{M_T}{R_{cp} P_{зам}}$$

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы и задание, привести эскиз болтового соединения, схему нагружения болта, график изменения f_p и f_T в зависимости от изменения величины затягивающего усилия и таблицы записей.

Контрольные вопросы и задания. 1. Охарактеризуйте испытываемое резьбовое соединение. 2. Как можно определить коэффициенты трения f , f_p и f_T ? 3. Как определяют момент сопротивления в резьбе болта без трения и на торце гайки, с трением на торце гайки? 4. Изобразите схему устройства и опишите принцип работы приспособления ДМ-27М.

Работа 3. ИСПЫТАНИЕ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Цель работы. Определение в условиях жидкостного трения зависимости коэффициента трения от нагрузки на подшипник и от угловой скорости вала, проверка опытным путем перехода от жидкостного трения к полужидкостному при возрастании нагрузки.

Общие сведения. В сопряжениях с подшипниками скольжения поверхности цапфы вала или оси и части подшипника, вкладыша, непосредственно с ней соприкасающейся в процессе работы, находятся в условиях относительного скольжения.

Силы трения, возникающие при относительном скольжении, приводят к износу цапфы и вкладыша и вызывают дополнительные потери в механизме, т. е. снижают его КПД. Уменьшение износа и потерь обеспечивается рациональным выбором материалов трущейся пары, соответствующих ее размеров, обеспечением достаточной смазки рабочих поверхностей. Материалы вала и вкладыша подшипника должны образовать антифрикционную пару и обладать различной твердостью.

В качестве материалов для вкладышей применяют бронзы, баббит, чугуны, металлокерамику, пластмассы, древеснослоистые пластики, резину и т. п.

В подшипниках скольжения различают три вида трения: полусухое, полужидкостное и жидкостное, переходящее последовательно одно в другое по мере возрастания угловой скорости вала от нуля до определенной величины.

В период пуска, когда скорость скольжения мала, большая часть поверхностей вала и подшипника не разделена смазкой и трение будет полусухое. При увеличении скорости цапфа как бы всплывает и толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные выступы трущихся поверхностей остаются не разделенными смазкой. Трение в этом случае будет полужидкостное. При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении определенных условий появляется сплошной устойчивый слой смазки, полностью разделяющий поверхности: возникает жидкостное трение.

Необходимым условием возможности жидкостного трения в подшипнике является наличие зазора S , представляющего собой разность диаметров отверстия втулки d_a и наружного диаметра цапфы d_B :

$$S = d_a - d_B$$

Вращающаяся цапфа может находиться концентрично относительно подшипника лишь при бесконечно большой угловой скорости, а обычно

она располагается с некоторым эксцентриситетом e (рис. 1), причем $0 < e < 0,5S$.

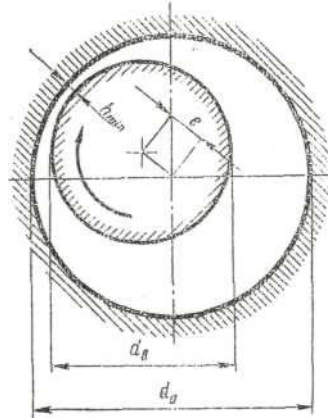


Рис. 1 - Схема расположения вала в подшипнике скольжения

В клиновидный зазор между цапфой и вкладышем затягивается масло, создается гидродинамическая подъемная сила, которая поддерживает цапфу. Толщина масляного слоя h в самом узком месте (h_{\min}) зависит от режима работы подшипника. Чем больше вязкость смазки и угловая скорость цапфы, тем более h , с увеличением нагрузки h уменьшается.

При установившемся режиме работы толщина масляного слоя должна быть больше суммы высот микронеровностей цапфы δ_1 и вкладыша δ_2 , т. е. $h = K(\delta_1 + \delta_2)$, где $K > 2$ — коэффициент запаса, учитывающий изгиб цапфы и неточности изготовления и сборки.

Смазка должна быть маслянистой и вязкой. Маслянистость — это способность смазки образовывать на поверхности трения устойчивые адсорбированные пленки. Вязкость — свойство слоев смазки сопротивляться относительному сдвигу.

Во всех гидродинамических расчетах смазки используют динамическую вязкость μ (Па·с). В технических характеристиках масел, указываемых в стандартах, приводят обычно кинематическую вязкость ν (м²/с).

Для подшипников скольжения в основном применяют смазки нефтяного происхождения. Широкое распространение получили синтетические масла, обладающие высокой термоустойчивостью. Чем

меньше зависимость вязкости масла от температуры, тем более постоянный режим работы в узлах трения.

Большое значение для нормальной работы сопряжения имеет величина отношения длины подшипника l к номинальному диаметру цапфы d . Увеличение длины подшипника приводит к уменьшению среднего давления в нем, но к резкому увеличению кромочных давлений и повышению температуры из-за местных сближений поверхностей и худшего охлаждения. Уменьшение отношения l/d ниже некоторого предела приводит к усиленному вытеканию масла через торцы подшипника и к снижению его несущей способности. Оптимальное значение l/d для большинства подшипников различных машин лежит в пределах 0,6...1,0.

Коэффициент жидкостного трения определяется по формуле

$$f = \frac{\pi \mu \omega}{\psi \rho} + 0,55\psi \left(\frac{d}{l} \right)^m$$

где μ — динамическая вязкость масла, Па·с;

ω — угловая скорость цапфы, рад/с;

$\psi = \frac{S}{d}$ — относительный зазор между цапфой и подшипником, м;

p — среднее давление, Па;

$m = 1,5$, если $l < d$, и $m = 1,0$, если $l > d$.

При определении среднего давления p между цапфой и вкладышем берут отношение радиальной нагрузки N опоры к площади проекции опорной поверхности на диаметральную плоскость $d \times l$:

$$p = \frac{N}{dl}$$

При известном моменте трения в подшипнике M_T коэффициент трения определяется по формуле

$$f_B = \frac{2M_T}{Nd}$$

Испытания проводятся на установке типа ДМ-29М (рис. 1)

Испытуемый подшипник скольжения представляет собой алюминиевую обойму 18 с бронзовым вкладышем 17, устанавливаемую консольно на конце шпинделя 16. Нагружающее устройство включает маховик 9 с винтом 11 и резьбовую втулку 10 со скользящей шпонкой, динамометр 12, шарнирно связанный с резьбовой втулкой и тягой 14. Измерительное устройство состоит из укрепленного на обойме рычага 6 и установленных на корпусе неподвижного кронштейна 7 с индикатором 5 и качающегося кронштейна 3 с измерительной пружиной 4 и индикатором 2. Ножка верхнего индикатора упирается в рычаг, а нижнего — в измерительную пружину 4, связанную с пятой рычага.

Качающийся кронштейн закреплен на стойке на оси и может проворачиваться винтом 1. Для уравнивания рычага служит груз 15, перемещающийся на резьбе по штанге, укрепленной с другой стороны обоймы.

Смазка подшипника скольжения осуществляется из бачка 13, расположенного в верхней части корпуса 8.

На измерительной пружине наклеены тензодатчики сопротивления с выводом на клеммы, расположенные на панели, что дает возможность измерять момент трения методом электротензометрии. Для этого необходимо дополнительное оборудование: тензоусилитель и измерительный прибор.

Для измерения температуры подшипника к торцу вкладыша 17 приваривается термopара, соединенная с градуированным миллиамперметром 19 или переносным потенциометром 20.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка типа ДМ-29М; подшипник скольжения, вал, динамометр, индикатор часового типа с пружиной и тензодатчики сопротивления.

Порядок выполнения работы. 1. Ознакомиться с устройством установки и определить материалы цапфы и вкладыша подшипника, его

номинальные размеры d и l , зазор по диаметру S , частоту вращения шпинделя ω , наименование и марку масла, его динамическую вязкость μ при 320 К.

2. Подсчитать среднее давление в подшипнике p для усилий нагружения $N = 0,5...5$ кН с интервалом 0,5 кН.

3. Подсчитать коэффициент жидкостного трения f_p для ранее выявленных значений p при заданных угловых скоростях цапфы.

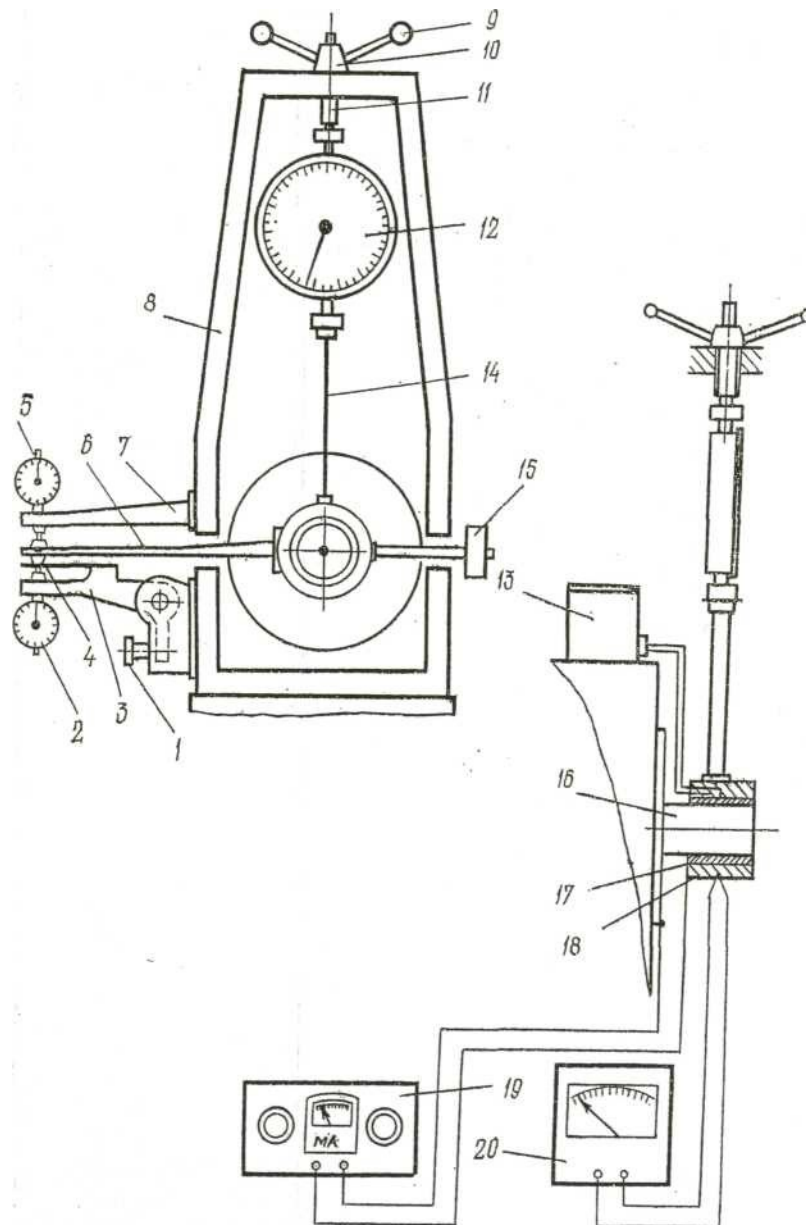


Рис. 2 – Схема установки для испытания подшипников скольжения:

1 – винт; 2,5 – индикаторы; 3- качающий кронштейн; 4- измерительная пружина; 6- рычаг; 7- кронштейн; 8- корпус; 9- маховик; 10- втулка; 11- винт; 12- динамометр; 13- бачок; 14- тяга; 15- груз; 16- шпиль; 17- вкладыш; 18- обойма; 19- миллиамперметр; 20- потенциометр.

4. Построить график зависимости f_p от p .
5. Подсчитать коэффициент жидкостного трения f_p для трех значений угловой скорости цапфы при заданном среднем давлении p в подшипнике.
6. Построить график зависимости f_p от ω .
7. При нагрузке примерно 0,2 кН подвести подвижной кронштейн к подшипнику так, чтобы измерительная пружина соприкоснулась с пятой рычага. Поставить подвижную шкалу верхнего индикатора на 0 с предварительным натягом в четыре оборота, а подвижную шкалу нижнего индикатора на 0 с предварительным натягом в один оборот.
8. Включить электродвигатель установки (скорость вращения шпинделя задана), подать каплями масло в подшипник, усилить нагрузку до 0,5 кН (фиксировать по динамометру) и дать поработать установке 3...4 мин. (При вращении шпинделя против часовой стрелки обойма под действием момента трения будет поворачиваться в том же направлении, а рычаг — надавливать на пластинчатую пружину, деформации которой отмечает нижний индикатор.) Затем с помощью винта качающегося кронштейна вывести стрелку верхнего индикатора на 0 и записать показания нижнего индикатора. По тарировочному графику определить момент трения M_t в подшипнике.
9. Увеличивать ступенями по 0,5 кН усилие нагружения до резкого возрастания момента трения (но не более 5 кН) — подшипник работает в режиме полужидкостного трения. При этом на каждой ступени нагружения с помощью винта качающегося кронштейна следует вывести стрелку верхнего индикатора на 0,

записать показания нижнего индикатора и по тарировочному графику определить момент трения в подшипнике.

