



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
**«Дальневосточный федеральный университет»**  
(ДВФУ)

---

---

**Инженерная школа**

«СОГЛАСОВАНО»

Руководитель ОП  
24.05.07 Самолето- и вертолетостроение

\_\_\_\_\_ К.В. Змеу  
(подпись) \_\_\_\_\_  
«4» июля 2020 г.

«УТВЕРЖДАЮ»

Заведующий кафедрой технологий  
промышленного производства

\_\_\_\_\_ К.В. Змеу  
(подпись) \_\_\_\_\_  
«4» июля 2020 г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ**

Детали механизмов и машин

**Специальность 24.05.07 Самолето- и вертолетостроение**

Специализация «Самолетостроение»

**Форма подготовки очная/ заочная**

курс 3/3,4 семестр 5/-  
лекции 44/14 час.  
практические занятия 60/16 час.  
лабораторные работы - не предусмотрены  
в том числе с использованием МАО лек. 8/4, пр. 24/4  
всего часов аудиторной нагрузки 104/30 час.  
в том числе с использованием МАО 22/2 час.  
самостоятельная работа 112/173 час.  
курсовой проект - 5/- семестр, 3/4 курс  
экзамен 5/- семестр, 3/4 курс  
зачет -/3 курс

Рабочая программа составлена в соответствии с требованиями федерального государственного образовательного стандарта высшего образования, утвержденного приказом Министерства образования и науки РФ от 12.09.2016 № 1165

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры технологий промышленного производства, протокол № 10 от «4» июля 2020г.

Заведующий кафедрой Змеу К.В.  
Составитель Кивал А.П.

Оборотная сторона титульного листа РПУД

**I. Рабочая программа пересмотрена на заседании кафедры ТПП:**

Протокол от «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г. № \_\_\_\_\_

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_  
(подпись) (И.О. Фамилия)

**II. Рабочая программа пересмотрена на заседании кафедры:**

Протокол от «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г. № \_\_\_\_\_

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_  
(подпись) (И.О. Фамилия)

## **Аннотация дисциплины**

Дисциплина «Детали механизмов и машин» предназначена для студентов специальности 24.05.07 «Самолето – и самолетостроение» специализации «Самолетостроение» и входит в число базовой части дисциплин учебного плана. Дисциплина реализуется на 3 курсе в 5 семестре, для заочной формы на 3,4 курсах.

Общая трудоемкость освоения дисциплины составляет 6 зачетных единиц, 216 часов. Учебным планом предусмотрены лекционные занятия (44/12 часов), практические занятия (60/16 часа), самостоятельная работа студента (112/173 часа). Формы контроля: экзамен, зачет, курсовой проект.

Для успешного освоения дисциплины студент должен обладать навыками работы с технической литературой, необходимы в первую очередь знания по математике, физике, теоретической механике, инженерной графике информатике. Дисциплинами, обеспечивающими курс, являются: Теоретическая механика, Сопротивление материалов, Теория механизмов и машин.

### **Цели дисциплины «Детали механизмов и машин»:**

- изучение общих вопросов конструирования, теории, расчётов деталей и узлов общемашиностроительного применения, которые широко используются в машинах;
- приобретение навыков разработки с использованием информационных технологий и прикладных программ для расчета узлов, и агрегатов, конструкторско-технической документации для производства новых или модернизируемых средств механизации и автоматизации.

### **Задачи дисциплины:**

- изучение основополагающих принципов учения и прочности деталей машин и механизмов;
- рассмотрение основных типов механических передач и приводов;

- ознакомление с основными методами расчета валов на прочность и жесткость;
- рассмотрение вопросов подбора подшипников по динамической и статической грузоподъемности;
- получение навыков работы с основными измерительными инструментами и испытательными машинами;
- выработка умения самостоятельного решения задач, связанных с контактной прочностью деталей;
- изучение основных областей применения взаимозаменяемости деталей общемеханического назначения.

При выполнении курсового проектирования, студенты приобретают навыки применения теоретических положений к решению конкретных инженерных задач, доводя эти решения до численных результатов.