10. Отключив электродвигатель, изменить скорость вращения шпинделя, перебрасывая клиновой ремень на соответствующие канавки шкивов. Определить момент трения в подшипнике для различных значений угловой скорости цапфы при заданном среднем давлении p в подшипнике.

11. Определить температуру подшипника и коэффициент трения для всех случаев замера.

12. Построить графики зависимости f от p и f от ω .

13. Сравнить значения расчетного и экспериментально полученного коэффициентов трения в условиях жидкостного трения и результаты занести в таблицу 1.

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы, привести характеристику подшипника и условия его работы, дать таблицу записи измерений, графики зависимостей f от p и f от ω .

Таблица 1

Параметры	Обозначение	Числовое значение
Вес груза на рычаге	G	
Радиальная нагрузка	N	
Момент трения	M_T	
Температура подшипника	t	
Среднее давление	p	
Коэффициент трения	f	
Динамическая вязкость масла	μ	
Толщина масляного слоя	h_{min}	
Расчетное значение коэффициента трения	f_p	

Контрольные вопросы и задания. 1. Как изменяется с увеличением среднего давления в подшипнике момент трения? **2.** Как изменяется коэффициент трения в подшипнике с изменением среднего давления? **3.** Как изменяется толщина масляного слоя с увеличением давления? **4.** Как

можно определить значения f , M_m и p ? Объясните зависимость f от p и M_T от p . 5. Изобразите схему устройства и опишите принцип работы установки ДМ-29М.

Работа 4. ИСПЫТАНИЕ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Цель работы. Определить условный момент трения и условный коэффициент трения в подшипниках качения и их зависимость от нагрузки, частоты вращения вала и смазки.

Общие сведения. Подшипник качения состоит из наружного и внутреннего колец с дорожками качения, тел качения и сепараторов, разделяющих и направляющих тела качения.

При работе подшипника одно из его колец вращается вместе с подвижной частью машины, а второе остается неподвижным.

Испытания подшипников качения проводятся на установке ДМ-28, в которой на конце вала электродвигателя установлены четыре одинаковых шарикоподшипника.

Момент трения в подшипнике качения M_m , обусловленный трением качения шариков на дорожках касания, равен:

$$M_T = 1,2 f_k R \frac{D_0}{d_{ш}}$$

где f_k — коэффициент трения качения;

R — радиальная нагрузка;

D_0 — диаметр расположения центров тел качения;

$d_{ш}$ — диаметр шарика.

Диаметр шарика может быть приближенно определен так:

$$d_{ш} = 0,3(D - d)$$

где D — наружный диаметр подшипника; d — диаметр отверстия подшипника.

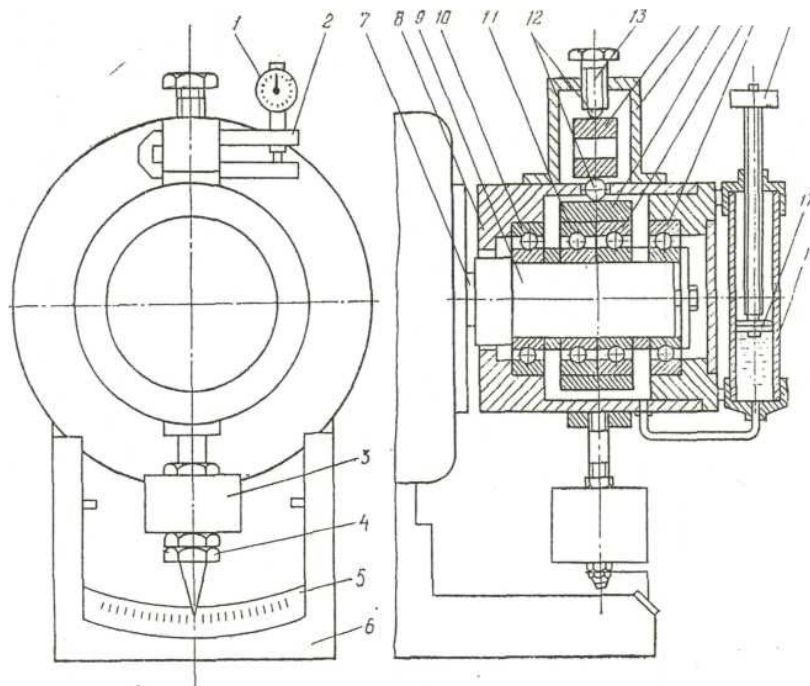


Рис. 1.

Рис. 1 - Схема установки для испытания подшипников качения:

1 — индикатор; 2 — динамометрическая скоба; 3 — груз; 4 — стрелка; 5 — шкала; 6—корпус; 7—вал; 8 — головка; 9 — втулка; 10, 11 — подшипники; 12 — шарики; 13 — винт; 14 — скоба; 15 — обойма; 16 — головка штока; 17 — поршень; 18 — цилиндр.

Помимо трения качения шариков в подшипнике, имеют место трение шариков о сепаратор и вязкое трение в смазке, заполняющей подшипник. Суммарный момент трения выражают через условный коэффициент трения f' , приведенный к посадочному диаметру вала d , т. е,

$$M_T = Rf' \frac{d}{2}$$

В установке усилие Q , фиксируемое на динамометре, создает на каждом из подшипников радиальную нагрузку $R = \frac{Q}{2}$. Момент трения,

получаемый на всех четырех подшипниках, $M_T = 4f' \times R \frac{d}{2} = Qf'd$, откуда

$$f' = \frac{M_T}{Qd}.$$

Установка (рис 1), состоит из корпуса 6, в котором смонтирован вал 7 с испытательными головками 8 и силоизмерительным устройством 1, 2, и привода устройства для определения момента трения.

На втулке 9, укрепленной на конце вала 7, установлена испытательная головка 8; вал 7 приводится во вращение от электродвигателя через клиноременную передачу. Наружные кольца двух средних испытуемых подшипников 11 находятся в общей обойме 15, а наружные кольца двух крайних подшипников 10 - в корпусе головки 8, охватывающей обойму 15 средних подшипников.

Нагружение осуществляется с помощью винта 13, скоба 14 которого связана с корпусом головки 8.

Силоизмерительное устройство включает динамометрическую скобу 2 и индикатор 1.

На испытательной головке имеется смазочное устройство, состоящее из цилиндра 18 с поршнем 17. Передвижением поршня можно регулировать подачу масла в подшипники.

Возникающий в подшипниках при вращении вала момент трения стремится повернуть корпус и с ним обоймы двух средних подшипников, поэтому закрепленный на корпусе головки маятник будет отклоняться на некоторый угол. По величине отклонения маятника и определяют момент трения в подшипниках.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка ДМ-28, головка с четырьмя подшипниками качения и смазочным устройством, динамометрическая скоба, индикатор часового типа, штангенциркуль; подшипники (шарикоподшипник радиальный однорядный,

шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный, роликоподшипник конический однорядный).

Порядок выполнения работы. 1. Ознакомиться с устройством и принципом действия установки для исследования подшипников. Установить на вал соответствующую головку. Надо учесть, что первое испытание проводят без заполнения подшипников маслом.

2. Установить заданную частоту вращения вала.

3. Включить электродвигатель и дать проработать 3...4 мин. Начальный момент трения определяют без нагружения по отклонению стрелки маятника.

4. Винтом нагружения создать ряд нагрузок на подшипники с интервалом 0,2 кН до 1,2 кН (при нагружении установку следует останавливать). Усилие нагружения определяют по тарировочному графику и индикатору динамометрической скобы.

5. На каждой ступени нагружения измерить момент трения.

6. Установить другую частоту вращения вала электродвигателя и повторить испытание в порядке, указанном в пунктах 2—5.

7. Последующие испытания проводить с заполнением подшипников маслом. Уровни заполнения маслом принимают следующие: по центру нижнего шарика; до погружения в масло нижней части внутреннего кольца. Испытания проводят в порядке, указанном в пунктах 2—6.

8. Определить условный (приведенный) коэффициент трения f' .

9. Построить графики зависимости момента трения и приведенного коэффициента трения от нагрузки для различных случаев смазки.

10. Построить графики зависимости момента трения и приведенного коэффициента трения от частоты вращения вала.

11. Полученные результаты занести в таблицу 1.

Таблица 1

Характеристика подшипника					Нагрузка		Момент	Коэф. трения	
№	d	d _ш	D ₀	D	По динамометру Q	Радиальная на подшипник R	M _T	f _к	f

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы, привести характеристики подшипников и данные об условиях их работы, графики зависимости M_m и f от нагрузки для различных случаев смазки и от частоты вращения подшипника, таблицу результатов испытаний.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какими параметрами характеризуются подшипники качения? 2. Как изменяются M_T и f' в зависимости от заполнения подшипника маслом? 3. Как влияет на момент трения нагрузка на подшипник? 4. Как изменяется приведенный коэффициент трения с увеличением (уменьшением) частоты вращения подшипника? 5. Изобразите схему устройства и опишите принцип работы установки ДМ-28.

Работа 5. ИСПЫТАНИЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы. Опытное определение кривых скольжения и КПД плоско- и клиноременных передач; выявление оптимальных условий нагружения ременной передачи.

Общие сведения. Ременная передача включает ремень, ведущий и ведомый шкивы с опорами. Для передачи мощности от ведущего вала к ведомому при помощи сил трения между ремнем и шкивами ремень должен быть прижат к шкивам. Это достигается за счет предварительного натяжения ремня некоторой силой. В состоянии покоя и при холостом ходе каждая ветвь ремня нагружена одинаково силой предварительного натяжения S_0 .

Под нагрузкой натяжение ветвей ремня изменится: ведущая ветвь за счет сил трения натянется и ее натяжение будет S_1 , а ведомая ослабнет до натяжения S_2 (рис. 71, а). Сумма же натяжений в ветвях под нагрузкой останется такой же, как при холостом ходе, т. е. $S_1 + S_2 = 2S_0$, а разность натяжений ветвей представляет окружное усилие: $S_1 - S_2 = P$.

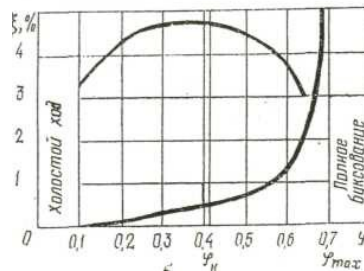
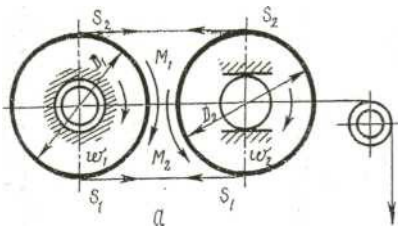


Рис. 2 - Схема ременной передачи (а) и кривые скольжения (б).

Окружное усилие на шкивах P определяется по формуле

$$P = \frac{2M_k}{D}$$

где M_k — крутящий момент на шкиве;

D — диаметр шкива.

Чем больше допустимое окружное усилие в ременной передаче, тем передача лучше, т. е. такая передача может передавать большую мощность. Допустимое полезное окружное усилие повышается с увеличением предварительного натяжения.

Отношение $\frac{S_1 - S_2}{2S_0} = \frac{P}{2S_0}$ называется коэффициентом тяги φ ,

указывающим, какая именно часть предварительного натяжения $2S_0$ используется для передачи полезного усилия P .

Однако полезное усилие зависит не только от предварительного натяжения $2S_0$, но и от разности натяжений ветвей ремня $P = S_1 - S_2$, причем разность натяжений ветвей ремня вызывает скольжение ремня по шкивам.

В работающей ременной передаче имеет место тем большее скольжение ремня на шкивах, чем больше передаваемое усилие. С ростом скольжения уменьшается коэффициент полезного действия передачи и увеличивается интенсивность износа ремня.

В качестве критерия оценки правильности эксплуатации ремня используется коэффициент скольжения, который не должен превышать заданную величину. Скольжение ξ_c (%) в ременной передаче определяется следующей зависимостью:

$$\xi_c = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100$$

где v_1 — окружная скорость ведущего шкива;

v_2 — окружная скорость ведомого шкива.

Эту формулу можно записать и так:

$$\xi_c = \frac{n_1 D_1 - n_2 D_2}{n_1 D_1} 100$$

где D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов;

n_1 и n_2 — частота вращения ведущего и ведомого шкивов.

Для случая $D_1 = D_2$ имеем:

$$\xi_c = \frac{n_1 - n_2}{n_1} 100$$

Коэффициент полезного действия определяется следующей зависимостью:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}$$

где M_1 и M_2 — вращающие моменты на ведущем и ведомом валах.

Сцепление ремня со шкивами обуславливает тяговую способность ременной передачи. Исследуя тяговую способность, строят графики-кривые скольжения и КПД (рис. 1,б).

Кривые скольжения строят по данным, получаемым экспериментально: при постоянном натяжении S_0 ремней постепенно повышают полезную нагрузку P и измеряют скольжение.

Для некоторого определенного, так называемого критического, значения коэффициента тяги φ_k скольжение вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны нагрузке, и кривая скольжения имеет соответственно прямолинейный участок. При дальнейшем росте нагрузки возникает дополнительное проскальзывание и суммарное скольжение возрастает. Затем кривая скольжения резко поднимается вверх и при некотором предельном значении коэффициента тяги φ_{\max} наступает полное буксование.

КПД передачи вначале растет с увеличением нагрузки вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода. КПД достигает максимума в зоне критического значения коэффициента тяги, а потом начинает падать в связи с дополнительными потерями на буксование.

Кривые скольжения и КПД показывают, что оптимальная нагрузка ременных передач лежит в зоне критических значений коэффициента тяги, где наиболее высокий КПД. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при пиковых нагрузках и весьма кратковременных перегрузках. Работа в этой области связана с повышенным износом ремня и потерей скорости.

Отношение φ_{\max}/φ_k передач, рассчитанных по кривым скольжения, характеризует их способность к перегрузкам.

Испытывают ременную передачу на установке типа ДМ-35У (рис. 2) Ведущий шкив передачи закреплен на валу балансирного электродвигателя, корпус которого может поворачиваться в подшипниках, установленных на качающейся раме. Ведомый шкив расположен на валу шкива тормоза нагружения. Колодки тормоза связаны со втулкой, которая может поворачиваться в подшипниках, сидящих на ведомом валу.

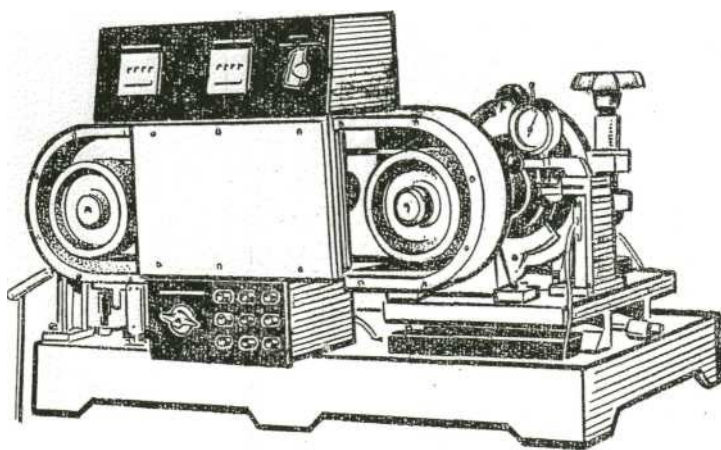


Рис. 2 – Общий вид документа типа ДМ-35У

Для удобства проведения опытов диаметры ведущего и ведомого шкивов приняты одинаковыми.

С помощью маховика можно плавно менять усилие сжатия тормозных колодок, тем самым создавая различный момент торможения.

Измерение моментов на ведущем и ведомом валах осуществляется с помощью протарированных плоских консольных пружин, которые одним из своих концов заделаны на кронштейны, а другим упираются в призмы штырей, связанных со статором электродвигателя и втулкой тормоза нагружения.

На установке предусмотрена возможность определения вращающихся моментов на ведущем и ведомом валах с помощью наклеенных на пружины тензодатчиков сопротивления с выводом на клеммы. Для этого необходимы дополнительно тензометрический усилитель и измерительный прибор.

Замеряют частоты вращения ведущего и ведомого валов с помощью импульсных датчиков и счетчиков.

Начальное натяжение ветвей ремня осуществляется грузами на рычаге с тросом, прикрепленным к качающейся раме.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка типа ДМ-35У, тензометрический усилитель, индикатор, миллиампер-1:

метр, тахометр, ремни плоские и клиновые, штангенциркуль, кронциркуль, масштабная линейка, рулетка.

Порядок выполнения работы. 1. Ознакомиться с устройством установки и занести в отчет данные о материале ремня, его типе, размерах, соотношении плеч рычага для начального натяжения.

2. Измерить диаметры ведущего D_1 и ведомого D_2 шкивов и межосевое расстояние l ременной передачи.

3. Качающуюся раму нагрузить грузом $N = \frac{2S_0}{z} N$, где z — соотношение плеч рычага.

4. Включить электродвигатель установки и ступенчато нагружать передачу с помощью рукоятки тормоза нагружения. На каждой ступени нагружения следует:

а) замерить частоту вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов за какой-то определенный отрезок времени; для этого необходимо с помощью переключателя одновременно включить и выключить оба импульсных счетчика;

б) зафиксировать показания индикатора двигателя и индикатора тормоза.

5. По тарировочным графикам определить вращающие моменты (M_1 и M_2) на ведущем и ведомом валах.

6. Для каждой ступени нагружения определить коэффициенты скольжения ξ_c , полезного действия η и тяги φ_k .

7. Полученные результаты занести в таблицу 1.

Таблица 1

Характеристика ремня и ременной передачи							Результаты испытаний ременной передачи					
b	δ	F	D_1	D_2	l	n_1	N	P	M	φ_k	ξ_c	η

8. По полученным для различных нагрузок значениям коэффициентов тяги, скольжения и КПД построить кривые скольжения ремня и КПД передачи.

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы, дать характеристику установки и исследуемого ремня, привести таблицу записи измерений, кривые скольжения и КПД, значение оптимальных условий нагружения ременной передачи.

Контрольные вопросы и задания. 1. Что влияет на тяговую способность ремня? 2. Для чего применяется натяжной ролик? 3. Почему при передаче той же нагрузки в клиноременной передаче по сравнению с плоскоременной требуется меньшее предварительное натяжение ремня? 4. Опишите методику построения кривых скольжения ремня и КПД передачи.

Работа 6. ИСПЫТАНИЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

Цель работы. Изучение конструкций предохранительных муфт, определение коэффициента точности и остаточного момента.

Общие сведения. Данные муфты предназначены для предохранения машин от перегрузок, допуская регулировку величины передаваемого момента, но они могут работать только при строгой соосности сопрягаемых валов. Муфты стараются размещать как можно ближе к возможному месту возникновения перегрузки.

Передача момента в муфтах может осуществляться за счет сил трения (фрикционные муфты), с механической связью между деталями (кулачковые и др.) и т. д.

Фрикционные предохранительные муфты используются в механизмах, где возникают частые кратковременные перегрузки, главным образом перегрузки ударного действия. Они бывают дисковыми или конусными. Широкое распространение нашли многодисковые муфты; конусные муфты применяют только при малых моментах.

Фрикционные предохранительные муфты при срабатывании поглощают энергию, преобразуя ее в тепловую, причем они продолжают передавать крутящий момент, но обычно меньший, так как коэффициент трения скольжения для большинства материалов меньше коэффициента трения покоя.

Пружинно-кулачковые муфты широко применяют при небольших угловых скоростях и передаваемых моментах. Эти муфты достаточно надежны, так как упругие свойства пружин более стабильны, чем коэффициент трения фрикционных муфт. При высоких скоростях муфты не используют, так; как в момент повторных включений возникают многократные перегрузки. Кулачки имеют трапецеидальный профиль, угол наклона рабочих граней 45...60°. При увеличении крутящего момента свыше допустимого сумма осевых составляющих усилий на гранях кулачков становится больше прижимного усилия пружины и муфта многократно прощелкивает кулачками, что и свидетельствует о перегрузке.

При повторных многократных включениях кулачков возникают сильные ударные нагрузки, что отрицательно влияет на усталостную прочность деталей механизма.

В пружинно-шариковых муфтах представляющих собой разновидность пружинно-кулачковых, трение скольжения частично заменено трением качения и, следовательно, значительно уменьшен износ деталей.

Коэффициент точности для предохранительных муфт подсчитывают по формуле

$$R_T = \frac{M_{cP_{MAX}}}{M_{cP_{MIN}}}$$

где $M_{cP_{max}}$ — максимальный момент срабатывания;

$M_{cP_{min}}$ — минимальный момент срабатывания.

Коэффициент остаточного момента находят из выражения

$$R_{O.M.} = \frac{M_{OCT}}{M_{CP}}$$

где M_{OCT} — момент, передаваемый муфтой после срабатывания;
 M_{CP} — момент, при котором муфта срабатывает.

Испытания проводятся на установке типа ДМ-40 (рис. 1). Вращение от электродвигателя на ведомый вал передается через клиноременную передачу, зубчатую передачу и предохранительную муфту. Предохранительные муфты надевают на выступающий конец ведомого вала и закрепляют в осевом направлении, при этом ведущую полумуфту соединяют с зубчатым колесом. Конструкция муфты позволяет регулировать силу сжатия полумуфт, причем значение этой силы можно фиксировать по длине предварительно протарированной пружины.

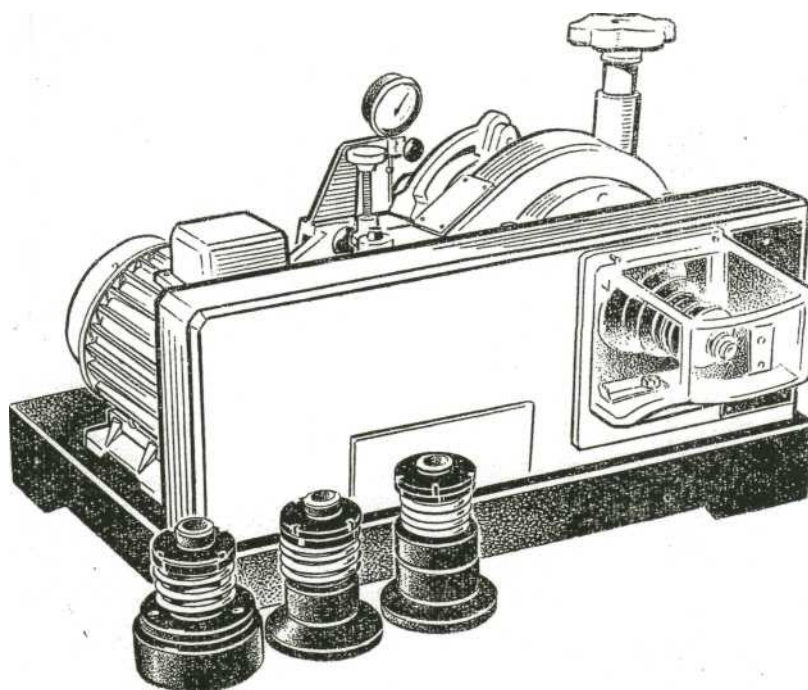


Рис. 1 - Общий вид установки типа ДМ-40

Нагрузка ведомого вала осуществляется балансирным колодочным тормозом, позволяющим плавно менять силу сжатия колодок. Рычаги тормоза соединены штангой с обоймой, сидящей на подшипниках ведомого вала. Штанга через призму опирается на плоскую пружину, прогиб которой измеряется индикатором часового типа. Индикатор имеет вторую стрелку,

позволяющую фиксировать максимальное показание. Балансирная система тормоза может быть зафиксирована при помощи винтового устройства.

На установке предусмотрена возможность определения вращающего момента на ведомом валу с помощью наклеенных на вал тензодатчиков сопротивления (дополнительно необходим тензоусилитель и измерительный прибор).

Оборудование, материалы и инструменты. Установка типа ДМ-40, индикатор часового типа, штангенциркуль, предохранительные муфты (кулачковая, шариковая, конусная фрикционная, дисковая фрикционная).

Порядок выполнения работы. 1. Ознакомиться с устройством установки и предохранительных муфт различных конструкций. Установить необходимые данные для подсчета осевого усилия пружины.

2. Задаться расчетным значением вращающего момента, при котором будет происходить срабатывание муфты.