В результате изучения данной дисциплины у обучающихся формируются следующие элементы общепрофессиональных и профессиональных компетенций:

| Код и формулировка компетенции  | Этапы формирования компетенции |  |
|---|--------------------------------|--|
| ОПК-2 способность к самообразованию и использованию в практической деятельности новых знаний и умений | Знает                          | основные этапы процессов проектирования и конструирования изделий машиностроения; требования, предъявляемые к деталям машин при их проектировании; основы взаимозаменяемости деталей машин; все виды машиностроительных материалов и их основные свойства; нормы единой системы конструкторской документации |
|   | Умеет                          | создавать и формировать техническую документацию на всех этапах проектирования; читать сборочные чертежи; назначать допуски и посадки в соединениях деталей машин; осуществлять требуемый выбор машиностроительных материалов;   |
|   | Владеет                        | навыками проектирования и конструирования в компьютерных графических приложениях; навыками создания 3D моделей;  |
| ОПК-4 способность организовывать свой труд и самостоятельно оценивать результаты своей                | Знает                          | порядок проектирования машин; основные критерии оценки работоспособности деталей и машин в целом, основы расчета и конструирования деталей и узлов машин;  |

|   |         |   |
|---|---------|---|
| профессиональной деятельности, владеть навыками самостоятельной работы, в том числе в сфере проведения научных исследований   |         | типовые конструкции деталей и узлов машин, основы автоматизации расчетов и конструирование деталей и узлов машин, элементы машинной графики и оптимизации проектирования.   |
|   | Умеет   | определять основные размеры детали; установить степень точности изготовления детали и шероховатость поверхности   |
|   | Владеет | умением выбрать оптимальный способ соединения деталей; умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий   |
| ПК-1 готовность к решению сложных инженерных задач с использованием базы знаний математических и естественнонаучных дисциплин | Знает   | общие сведения о деталях машин и истории развития их конструкций;   |
|   | Умеет   | анализировать условия работы конкретных деталей, узлов и машин и обосновать основные требования, которым должны они отвечать, выбирать рациональный метод расчета конкретной детали или узла, выбирать оптимальную форму и способ крепления детали; |
|   | Владеет | умением, исходя из анализа конкретных условий эксплуатации машины, формулировать требования, предъявляемые к деталям и машинам, методами расчета деталей машин;   |

Для формирования вышеуказанных компетенций в рамках дисциплины «Детали механизмов и машин» применяются следующие методы активного/интерактивного обучения: лекция с запланированными ошибками; лекция-диалог; лекция визуализация; практика-разминка.

## **I. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСА (44/12 часов)**

### **МОДУЛЬ 1. Общие вопросы расчета и проектирования деталей машин, узлов и механизмов**

**Тема 1. Требования к деталям машин, классификация, базовый расчет**  
Предмет и дисциплина «Детали механизмов и машин». Общие сведения о деталях машин. Требования к деталям машин. Работоспособность и надежность изделий. Проектирование и расчет типовых изделий.

**Тема 2. Кинематический расчет приводов.** Основные понятия. Силовые и кинематические зависимости. КПД элементов привода. Выбор электродвигателя. (*«Лекция с запланированными ошибками» - интерактивная лекция*).

## **МОДУЛЬ 2. Соединения деталей и узлов машин**

### **Раздел 1. Неразъемные соединения**

**Тема 1. Соединения и их классификация. Заклёпочные соединения. Сварные соединения** Определения. Классификация соединений. Заклёпочные соединения и их классификация. Материалы для изготовления заклепок. Расчет на прочность. Сварные соединения. Достоинства и недостатки сварных соединений. Некоторые разновидности технологических процессов получения сварных соединений. Типы швов. Расчет сварных соединений на прочность.

**Тема 2. Паяные и клеевые соединения** Паяные соединения. Достоинства и недостатки паяных соединений. Типы припоев. Расчет на прочность паяных соединений. Клеевые соединения. Типы клеев, область применения.

### **Раздел 2. Разъемные соединения (4 час.)**

**Тема 1. Классификация разъемных соединений. Резьбовые соединения** Достоинства и недостатки резьбовых соединений. Типы резьб. Силы в резьбовом соединении. КПД винтовой пары. Стопорение резьбовых соединений. Прочностной расчет резьбовых соединений. Расчетные схемы и формулы. (*«Лекция визуализация» – интерактивная лекция*).

**Тема 2. Шпоночные соединения. Шлицевые соединения. Профильные, призматические и фрикционные соединения** Классификация шпоночных соединений. Достоинства и недостатки шпоночных соединений. Прочностные расчеты шпоночных соединений. Шлицевые соединения. Преимущества соединений и расчет. Расчет шлицевых соединений. профильные, призматические и фрикционные соединения.