3. Подсчитать необходимое осевое усилие пружины по следующим формулам:

а) для кулачковой предохранительной муфты:

$$P_{\text{пр}} = \frac{2M_{\text{ср}}}{D_{\text{к}}} \left[\operatorname{tg}(\alpha_{\text{н}} - \varphi_{\text{к}}) - \frac{D_{\text{к}}}{d} f'_{\text{к}} \right]$$

где $M_{\text{ср}}$ — расчетное значение момента срабатывания; $D_{\text{к}}$ — наружный диаметр кулачков; $\alpha_{\text{н}}$ — угол наклона рабочей поверхности кулачков; $\varphi_{\text{к}}$ — приведенный угол кинематического трения между кулачками; d — диаметр вала подвижной полумуфты; $f'_{\text{к}}$ — приведенный коэффициент кинематического трения в шлицевом соединении;

б) для шариковой предохранительной муфты:

$$P_{\text{пр}} = \frac{2M_{\text{ср}}}{D} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi_{\text{с}}) - \frac{D}{d} f'_{\text{с}} \right]$$

где $\varphi_{\text{с}}$ — приведенный угол статического трения в шариках;

D — диаметр окружности расположения шариков;

f'_c — приведенный коэффициент статического трения в шлицевом соединении;

α — угол наклона касательной в точке соприкосновения шариков к оси муфты: $\alpha = \arcsin \frac{d_{ш} - h}{d_{ш}}$ ($d_{ш}$ — диаметр шариков, h — высота выступающей части);

в) для конусной фрикционной муфты:

$$P_{пр} = \frac{2M_{ср} \sin \alpha'}{D_{ср} f_0}$$

где α' — половина угла при вершине конуса;

$D_{ср}$ — средний диаметр контакта фрикционных поверхностей;

f_0 — коэффициент трения на рабочих поверхностях;

г) для дисковой фрикционной муфты:

$$P_{пр} = \frac{2M_{ср}}{D_{ср} z_T - f_0}$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр контакта дисков; z_T — количество поверхностей трения.

4. Установить на муфте необходимое усилие пружины при помощи регулировочных гаек, пользуясь тарировочным графиком пружины. Размер длины сжатой пружины проверяется штангенциркулем.

5. Установить муфту на вал, включить двигатель и постепенно нагрузить муфту тормозом.

6. Зафиксировать вращающий момент, при котором срабатывает муфта $M_{ср}$, и момент, передаваемый муфтой после срабатывания $M_{ост}$, по показаниям индикатора. Испытания провести 3—4 раза.

7. Сравнить величины момента $M_{ср}$ расчетные и полученные экспериментально.

8. Подсчитать коэффициенты точности R_T и остаточного момента $R_{ом}$.

9. Полученные результаты занести в таблицу 1.

Таблица 1

Параметры	Обозначение	Числовое значение
Допускаемый крутящий момент	M_K	
Наружный диаметр кулачков	D_K	
Угол наклона рабочей поверхности кулачков	α_H	
Приведенный угол кинематического трения между кулачками	φ_K	
Диаметр вала подвижной полумуфты	d	
Приведенный коэффициент кинематического трения в шлицевом соединении	f_K	
Осевое усилие	P_{PP}	
Момент срабатывания муфты	M_{CP}	
Момент, передаваемый муфтой после срабатывания	M_{OCT}	
Коэффициент точности	R_T	
Коэффициент остаточного момента	$R_{O.M.}$	

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы, заданное значение вращающего момента, привести характеристики исследуемых муфт и расчет необходимых осевых усилий, дать таблицу записи выполненной работы, расчет коэффициентов точности и остаточного момента.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какими параметрами характеризуются муфты? 2. Как определяются моменты M_{CP} и M_{OCT} ? 3. Как определяются коэффициенты k_T и $k_{O.M.}$? 4. В каких случаях применяют предохранительные муфты? 5. Почему эти муфты устанавливают как можно ближе к месту возникновения перегрузок?

Работа 7 ИЗУЧЕНИЕ ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА ПО НАТУРНЫМ ОБРАЗЦАМ

Цель работы. Изучение конструкции, принципа работы и определение основных параметров зубчатых передач (зубчатых редукторов).

Общие сведения. Зубчатые передачи часто используют в качестве самостоятельных агрегатов. В этих случаях передача размещается в

отдельном закрытом жестком корпусе, несущем опоры для валов. Зубчатая передача (иногда червячная, глобоидная), предназначенная для изменения угловых скоростей и моментов вращения, называется редуктором.

В зависимости от схемы и типа передачи редукторы делят на цилиндрические, конические рядовые, планетарные зубчатые, червячные и комбинированные.

Основными параметрами редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами являются межосевые расстояния, коэффициенты ширины зубчатых колес и передаточные числа.

Простейший редуктор с одной парой цилиндрических зубчатых колес (рис. 1, а) применяется для широкого диапазона мощностей, но малых передаточных чисел ($i \leq 8 \dots 10$). Для получения $i \geq 10$ необходимы многоступенчатые редукторы.

Межосевое расстояние для редуктора с одной парой цилиндрических зубчатых колес определяется из выражения

$$A = \frac{z_w + z_k}{2} m$$

где z_w и z_k — число зубьев шестерни и колеса; m — модуль зацепления.

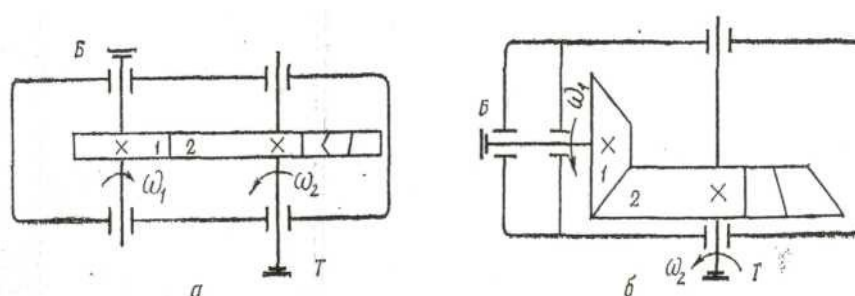


Рис. 1 - Схема одноступенчатого редуктора:

а — с цилиндрическими колесами; б — с коническими колесами; Б — быстроходный вал; Г — тихоходный вал; 1 — ведущее колесо; 2 — ведомое колесо.

Модуль зацепления можно определить по формуле

$$m = \frac{D}{z + 2}$$

где D — диаметр окружности выступов колеса (или шестерни);
 z — число зубьев колеса (или шестерни).

У косозубого колеса торцовый модуль зацепления находят так:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

где m_n — нормальный модуль зацепления (у прямозубых колес $m_n = m$);

β — угол наклона зуба.

Коэффициент ширины колеса определяется по формуле

$$\psi_A = \frac{B_K}{A} = 0,2 \dots 0,4$$

где B_K — ширина колеса.

Передаточное число передачи в направлении силового потока называется также передаточным отношением и обозначается буквой i с индексом.

Передаточным отношением зубчатого механизма называется отношение угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого вала. Согласно этому определению, передаточное отношение для одноступенчатого редуктора (от зубчатого колеса 1 к зубчатому колесу 2, рис. 74, а, б) будет равно:

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Здесь первая цифра индекса у символа передаточного отношения указывает номер колеса, принятого за ведущее, вторая — номер колеса, принятого за ведомое. (Знак минус применяется для внешнего зацепления, знак плюс — для внутреннего.)

Передаточное отношение можно выразить также через число зубьев колес:

$$i_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1}$$

Для многоступенчатой зубчатой передачи общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней:

$$i_{1n} = i_{12} \cdot i_{23} \dots i_{(n-1)n}$$

или, если заменить передаточное отношение ступеней их значениями, выраженными через числа зубьев:

$$i_{1n} = (-1)^K \frac{z_2 \cdot z_3 \dots z_n}{z_1 \cdot z'_2 \dots z_{n-1}}$$

где K - число внешних зацеплений.



Рис. 2 Схема планетарного редуктора.

Передаточное отношение от зубчатого колеса Z_1 к водилу H планетарного редуктора определяется формулой

$$i_H^3 = i_{13}^H$$

где i_{13}^H — передаточное отношение от колеса 1 к колесу 3 при закрепленном водиле H и освобожденном колесе 3 (рис. 75, а).

При проектировании планетарных редукторов необходимо знать и, следовательно, уметь определять угловую скорость сателлитов. Поскольку скорость ведущего звена задана и скорость водила может быть найдена по формуле, для определения угловой скорости сателлита необходимо знать передаточное отношение от центрального колеса к сателлиту или от водила к сателлиту.

Очевидно (из рис. 2, а), что

$$i_{13} = \frac{i_1^H}{i_2^H} = \frac{1 - i_{13}^H}{1 - i_{23}^H} = \frac{1 - \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_2}}$$

Подсчитав величину i_{12} , получим угловую скорость сателлита:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{1}{i_{12}}$$

Передаточное отношение от водила к сателлиту для того же редуктора определится так:

$$i_{H2} = \frac{1}{i_{2H}} = \frac{1}{1 - i_{23}^H} = \frac{1}{1 - \frac{z_3}{z_2}}$$

Зная, что общее передаточное отношение механизма редуктора равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней, необходимо разбить механизм редуктора на отдельные ступени. Прежде всего следует выделить планетарную ступень, имея в виду, что в планетарную ступень входят: водило, сателлиты и два центральных зубчатых колеса, находящиеся в зацеплении с сателлитами. В нашем случае (рис. 2, б) в центральную ступень входят: водило H , сателлиты 3 и 3' (обозначены через z_3

и z_3'), центральные зубчатые колеса 2' и 4 (обозначены через z_2 и z_4). Колеса 1 и 2 образуют простую передачу. Следовательно, передаточное число (отношение) редуктора найдется по формуле

$$i_P = i_{1H} = i_{12}i_{2'H}$$

где i_{12} и $i_{2'H}$ определяются по соответствующим формулам.

Оборудование, материалы и инструменты. Цилиндрический одно- или двухступенчатый (предпочтительно стандартный) редуктор с прямо- или косозубыми колесами и планетарный редуктор; набор гаечных ключей, отвертки, молоток с мягким бойком, масштабная линейка, штангенциркуль, штангензубомер, угломер универсальный, градуированные диски для измерения угловых перемещений.

Порядок выполнения работы. 1. Изучить конструкцию корпуса и назначение деталей, наметить план разборки редуктора. Отвинтив соединительные болты, снять крышку редуктора и крышки подшипниковых узлов.

2. Ознакомиться с внутренним устройством редуктора, обратив особое внимание на способ смазки зацепления и подшипников; снять валы редуктора с деталями и подшипниками, установленными на них.

3. Составить и вычертить в масштабе кинематическую схему редуктора в соответствии с требованиями СТ СЭВ 286—76.

4. Перенумеровать все зубчатые колеса редуктора (z_1 , z_2 и т. д.), начиная от ведущего колеса. Если на одной оси закреплено два колеса, то оба получают один номер (так как у этих колес одна и та же угловая скорость), но колесо, более удаленное от ведущего, дополнительно отмечается штрихом.

5. Подсчитать число зубьев всех колес и записать их в таблицу.

6. Измерить межосевое расстояние, ширину колес и диаметры окружностей выступов колес.

7. Замерить углы наклона зубьев непосредственно по диаметру выступов с помощью универсального угломера.

8. Разделить редуктор на ступени, установить расчетные формулы для определения передаточных отношений отдельных ступеней и вычислить их передаточные отношения. Определить общее передаточное отношение редуктора.

9. Вычислить передаточные отношения от водила к сателлиту и от центрального колеса к сателлиту.

10. Опытным путем определить общее передаточное отношение редуктора. Для этого следует сосчитать число оборотов ведущего колеса, соответствующее одному обороту ведомого колеса (водила). При больших передаточных отношениях редуктора опытную проверку можно сделать для неполного оборота ведомого колеса (1/2, 1/4 оборота).

11. Полученные данные занести в таблицу 1.

Таблица 1

Наименование параметров	Обозначение	Результаты измерений и вычислений	
		Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Число зубьев шестерни	$Z_{ш}$		
Число зубьев колеса	Z_K		
Передаточные числа ступеней	i_1, i_2, \dots, i_n		
Общее передаточное число редуктора	i_p		
Межосевое расстояние	A		
Угол наклона зуба по делительному диаметру	B		
Модуль нормальный	m_n		
Модуль торцовый	m_t		
Диаметр делительной окружности	$d_{ш}$		
Диаметр окружности выступов	D_l		
Ширина венца колеса	b		

Примечание 1. Межосевое расстояние сравнить с ГОСТом для данного типа редуктора. 2. Модуль зацепления округлить до ближайшего значения по ГОСТу.

12. Составить характеристику редуктора по его параметрам

и схеме, сравнить параметры данного редуктора с параметрами других одноступенчатых редукторов по ГОСТу.

13. После выполнения всех замеров, необходимых для заполнения таблицы отчета и выяснения конструкции редуктора, собрать редуктор (кроме установки крышки корпуса), проверить качество (плавность) зацепления колес, установить крышку и закрепить ее болтами.

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы, привести кинематическую схему исследуемого редуктора, а также таблицу результатов измерений и вычислений.

Контрольные вопросы и задания. 1. По каким признакам классифицируют редукторы? 2. Какими параметрами характеризуется работа редуктора? 3. Чем отличается цилиндрический редуктор от планетарного и червячного? 4. По каким параметрам регламентируются стандартные редукторы?