## **МОДУЛЬ 3. Механические передачи**

### **Раздел 1. Классификация передач. Ременные и цепные передачи**

**Тема 1. Классификация передач. Ременные передачи** Общие сведения о передачах и классификация механических передач вращательного движения. Классификация ременных передач. Силовые соотношения в ременной передаче. Кинематика ременной передачи. Особенности конструкции, работы и расчета клиноременных и поликлиноременных передач. (*«Лекция диалог» – интерактивная лекция*).

**Тема 2. Цепные передачи.** Конструктивные особенности цепных передач. Достоинства и недостатки цепных передач. Классификация цепей, применяемых в промышленности. Основные геометрические соотношения в цепной передаче. Кинематика цепной передачи. Динамика и расчет цепной передачи.

### **Раздел 2. Зубчатые и червячные передачи**

**Тема 1. Зубчатые передачи** Общие сведения о зубчатых передачах. Достоинства и недостатки зубчатых передач. Классификация зубчатых передач. Конструктивные (геометрические) параметры цилиндрических зубчатых передач. Передачи с эвольвентным зацеплением. Основные параметры эвольвентных конических зубчатых передач. Циклоидальное зацепление. Цевочное зацепление. Передачи Новикова. (*«Лекция визуализация» - интерактивная лекция*).

**Тема 2. Червячные передачи** Определение и классификация червячных передач. Геометрия, кинематика и динамика червячных передач. Материалы и изготовление червячных передач. Критерии работоспособности и допускаемые напряжения в червячных передачах. Прочностной и тепловой расчеты червячных передач.

### **Раздел 3. Планетарные и волновые передачи**

**Тема 1. Планетарные передачи** Конструктивные особенности планетарных передач. Варианты передаточных отношений простого планетарного ряда.

Достоинства и недостатки планетарных передач. Особенности проектирования и расчета планетарных передач (условие соседства, условие соосности).

**Тема 2. Волновые передачи.** Виды волновых передач. Конструкция и работа. Проектный и проверочный расчеты.

#### **МОДУЛЬ 4. Поддерживающие и несущие детали механизмов и машин**

##### **Раздел 1. Валы и оси**

**Тема 1. Назначение валов и осей, классификация, материалы.** Основные определения. Классификация валов и осей. Конструктивные элементы валов. Материалы для изготовления валов и осей, термическая и механическая обработка. (*«Лекция диалог» – интерактивная лекция*).

**Тема 2. Критерии работоспособности и расчет валов и осей.** Проектный и проверочный расчеты валов и осей. Жесткость валов. Уточненный расчет валов. Расчет валов на колебания.

##### **Раздел 2. Подшипники скольжения и подшипники качения**

**Тема 1. Подшипники скольжения** Классификация подшипников. Достоинства и недостатки подшипников скольжения. Виды трения и применяемые смазки в подшипниках скольжения (гидростатическая и гидродинамическая). Проектный расчет и выбор подшипников.

**Тема 2. Подшипники качения.** Общие сведения, условия работы и критерии работоспособности подшипников качения. Достоинства и недостатки подшипников качения. Классификация подшипников качения. Материалы для изготовления элементов подшипников качения. Подбор, посадки, крепление и смазка подшипников качения. Критерии работоспособности. (*«Лекция визуализация» – интерактивная лекция*).

##### **Раздел 3. Корпуса, смазка, уплотнения. Муфты**

**Тема 1. Корпусные детали. Муфты.** Корпуса агрегатов и корпусные детали. Классификация корпусных деталей. Материалы корпусных деталей. Требования к литым деталям. Основные критерии работоспособности.



Классификация муфт. Муфты постоянного соединения. Методика подбора стандартных муфт. Муфты сцепные. Муфты автоматические.

**Тема 2. Смазка и уплотнения.** Виды смазывания. Уплотняющие устройства и классификация уплотнений. Сальниковые, манжетные, бесконтактные уплотнения.

## **II. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ПРАКТИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСА**

### **Практические занятия (60/16 час.)**

#### **Занятие 1. Кинематический и силовой расчеты передаточных механизмов**

1. «Разминка» (занятие в интерактивной форме) – 15 мин.
2. Пример решения задачи по кинематическому расчету передаточного механизма.
3. Решение задачи самостоятельно по индивидуальному варианту схемы передаточного механизма.

#### **Занятие 2. Расчет заклепочных соединений**

1. Знакомство с методикой расчета плотных и прочноплотных заклепочных соединений. Разбор примера решения задачи по расчету плотных заклепочных швов.
2. Решение задачи по расчету прочноплотных заклепочных швов самостоятельно по индивидуальному варианту.

#### **Занятие 3. Расчет сварных соединений**

1. Ознакомление с методикой решения задач по расчету сварных соединений.
2. Решение задач по расчету фланговых и лобовых швов самостоятельно по индивидуальному варианту.

#### **Занятие 4. Расчет резьбовых соединений**

1. Ознакомление с методикой решения задач по расчету резьбовых соединений.

2. Решение задач по расчету болтовых соединений с установкой болтов с зазором и без зазора самостоятельно по индивидуальному варианту.

#### **Занятие 5. Расчет силовых винтов**

1. Ознакомление с методикой решения задач по расчету силовых винтов.
2. Разбор примера решения задачи по расчету домкрата.

#### **Занятие 6. Расчет шпоночных соединений**

1. Ознакомление с методикой решения задач по расчету разъемных шпоночных, штифтовых и шлицевых соединений.
2. Решение задач по расчету призматических шпонок самостоятельно по индивидуальному варианту.

#### **Занятие 7. Расчет посадок с натягом**

1. Ознакомление с методикой решения задач по расчету посадок с натягом.
2. Разбор примера решения задачи по расчету посадок с натягом.

#### **Занятие 8, 9. Расчет ременных передач**

1. Решение задачи по расчету ременной передачи с применением стандартной методики по варианту курсового проекта.

#### **Занятие 10, 11. Расчет цепных передач**

1. Решение задачи по расчету цепной передачи с применением стандартной методики по варианту курсового проекта.

#### **Занятие 12, 13. Проектный и уточненный расчет валов**

1. Ознакомление с методикой проектного и проверочного расчетов вала.
2. Рекомендации к оформлению рабочего чертежа вала.

#### **Занятие 14, 15. Расчет цилиндрических прямозубых и косозубых передач**

1. *«Практика-разминка» (занятие в интерактивной форме) – 15 мин.*
2. Последовательность расчета цилиндрических зубчатых колес.
3. Решение задачи по расчету цилиндрической передачи самостоятельно.

#### **Занятие 16, 17, 18. Расчет конических передач**

1. Последовательность расчета конических зубчатых колес.
2. Решение задачи по расчету конической передачи самостоятельно.

#### **Занятие 19, 20, 21. Расчет червячных передач**

1. Последовательность расчета червячной передачи.
2. Решение задачи по расчету червячной передачи.

#### **Занятие 22, 23, 24. Расчет корпусных деталей**

1. Конструирование элементов корпуса редуктора.

#### **Занятие 25. 26. Выбор посадок на рабочих чертежах**

1. *«Практика-разминка» (занятие в интерактивной форме) – 15 мин.*
2. Выбор посадок.
3. Обозначение допусков и посадок в технической документации и на чертежах.

#### **Занятие 27. Заключительное занятие**

1. Подведение итогов бально-рейтинговой системы в группе.
2. Оформление экзамена.

### **III. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Тема курсового проекта: **«Проектирование одноступенчатого редуктора привода».**

Объем курсовой работы: графическая часть – 1 лист формата А1 (сборочный чертеж редуктора; 4 листа формата А3 (чертежи деталей); текстовая часть – пояснительная записка.

При выполнении курсовой работы используется учебное пособие: Егоров Д.К. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / Д.К. Егоров и др. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2011. – 260 с.

Тематика курсовых проектов и типовые задания на проектирование приведены в разделе «Контрольно-измерительные материалы».

## IV. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ

Учебно-методическое обеспечение самостоятельной работы обучающихся по дисциплине «Детали механизмов и машин» представлено в Приложении 1 и включает в себя:

план-график выполнения самостоятельной работы по дисциплине, в том числе примерные нормы времени на выполнение по каждому заданию;

характеристика заданий для самостоятельной работы обучающихся и методические рекомендации по их выполнению;

требования к представлению и оформлению результатов самостоятельной работы;

критерии оценки выполнения самостоятельной работы.