Работа 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы. Экспериментальное определение коэффициента полезного действия червячной передачи и исследование температурного поля червячного редуктора.

Общие сведения. В червячном редукторе передача состоит из червяка, т. е. винта с трапецеидальной резьбой, и червячного колеса с зубьями дуговой формы.

Червяк выполняется из стали. Поверхность витков обрабатывается с высокой точностью (шлифуется или полируется).

Червячные колеса в целях экономии цветных металлов изготавливают с ободом (венцом) из антифрикционных материалов (бронзы, латуни,

спецчугуна) на чугунном центре. Бронзовый обод на чугунный центр посажен с гарантированным натягом.

Конструкция корпуса редуктора должна обеспечивать легкую постановку в него сборочных единиц червяка и червячного колеса, а также возможность регулирования зацепления. Корпус одновременно служит и резервуаром для масла.

Коэффициент полезного действия червячной передачи можно определить из следующего выражения:

$$\eta = 1 - \Pi$$

где $\Pi = \frac{N_n}{N}$ - коэффициент потерь в передаче;

N_n — мощность, теряемая на преодолении вредных сопротивлений;

N — мощность, подводимая к передаче.

Потери мощности обуславливаются главным образом потерями при скольжении витков червяка вдоль рабочих поверхностей зубьев червячного колеса, коэффициент потерь при этом определяется по формуле

$$\Pi_B = 1 - \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}$$

где λ — угол подъема винтовой линии червяка;

ρ — угол трения.

Коэффициент, учитывающий потери, аналогичные потерям в зацеплении косозубых колес с рейкой, может быть принят:

$$\Pi_3 = \frac{\pi \varepsilon_s f}{2 \cos \lambda z_K}$$

где ε_s — степень перекрытия;

f — коэффициент трения между зубьями;

z_K — число зубьев колеса.

Коэффициент потерь в опорах передачи (если установлены подшипники качения) равен:

$$P_0 \approx 0,003 \dots 0,005.$$

Коэффициент потерь, учитывающий затрату мощности на перемешивание масла, может быть приближенно определен из выражения

$$P_M = \frac{0,001 v_c L \sqrt{E^\circ t}}{N}$$

где v_c — окружная скорость червяка, м/с; L — длина нарезанной части червяка, см; $E^\circ t$ — вязкость масла (в градусах Энглера) при температуре T масла в редукторе.

При окунании колеса в масло в формуле следует подставить вместо окружной скорости червяка v_c окружную скорость колеса v_k и вместо длины нарезной части червяка L ширину венца червячного колеса B_k .

Суммарный коэффициент потерь в червячной передаче равен:

$$P = P_B + P_3 + P_0 + P_M$$

а коэффициент полезного действия (расчетный):

$$\eta_p = 1 - (P_B + P_3 + P_0 + P_M).$$

Для проведения работы рекомендуется установка типа ДМ-41 (рис. 1). Принципиальная схема установки для испытания червячной передачи показана на рисунке 77.

Установка состоит из испытываемого червячного редуктора (тип червяка архимедов, модуль осевой $m = 3$ мм, число заходов червяка $k_c = 2$, число зубьев колеса $z_k = 41$), электродвигателя, тормозного и измерительного устройств.

Червяк 4 через эластичную муфту 3 соединяется с электродвигателем ($N = 1 \dots 1,4$ кВт, $n = 1450 \dots 2850$ об/мин). Измерение крутящих моментов производится индикаторами часового типа с пружиной (или тензодатчиками сопротивления). Нагружение осуществляется с помощью колодочного тормоза. Тормоз охлаждается

водой. Максимальный тормозной момент 5900 Н · м. Его определяют по следующей формуле:

$$M_T = PfD_{ш}n_{р.с.} \frac{l}{l_1}$$

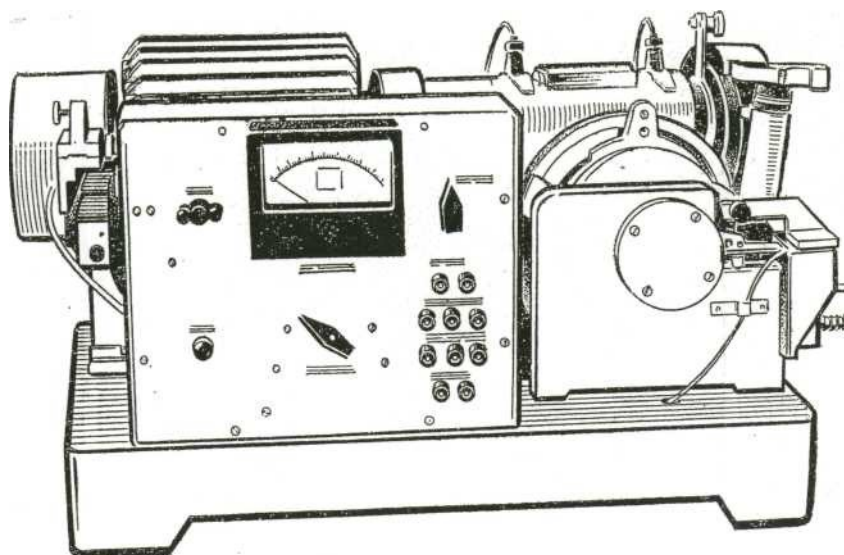


Рис. 1. Общий вид установки типа ДМ-41.

где P — усилие замыкания тормоза;

$\eta_{р.с.} 0,95$ — КПД рычажной системы; D_m — диаметр тормозного шкива;

l, l_1 — плечи рычажной системы тормоза;

f — коэффициент трения.

Измерение температуры стенок редуктора и масла осуществляется с помощью термопар с милливольтметром или переносным потенциометром. Кроме того, на установке предусмотрена возможность определения крутящих моментов на ведущем и ведомом валах с помощью наклеенных на пружины тензодатчиков сопротивления с выводом на клеммы для присоединения через тензометрический усилитель на шлейфовый осциллограф. Определяя экспериментально величины крутящих моментов на валах двигателя (червяка) и червячного колеса, можно найти КПД червячной передачи по формуле

$$\eta = \frac{M_K}{iM_q}$$

где i — передаточное число передачи.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка типа ДМ-41, индикатор часового типа с пружиной, термомпара с милливольтметром или потенциометр.

Порядок выполнения работы. 1. Ознакомиться с устройством установки и записать ее техническую характеристику.

2. Подсчитать величину номинального крутящего момента электродвигателя:

$$M_{\text{эд}} = 975 \frac{N_H}{n_{\text{ас}}}$$

где N_H — номинальная мощность электродвигателя;

$n_{\text{ас}}$ - асинхронная частота вращения электродвигателя.

3. Включить электродвигатель и нагрузить тормозное устройство создавая момент, примерно равный $(0,2...0,3)M_T$, дать установке проработать 4—5 мин для прогрева масла.

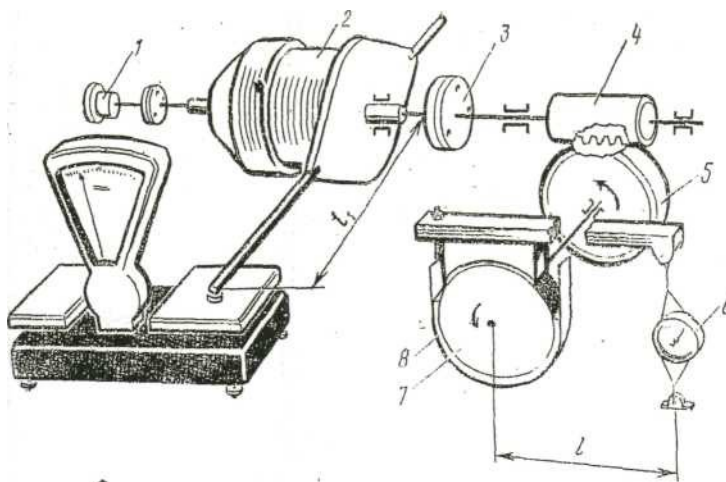


Рис. 2 - Схема установки для испытания червячной передачи:

1-тахометр; 2-электродвигатель; 3- муфта; 4- червяк; 5 – червячное колесо; 6 - индикатор; 7 - тормозной шкив; 8 - тормозная колодка

4. Увеличивать ступенчато-тормозной момент до значения M_T . На каждой ступени нагружения регистрировать показания индикаторов двигателя и тормоза, частоту вращения червяка n_c ,

определять соответственно моменты на валу двигателя $M_{эд}$ и выходном валу $M_в$. Одновременно следует замерять температуры масла и корпуса в различных точках.

5. Разгрузить передачу, чтобы момент на валу колеса был равен нулю (холостой ход). Определить момент на валу электродвигателя, его частоту вращения и подсчитать мощность.

6. Подсчитать для каждой ступени нагружения величину мощности на валах электродвигателя $N_{эд}$ и колеса $N_к$ и определить величину экспериментального КПД передачи $\eta_э$

$$\eta_э = \frac{N_к}{N_{эд}}$$

7. Подсчитать потери Π , $\Pi_в$, $\Pi_з$, $\Pi_о$, $\Pi_м$ и определить расчетную величину КПД передачи η_p и затем сравнить его со значением $\eta_{эд}$. Расчетную величину КПД передачи определяют по формуле

$$\eta_p = \frac{tg\lambda}{tg(\lambda + \rho')} (1 - \Pi_м)$$

где λ —угол подъема средней винтовой линии червяка ($9^\circ 27' 44''$);

ρ' — приведенный угол трения;

$\Pi_м$ — коэффициент потерь, учитывающий затрату мощности на перемешивание масла.

8. Подсчитать тепло, выделяющееся в непрерывно работающей червячной передаче при моменте нагружения, равном M_T и коэффициент полезного действия η при этом моменте

$$Q_i = 632(1 - \eta_{MT}) N_{эд} N_T$$

9. Подсчитать тепло, отводимое поверхностью корпуса редуктора:

$$Q_0 = k_T(t_m - t_0) S_c (1 - f_T)$$

где k_T — коэффициент теплопередачи, равный 30...60 кДж;

t_m , t_0 — температуры соответственно масла и окружающего воздуха;

S_c — свободная поверхность охлаждения корпуса передачи;

f_t — коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту.

9. Результаты расчетов и испытаний занести в таблицу 1 и построить график КПД($\eta_{эд}$) в зависимости от мощности электродвигателя $N_{эд}$.

Таблица 1

Опытные данные							Расчетные значения			
M_T	$n_{ч}$	$N_{эд}$	$M_{эд}$	n_k	N_k	$\eta_{эд}$	Q	Q_p	P^1	η_p

Отчет о работе. В отчете следует укатать цель работы, привести схему испытания и график изменения КПД червячной передачи в зависимости от мощности, а также протокол работы.

Контрольные вопросы и задания. 1. Почему в большинстве случаев червячные колеса изготавливают составными, т. е. зубчатый венец из одного материала, а диск — из другого? 2. Из чего складываются общие потери в червячной передаче? 3. Опишите устройство установки ДМ-41. 4. Как подсчитывают тепло, выделяющееся в работающей червячной передаче?

РАБОТА 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЙ ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С РАЗЛИЧНЫМ ПРОФИЛЕМ РЕЗЬБЫ

Цель работы. Определение КПД винтовых пар (гайка — винт) с различными параметрами резьбы, для разных материалов и осевых нагрузок.

Общие сведения. На винт (в сборе) всегда действует осевая нагрузка, обычно растягивающая его (редко — сжимающая). В зависимости от назначения и конструкции винтовой пары осевая нагрузка может быть приложена к винту или гайке. Вращая гайку ключом, можно заставить ее, например, подниматься вверх по оси винта. Эта сила, приложенная на конце ключа, является движущей и расходуется на полезную работу подъема груза и на работу преодоления сопротивления трения в резьбе.

Для определенности задачи будем считать движущую силу P условно действующей по касательной к средней окружности резьбы (гайки или винта).

Движущая сила находится из выражения (рис. 1).

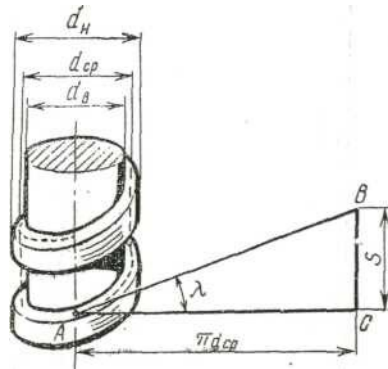


Рис. 1. - Развертка средней винтовой линии винта.

$$P = Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho)$$

где P — сила, вращающая гайку,— окружное усилие; Q — осевая нагрузка винтов пары; ρ — угол трения в резьбе; λ — угол подъема винтовой линии $\operatorname{tg} \lambda = s / \pi d_{CP}$ где s — шаг резьбы, $d_{CP} = \frac{d_H + d_B}{2}$ — средний диаметр резьбы, d_H и d_B - соответственно наружный и внутренний диаметры винта).

Угол трения связан с коэффициентом трения зависимостью:

$$\operatorname{tg} \rho = f \text{ или } \rho = \operatorname{arctg} f$$

Эта зависимость остается в силе и для случая неподвижной гайки, в которую ввертывается винт, нагруженный осевой силой Q , а сила P приложена к винту и действует по касательной к окружности среднего диаметра резьбы, причем винт имеет прямоугольную резьбу. Если на винте остроугольная резьба, вместо ρ надо принимать ρ' — приведенный угол трения, определяемый из соотношения

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{f}{\cos \alpha / 2}$$

где a — угол профиля резьбы (для винтов с дюймовой резьбой $\alpha = 55^\circ$, с метрической резьбой $\alpha = 60^\circ$, с трапецеидальной резьбой $\alpha = 30^\circ$).

Таким образом, для винта с прямоугольной резьбой будем иметь:

$$P = Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho')$$

Полная работа, затраченная на поднятие груза (на один оборот) и преодоление вредных сопротивлений (трения в резьбе), равна:

$$A_{\text{д.с.}} = P d_{\text{ср}} \pi$$

или

$$A'_{\text{д.с.}} = Q d_{\text{ср}} \pi g (\lambda + \rho')$$

а полезная работа —

$$A_{\text{п.с.}} = QS$$

или

$$A_{\text{п.с.}} = Q d_{\text{ср}} \pi g \lambda$$

Коэффициент полезного действия винтовой пары:

$$\eta = \frac{A_{\text{п.с.}}}{A_{\text{д.с.}}} \quad \text{или} \quad \eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')}$$

Исходя из вышесказанного, формула для КПД винтовой пары при прямоугольной резьбе следующая:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}$$

В случае если $\lambda \leq \rho'$, винтовая пара обладает свойством самоторможения, т. е. груз, поднятый винтом (например, домкратом), самопроизвольно опуститься не может. В самотормозящей винтовой паре поступательное движение не может быть преобразовано во вращательное, и ее КПД меньше 50%.

Следует отметить, что сила P , действующая по касательной к окружности среднего диаметра резьбы, создает относительно оси винта скручивающий момент, называемый моментом резьбы. Этот момент находят из выражения

$$M_p = P \frac{d_{CP}}{2}$$

Работу движущей силы можно определить по формуле

$$A_d = M_p 2\pi$$

Для определения КПД винтовой пары используют установку ТММ-33М, ее схема показана на рисунке 2.

Установка монтируется стационарно на стене или на подставке, ее основанием является станина 3 из швеллера. К верхней части станины крепится кронштейн 2 с подшипниковым гнездом, в котором размещен электропривод с редуктором 1. Через хвостовик редуктора к винту 5 выведен приводной вал 4. В процессе работы вал (винт) вращается, а гайка 6 претерпевает лишь поступательное движение вверх или вниз. При этом от поворота гайку предохраняет ползун, перемещающийся вдоль глухого паза станины. Опорой винтовой пары является шарикоподшипниковый подпятник 7 нижнего кронштейна.

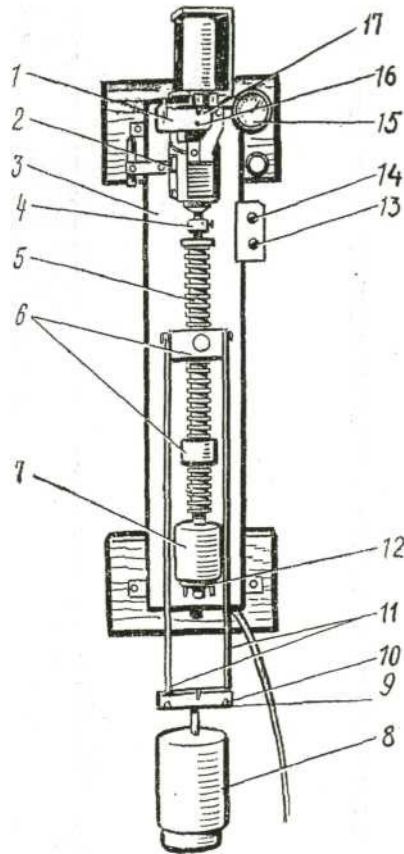


Рис. 2 - Схема установки ТММ-3ЗМ: 1 — редуктор; 2 — кронштейн; 3 — станина; 4 — приводной вал; 5 — впит; 6— гайка; 7—подпятник; 8 — гиря; 9 — полочка; 10 — траверса; 11 — тяги; 12 —зубчатое колесо; 13 — кнопка; 14 — тумблер; 15 — индикатор; 16 — пружина; 17 —точечные упоры.

При работе установки рычаг, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами 17, деформирует пружину 16, что фиксируется индикатором часового типа 15. Осевая нагрузка осуществляется подвешиванием к гайке гирь 8. Приспособление для их крепления состоит из двух тяг 11 с траверсой 10 и полочкой для гирь 9. Выключают двигатель по достижению исходного положения нажатием кнопки 13 при подключенном с помощью тумблера 14 электропитании. На шпинделе нижнего кронштейна укреплено зубчатое колесо 12, работающее в паре с электромагнитным датчиком угла поворота.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка типа ТММ-3ЗМ, индикатор часового типа с пружиной, тензодатчики сопротивления, магнитные датчики угла поворота, набор винтов, гаек, грузов, тарифовочный график.

Порядок выполнения работы. 1. Протарировать шкалу индикатора по моменту для получения тарифовочного графика. Эта операция проводится при снятой стойке измерительного устройства с помощью тарифовочного приспособления, представляющего собой ролик на стойке, расположенной слева от редуктора на кронштейне станины. При тарировке прочную гибкую нить или топкий шнур следует закрепить петлей в проточке головки винта (выступает из доньшка редуктора), охватить нитью находящийся под дном редуктора тарифовочный шкив \varnothing 60 мм по ручью и далее перекинуть нить через тарифовочный ролик, нагружая свисающий конец нити. Вычисляя момент и сопоставляя его с показаниями прибора, получают данные для тарифовочного графика.

2. Составить схему установки, записать в таблицу 1 исходные данные: вид и шаг резьбы, материал винта и гаек.

3. Вставить в установку выбранный винт с гайкой, закрепив верхнюю отодвигающуюся муфту зажимным винтом. Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 30 Н. Тумблером включить питание.

4. Нажатием на кнопку «Пуск» включить двигатель. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора и занести данные в таблицу.

5. Сменить последовательность груза на 50, 80 и 100 Н и соответственно повторить испытания, результаты занести в таблицу.

6. Взять гайку из другого материала и провести те же испытания, что и с первой гайкой.

7. По средним значениям отклонения стрелки индикатора для каждого груза и материала гайки и тарировочному графику определить приложенные к винту моменты. Вычислить работу движущих сил и полезную работу на один оборот винта и определить значения КПД для разных материалов гаек и различных осевых нагрузок.

8. Вычертить диаграмму изменения КПД в зависимости от осевой нагрузки (две кривые, каждая для определенного материала гайки).

9. По аналитическим формулам рассчитать КПД для вида резьбы и сочетаний материалов, результаты сопоставить с экспериментальными данными.

Таблица 1.

№ п/п	Материал гайки	Нагрузка Q	Отклонения индикатора				Момент M _p	Работа		КПД η
			п ₁	п ₂	п ₃	п _{ср}		A _{д.с.}	A _{п.с.}	

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы, привести характеристику винтовой пары и условие ее работы, дать таблицу записи измерений, диаграмму зависимости η от Q.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какими основными параметрами характеризуются резьбы и как их определяют? 2. От чего зависит КПД винтовой пары? 3. У какого вида резьбы самоторможение лучше и почему?

Работа 10. ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы. Ознакомление с основными элементами, а также способами измерения и расчета основных параметров зубчатой передачи.

Общие сведения. Зубчатые передачи находят самое широкое применение в машинах. Простейшая зубчатая передача состоит из двух колес, на поверхности которых чередуются впадины и выступы — зубья.

Зубчатые передачи используются для изменения угловой скорости ведомого звена при постоянном передаточном отношении. Для того чтобы передаточное отношение было постоянно, необходимо выбрать такой профиль зубьев, чтобы при любом зацеплении пары зубьев полюс зацепления сохранял свое положение на линии центров. Этому условию удовлетворяют профили зубьев, очерченные эвольвентами окружностей.

На рисунке 1, а показана схема зацепления двух зубьев. Нормаль к профилям зубьев в общей точке M их контакта проходит через полюс P и касается основных окружностей колес. При вращении колес точка M перемещается по этой внутренней касательной, которая является линией зацепления. Давление от одного колеса к другому передается по линии зацепления под углом α_3 к линии TT , являющейся общей касательной к начальным окружностям колес. Этот угол называется углом зацепления.

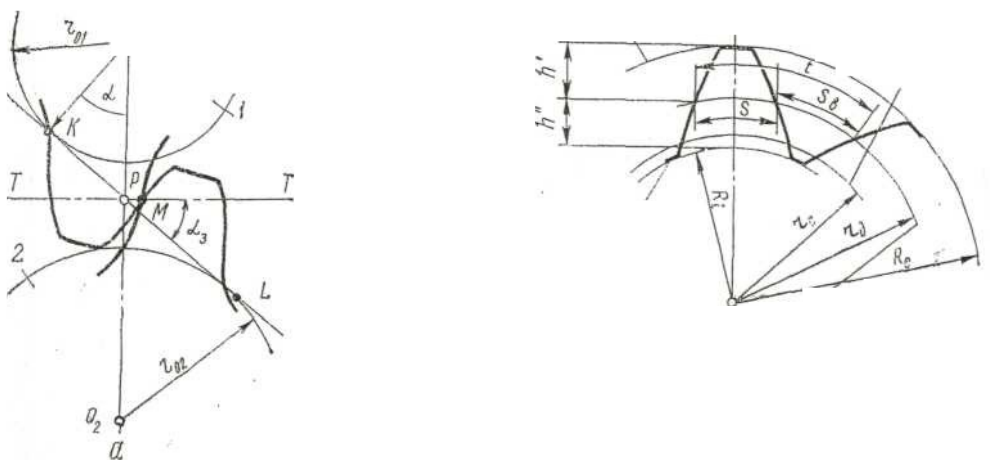


Рис. 1 - Схема зацепления двух зубьев.

Расстояние между односторонними профилями двух смежных зубьев колеса, взятое по дуге, называется шагом зацепления. Делительной окружностью называется такая окружность зубчатого колеса, по которой шаг равен стандартному шагу (рис. 1, б).

Если обозначить через r_d радиус делительной окружности колеса, t — шаг по этой окружности и z — число зубьев колеса, то должно иметь место равенство

$$2\pi r_d = zt$$

или

$$r_d = \frac{t}{\pi} \frac{z}{2} = m \frac{z}{2}$$

Величина m называется модулем. Модуль измеряется в миллиметрах, и значение его определяется стандартом (ГОСТ 2.403—75, ГОСТ 2.407—75). Зубчатое колесо называется нулевым, если по делительной окружности толщина зуба s равна ширине впадины s_b . Из рисунка 2 видно, что шаг рейки имеет одинаковую величину по любой прямой ($0—0$ или $1—1$), параллельной основанию рейки. Толщина зуба гребенки от вершины к основанию увеличивается, ширина впадины уменьшается. Можно провести такую линию $0—0$, по которой толщина зуба равна ширине впадины. Эта линия называется модульной прямой рейки.

Для того чтобы нарезать нулевое колесо, необходимо гребенку установить так, чтобы модульная прямая ее была удалена от центра заготовки на расстояние радиуса r_d , т. е. чтобы делительная окружность заготовки обкатывалась без скольжения по модульной прямой рейки. Тогда на нарезаемом колесе получатся зубья, толщина которых по делительной окружности будет равна ширине впадины.

Пусть мы отодвинули рейку от центра заготовки колеса на величину a , тогда при нарезании зубьев делительная окружность будет катиться без скольжения по линии $1—1$, которую назовем начальной прямой. Из

рисунка видно, что в этом случае толщина зубьев гребенки на начальной прямой будет меньше ширины впадины,— значит, на нарезаемом колесе по делительной окружности толщина зуба будет больше, чем ширина впадины. Зубчатые колеса, нарезанные с удалением гребенки от центра заготовки по сравнению с нулевой установкой, при которой делительная окружность касается модульной прямой, называются положительными колесами, а до

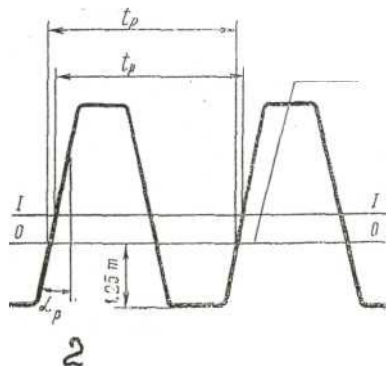


Рис. 2 - Схема смещения модульной прямой рейки

полнительное удаление a гребенки — положительным смещением. Можно дать гребенке отрицательное смещение, в этом случае по делительной окружности толщина зуба будет меньше ширины впадины. Такое колесо называется отрицательным.

Отношение смещения к модулю называется коэффициентом смещения и обозначается через ε :

$$\varepsilon = \frac{a}{m}$$

Коэффициент смещения считается положительным ($\varepsilon > 0$), когда инструмент отодвигается от центра заготовки, и отрицательным ($\varepsilon < 0$), когда инструмент приближается к центру заготовки.

Зубчатые колеса, изготовленные с положительным или отрицательным смещением, называются корригированными. У некорригированной

зубчатой передачи для обоих зубчатых колес $\varepsilon = 0$, и поэтому эта передача называется нулевой.

Основными параметрами, характеризующими зубчатое колесо (зубчатой передачи), являются: число зубьев z , модуль зацепления m , диаметр делительной окружности d_d , диаметр основной окружности d_o , угол зацепления α_z , шаг зацепления t , диаметр окружности выступов D_e , диаметр окружности впадин D_i , толщина зуба s по делительной окружности, высота головки зуба h' и высота ножки зуба h'' .

Охватывая штангенциркулем определенное число n зубьев колеса, определим размер l_1 (рис. 3), а затем, взяв на один зуб больше, размер l_2 . В этом случае разность измеренных отрезков будет соответствовать расстоянию между профилями соседних зубьев по нормам. Очевидно, что этот отрезок нормали представит развертку основной окружности и будет равен основному шагу:

$$t_0 = l_2 - l_1 = \pi m \cos \alpha_p$$

а из этого равенства определится модуль зацепления:

$$m = \frac{l_2 - l_1}{\pi \cos \alpha_p}$$

где α_p – угол профиля зуба инструментальной рейки, равный 25° или 15° .

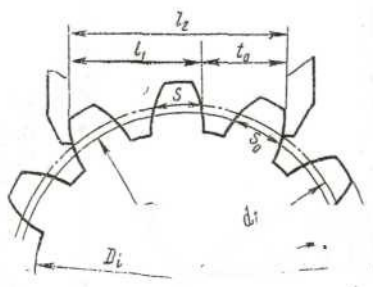


Рис. 3 – Измерение шага зацепления по основной окружности колес

Полученные значения модуля в миллиметрах необходимо сверить с ГОСТом 2.403-75. Отклонения от стандартных величин модуля могут быть результатом неточности замеров. Модуль зацепления нормального профиля

зуба можно определить также по известному диаметру окружностей выступов и числу зубьев:

$$D_c = m(z + 2)$$

откуда

$$m = \frac{D_c}{z + 2}$$

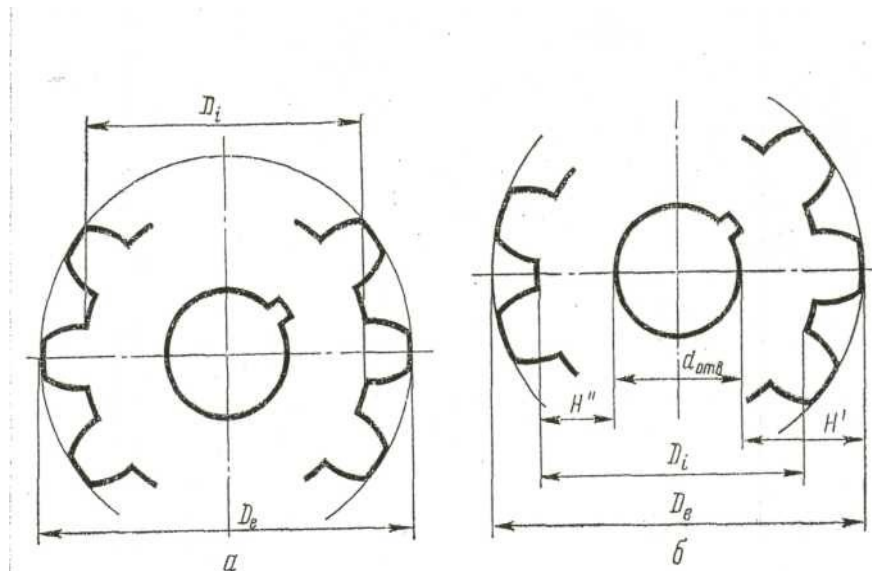


Рис. 4 - Измерение диаметров колес при четном и нечетном числе зубьев.

Величины D_e и D_i при четном числе зубьев измеряют, как показано на рисунке 4, а, при нечетном, как на рисунке 83,б, а также определяют по формулам:

$$D_e = d_{отв} + 2H'; \quad D_i = d_{отв} + 2H''$$

Для колес, нарезанных с нулевым сдвигом, основные параметры определяются по следующим формулам:

$$\text{высота головки зуба } h' = \frac{D_e - D_d}{2} \text{ или } h = m;$$

$$\text{высота ножки зуба } h'' = \frac{d_d - D_i}{2} \text{ или } h = 1,25m;$$

$$\text{диаметр делительной окружности } d_d = mz;$$

$$\text{диаметр основной окружности } d_o = d_d \cos \alpha_p;$$

$$\text{толщина зуба по хорде на делительной окружности } s = d_d \sin p\beta,$$

где $\beta = \frac{90}{z}$.

Величину s можно измерить непосредственно штангензубомером имеющим две шкалы с нониусами: одна из них служит для замера толщины зуба по хорде, а вторая — для замера радиального расстояния h этой хорды до окружности головок колеса. Рассчитав эту величину по формуле

$$h = \frac{D_e - d_d \cos \beta}{2}$$

устанавливают и фиксируют на этом расстоянии установочную пластинку, а затем размещают штангензубомер на зубце так, чтобы пластинка упиралась в вершину зуба.

При сдвигании губок зубомера до касания с боковыми поверхностями зуба по второй шкале определится хордальная толщина зуба. Расчетное значение s может не совпасть с измеренной величиной, что определит отклонение толщины зуба от теоретического размера, влияющее на точность передаточного отношения.

Обмеряемое колесо может быть и корригированным, т. е. нарезанным со сдвигом инструмента. В этом случае следует определить коэффициент сдвига (коэффициент коррекции) ε .

Из рисунка 4 следует, что $l_2 = nt_0 + S_0$, следовательно,

$$S_0 = l_2 - nt_0$$

Для определения расчетной толщины зуба по основной окружности воспользуемся формулой

$$S_0 = d_0 \left(\frac{S}{d_d} + \text{inv} \alpha_p \right)$$

где S - толщина зуба по делительной окружности; $\text{inv} \alpha_p$ -инвариантность угла α_p при инверсии.

Здесь для нулевого колеса $s = 1/2 \pi m$, для корригированного колеса $s' = 1/2 \pi m + 2m \epsilon \operatorname{tg} \alpha_p$. Составив разность толщин зубьев по основной окружности корригированного и нулевого колеса и обозначив их соответственно S'_0 и S_0 , становится очевидно:

$$S'_0 - S_0 = d_0 \left(\frac{S'}{d_d} + \operatorname{inv} \alpha_p \right) - d_0 \left(\frac{S}{d_d} + \operatorname{inv} \alpha_p \right) = \frac{d_0}{d_d} (S' - S)$$

Поставив сюда значения s' и s и замечая, что $\frac{d_0}{d_d} \cos \alpha_p$, получим:

$$S'_0 - S_0 = \cos \alpha_p \left(\frac{\pi m}{2} + 2m \epsilon \operatorname{tg} \alpha_p - \frac{\pi m}{2} \right) = 2m \epsilon \sin \alpha_p$$

откуда

$$\epsilon = \frac{S'_0 - S_0}{2m \sin \alpha_p}$$

Вычислив величину S_0 и S'_0 по соответствующим выражениям по последней формуле определяют коэффициент коррекции ϵ .

Наименование параметра	Нулевое колесо		Корригированное колесо	
	Условное обозначение	Числовое значение	Условное обозначение	Числовое значение
Диаметр делительной окружности	d_d		d'_d	
Диаметр основной окружности	d_0		d'_0	
Диаметр окружности выступов:				
Расчетный	D_{eP}		D'_{eP}	
Измеренный	D_e		D'_e	
Диаметр окружности впадин:				
Расчетный	D_{iP}		D'_{iP}	
Измеренный	D_i		D'_i	
Число зубьев колеса:				

Расчетное	z_p		z_p'	
Сосчитанное	z		z'	
Шаг зацепления	t		t'	
Шаг по основной окружности	t_0		t_0'	
Модуль зацепления:				
Расчетный	m_p		m_p'	
Выбранный по стандарту	m		m'	
Толщина зуба по основной окружности				
Расчетная	S_{CP}		S_{CP}'	
Измеренная	S_0		S_0'	
Толщина зуба по делительной окружности	S_p		S_p'	
Расчетная	S		S'	
Измеренная	—		ε	
Коэффициент коррекции				

Примечание: При расчете основных параметров зубчатой передачи каждый замер делается 3 раза и расчет ведется по среднему значению. 2. Индексом «р» обозначены параметры, рассчитанные по формулам.

Оборудование, материалы и инструменты. Зубчатые колеса с эвольвентным профилем зубьев, штангенциркуль, штангензубомер.

Порядок выполнения работы. 1. Подсчитать число зубьев колеса.

2. По таблице определить число зубьев (n), которое следует охватывать штангенциркулем, чтобы губки касались эвольвентных участков профилей. Измерить штангенциркулем отрезки l_1 , l_2 и по формуле определить величину шага t_0 по основной окружности.

3. По формуле найти модуль зацепления m , округляя его величину до ближайшего стандартного значения.

4. Учитывая, что могут быть колеса с углом зацепления $\alpha_p = \alpha_z = 15^\circ$, следует выполнить проверочный расчет модуля по формуле, измеряя величину D_e окружности выступов.

5. Определить шаг зацепления $t = \pi m$ по длительной окружности и по формулам величины d_d , d_o , h^1 , h'' .

6. Рассчитать хордальную толщину зуба s по формуле и проверить результат, измеряя штангензубомером толщину зуба непосредственно на колесе.

7. В случае измерения параметров колеса, нарезанного со сдвигом рейки, рассчитать по формулам коэффициент сдвига ε и толщину зубьев по делительной окружности.

8. Полученные результаты записать в таблицу 1.

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы и задание, дать характеристику зубчатой передачи (зубчатых колес), привести таблицу записи измерений и аналитических расчетов параметров зубчатых колес.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какими параметрами характеризуются зубчатые передачи? 2. Какое зацепление называется корригированным и с какой целью его применяют? 3. Какие существуют способы корригирования и в чем они заключаются? 4. Что следует предпринять, чтобы повысить КПД зубчатой передачи?

Работа 11. ИЗУЧЕНИЕ ВАРИАТОРА СКОРОСТИ ПО НАТУРНЫМ ОБРАЗЦАМ

Цель работы. Изучение конструкции, принципа работы и определение параметров ременных вариаторов.

Общие сведения. Вариатор — это механизм для бесступенчатого регулирования передаточного отношения между приводом и исполнительным механизмом. Наиболее широкое распространение получили ременные вариаторы, так как они универсальны, не сложны в производстве и ремонте, надежны в эксплуатации, могут работать в любых условиях и, в частности, при ударной нагрузке; КПД ременных вариаторов достаточно высок.

Основными показателями, по которым подбирают вариатор, являются диапазон регулирования, КПД, передаваемая мощность и габаритные размеры.

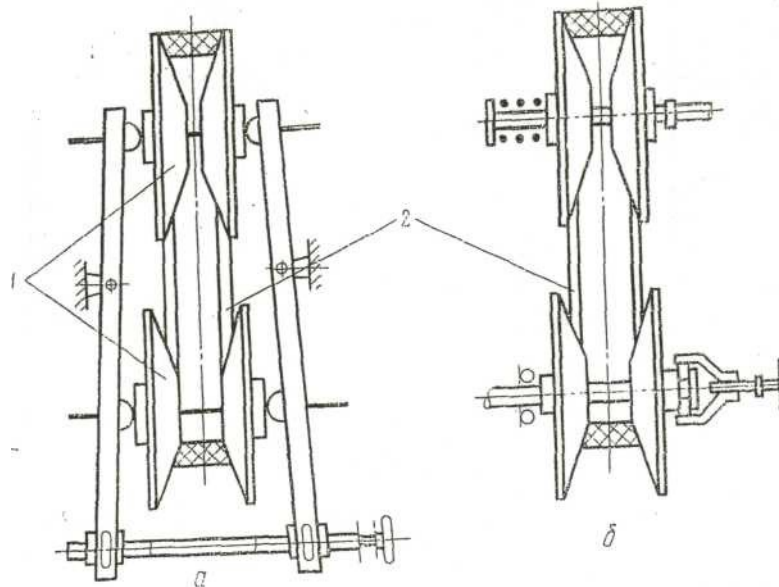


Рис. 1. Схемы вариаторов: 1— шкив; 2 — ремень

В качестве тягового органа в вариаторе с гибкой связью используются ремни стандартного сечения. В рассматриваемом вариаторе с клиновым ремнем регулируются оба шкива 1 (рис 1) а расстояние между центрами постоянно. Силы сопротивления не зависят от изменения скорости, привод работает на всех режимах при постоянном крутящем моменте на ведомом валу, т. е. $M_2 = \text{const}$.

Тогда

$$M_{1x} = \frac{M_2}{i_x n_x}; M_{1\max} = \frac{M_2}{i_{\max} n_{\max}}; M_{1\min} = \frac{M_2}{i_{\min} n_{\min}}$$

где M_{1x} , $M_{1\max}$, $M_{1\min}$ — переменные и предельные крутящие моменты на вращаемом валу вариатора; i_x , i_{\max} , i_{\min} — переменные и предельные передаточные числа вариатора:

η_x , $\eta_{1\max}$, $\eta_{1\min}$ — переменные и предельные КПД вариатора.

Переменная передаваемая мощность:

$$N_{2x} = \frac{M_2 n_{2x}}{97400}$$

где n_{2x} — промежуточная скорость вращения ведомого вала.

Переменные и предельные передаточные числа вариатора:

$$i_x = \frac{n_1}{n_{2x}}; i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}}; i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}}$$

где n_1 — скорость вращения ведущего вала вариатора; $n_{2\max}$ и $n_{2\min}$ — предельные скорости вращения ведомого вала.

Диапазон регулирования вариатора определяется по формуле:

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

Отношения предельных значений мощности в крайних положениях:

$$\frac{N_{1\max}}{N_{1\min}} = \frac{M_{1\max}}{M_{1\min}} = D \frac{\eta_{i\max}}{\eta_{i\min}}$$

где $N_{1\max}$, $N_{1\min}$ — мощности на ведущем валу вариатора соответственно в крайних положениях; $\eta_{i\max}$, $\eta_{i\min}$ — КПД вариатора в крайних положениях.

В соответствии с указанной формулой можно записать следующее выражение:

$$D = \frac{N_{2\max}}{N_{2\min}}$$

где $N_{2\max}$, $N_{2\min}$ — предельные мощности на ведомом валу вариатора.

Связь между значениями N_1 , M_1 , M_2 и i_x показана на рисунке 2.

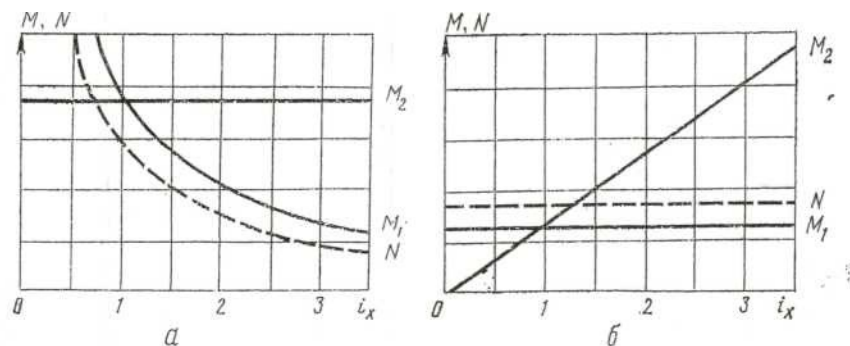


Рис. 2 – Диаграммы связи между значениями N , M и i_x .

Оборудование, материалы и инструменты. Вариаторы или их модели, ваттметр, тахометр или тахоскоп.

- Порядок выполнения работы.**
1. Составить и вычертить в масштабе кинематическую схему вариатора
 2. Установить ведущий и ведомый шкивы в любом из крайних положений и измерить их частоту вращения.
 3. По формулам вычислить переменные и предельные передаточные числа вариатора.
 4. Определить диапазон регулирования вариатора.
 5. Измерив предельные значения мощности на ведущем и ведомом валах и рассчитав диапазон регулирования, сравнить его с ранее полученными значениями.
 6. Измеряя переменные мощности на ведомом валу, по формуле определить M_2 .
 7. Определив значение M_1 в соответствии с i_x , i_{max} и i_{min} (N_{ix} , N_{imax} , N_{imin}), вычислить КПД вариатора (η_x , η_{max} и η_{min}).
 8. Данные замеров и расчетов занести в таблицу 1.

Таблица 1

Наименование параметров	Обозначения	Результаты измерений и расчетов		
		Минимальное значение	Максимальное значение	Переменное значение
Частота вращения ведущего вала	n_1			
Частота вращения ведомого вала	n_2			
Диапазон регулирования	D			
Мощность на ведущем валу	N_1			
Мощность на ведомом валу	N_2			
Предельные частоты вращения ведомого вала	N_{2max}			
Предельные мощности на ведомом валу	N_{2min}			
Крутящий момент на ведущем валу	M_1			
Крутящий момент на ведомом валу	M_2			
КПД вариатора	i			
КПД вариатора	η			

ведомом валу				
Передаточное число				
КПД				

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы и задание, привести кинематическую схему исследуемого вариатора, а также протокол записи выполненной работы.

Контрольные вопросы и задания. 1. Из каких основных частей состоит ременной вариатор? 2. Какие параметры учитывают при определении диапазона регулирования вариатора? 3. Какими достоинствами обладают вариаторы?

Работа 12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы. Ознакомление с методикой опытного определения коэффициента полезного действия грузоподъемного механизма.

Общие сведения. Обычно механизмы подъема грузоподъемных машин состоят из зубчатого (цилиндрического, планетарного) и червячного редукторов, связанных муфтой с электродвигателем. Выходной вал редуктора соединяется с барабаном. Принципиальная схема грузоподъемного механизма с цилиндрическим редуктором показана на рисунке 1. Зубчатая кинематическая цепь механизма подъема груза G состоит из двухступенчатой зубчатой передачи (редуктора). На вращающемся валу ротора электродвигателя закреплена шестерня 1, от которой приводится в движение зубчатая передача 2—4 цилиндрического редуктора и наматывающий барабан B .

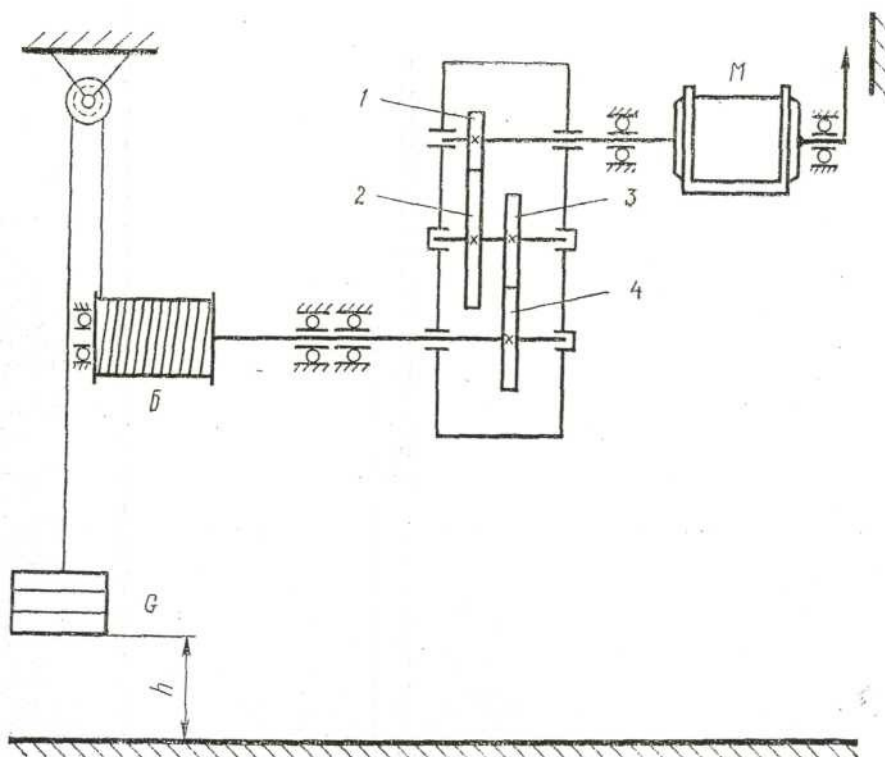


Рисунок 1 – Схема грузоподъемного механизма с цилиндрическим редуктором: 1- шестерня; 2, 3, 4 – зубчатая передача; Б – барабан.

Механический коэффициент полезного действия механизма следующий:

$$\eta = \frac{A_{\text{п.с.}}}{A_{\text{д.с.}}}$$

где $A_{\text{п.с.}}$ — работа сил полезного сопротивления; $A_{\text{д.с.}}$ — работа движущих сил.

Наиболее просто работа сил полезного сопротивления определяется в механизме, осуществляющем подъем груза:

$$A_{\text{п.с.}} = A_G = Gh$$

где G — вес поднимаемого груза;

h — высота, на которую поднят груз;

A_G — работа, расходуемая на подъем груза.

Если измерить время i подъема груза на высоту h , можно найти мощность N_G , расходуемую на подъем груза:

$$N_G = N_{п.с.} = G \frac{h}{t} = Gv$$

где $N_{п.с.}$ — мощность полезного сопротивления.

Измеряют мощность, расходуемую на работу механизма и подъем груза $N_{д.с.}$, с помощью ваттметра. Определив величину затрачиваемой электродвигателем мощности $N_{эд}$, можно по известной характеристике электродвигателя определить его коэффициент полезного действия $\eta_{эд}$ и по формуле найти КПД механизма подъема груза:

$$N_G = \frac{Gv}{N_{эд} \eta_{эд}}$$

Для определения коэффициента полезного действия механизма подъема груза можно воспользоваться и выражением

$$\eta_G = \frac{N_{п.с.}}{N_{д.с.}}$$

Значение мощности, затрачиваемой на работу установки, можно найти по формуле

$$N_{д.с.} = \frac{N_{п.с.}}{\eta_G} = \frac{Gv}{\eta_G}$$

Коэффициент полезного действия установки можно определить так:

$$\eta = \frac{Gd_\delta}{2M_{д.с.}}$$

где G — вес поднимаемого груза; d_δ — диаметр блока ($d_\delta = 50$ мм);

$M_{д.с.} = \frac{N_{д.с.}}{\omega}$ - момент движущих сил;

i_{41} — передаточное отношение редуктора;

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ - угловая скорость вала электродвигателя;

n — частота вращения вала электродвигателя.

Оборудование, материалы и инструменты. Установка для подъема груза, секундомер, ваттметр, характеристика электродвигателя, тахометр.

Порядок выполнения работы. 1. Включив пускатель, привести в движение механизм подъема груза. После подъема груза на заданную высоту контакт, прикрепленный к тросу, воздействуя на пускатель, выключает электродвигатель.

2. При подъеме груза отметить время его передвижения t . За этот период груз, поднимаясь равномерно, движется со скоростью $v = h/t$.

3. Измеряя затрачиваемую электродвигателем мощность $N_{эд}$ ваттметром, рассчитать КПД по формуле.

4. Измерить частоту вращения электродвигателя с помощью тахометра.

5. Определив значение КПД грузоподъемного механизма с цилиндрическим редуктором при различных скоростях и весах груза, можно сравнить экспериментально полученные данные с расчетными величинами коэффициента полезного действия.

6. Полученные путем измерений и расчетов данные занести в таблицу 1.

Отчет о работе. В отчете следует указать цель работы и задание, привести протокол выполненных работ.

Таблица 1

Наименование параметров	Обозначение	Результаты измерений и вычислений		
		1	2	3
Число зубьев зубчатого колеса	Z_1, Z_2			
Вес груза	G			
Время подъема груза	t			
Высота подъема груза	h			

Мощность электродвигателя по показанию ваттметра	$N_{Эд}$			
Мощность, затрачиваемая на работу установки	$N_{д.с.}$			
Мощность, расходуемая на подъем груза	N_G			
Передаточное отношение редуктора	i_{41}			
КПД механизма подъема груза	η_G			
КПД установки	η			
Частота вращения вала электродвигателя	n			

Контрольные вопросы и задания. 1. Из каких узлов состоит грузоподъемный механизм? 2. Какие факторы влияют на работу грузоподъемного механизма? 3. С какими параметрами связан КПД грузоподъемного механизма?