## V. КОНТРОЛЬ ДОСТИЖЕНИЯ ЦЕЛЕЙ КУРСА

| № п/п | Контролируемые модули /разделы /темы дисциплины  | Коды и этапы формирования элементов компетенций | Оценочные средства-наименование  |   |   |
|-------|--|---|--|---|---|
|       |  |   | текущий контроль   | промежуточная аттестация                      |   |
| 1     | Модуль 1<br>«Общие вопросы расчета и проектирования деталей машин, узлов и механизмов» | ОПК-2   | <i>знает:</i> общие сведения о деталях машин и истории развития их конструкций; порядок проектирования машин; основные критерии оценки работоспособности деталей и машин в целом | собеседование УО-1                            | <b>экзамен</b><br>вопросы: 1, 2, 3                      |
|       |  |   | <i>умеет:</i> анализировать условия работы конкретных деталей, узлов и машин и обосновать основные требования, которым должны они отвечать                                       | собеседование УО-1, тест ПР-1, КП – ПР-5      | <b>экзамен</b><br>вопросы: 2, 3<br>Задание № 5          |
|       |  |   | <i>владеет:</i> умением, исходя из анализа конкретных условий эксплуатации машины, формулировать требования, предъявляемые к деталям и машинам                                   | собеседование УО-1, тест ПР-1, КП-ПР-5, ПР-11 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 2<br>Задание № 5             |
| 2     | Модуль 2<br>«Соединения деталей и узлов машин»   | ОПК-4   | <i>знает:</i> основы расчета и конструирования деталей и узлов машин; типовые конструкции деталей и узлов машин  | собеседование УО-1, ПР-11, тест ПР-1          | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-29<br>Задание № 1, 2, 3, 4 |
|       |  |   | <i>умеет:</i> выбирать рациональный метод расчета конкретной детали или узла   | тест ПР-1                                     | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-29                         |

|   |  |      |   |                                      |   |
|---|--|------|---|--------------------------------------|---|
|   |  |      | <i>владеет:</i> методами расчета деталей машин; умением выбрать оптимальный способ соединения деталей;  | тест ПР-1                            | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-29                         |
| 3 | Модуль 3<br>«Механические передачи»                              | ПК-1 | <i>знает:</i> основы автоматизации расчетов и конструирование деталей и узлов машин, элементы машинной графики и оптимизации проектирования;  | тест ПР-1, КП – ПР-5                 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-28<br>Задание № 5          |
|   |  |      | <i>умеет:</i> обосновать выбор материала для той или иной детали  | тест ПР-1, КП – ПР-5                 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 24, 29<br>Задание № 5        |
|   |  |      | <i>владеет:</i> умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий  | тест ПР-1, КП – ПР-5                 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 16-23<br>Задание № 5         |
| 4 | Модуль 4<br>«Поддерживающие и несущие детали механизмов и машин» | ПК-1 | <i>знает:</i> основы расчета и конструирования деталей и узлов машин; типовые конструкции деталей и узлов машин   | собеседование УО-1, тест ПР-1, ПР-11 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-28<br>Задание № 1, 2, 3, 4 |
|   |  |      | <i>умеет:</i> выбирать оптимальную форму и способ крепления детали; определять основные размеры детали; установить степень точности изготовления детали и шероховатость поверхности | тест ПР-1, КП – ПР-5                 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-28<br>Задание № 5          |
|   |  |      | умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий  | тест ПР-1, КП – ПР-5                 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 16-23<br>Задание № 5         |

Типовые контрольные задания, методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений и навыков и (или) опыта деятельности, а также критерии и показатели, необходимые для оценки знаний, умений, навыков и характеризующие этапы формирования компетенций в процессе освоения образовательной программы, представлены в Приложении 2.

## VI. СПИСОК УЧЕБНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

### Основная литература

1. Гулия, Н.В. Детали машин [Электронный ресурс]: учебник / Н.В. Гулия, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. — Электрон. дан. — СПб.: Лань, 2013. — 416 с. — Режим доступа: [http://e.lanbook.com/books/element.php?p11\\_id=5705](http://e.lanbook.com/books/element.php?p11_id=5705)

2. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров: учебник для вузов по направлениям подготовки и специальностям высшего профессионального образования в области техники и технологии / [Г. И. Роцин, Е. А. Самойлов, Н. А. Алексеева и др.]; под ред. Г. И. Роцина, Е. А. Самойлова; Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва: Юрайт, 2013, 415с. <https://lib.dvfu.ru:8443/lib/item?id=chamo:693277> (13 экз.)
3. Тюняев А. В. Детали машин [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие / Тюняев А. В., Звездаков В. П., Вагнер В. А. — Электрон. дан. — СПб.: Лань, 2013. — 732 с. — Режим доступа: [http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1\\_id=5109](http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=5109)
4. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы конструирования. Учебник для вузов [Электронный ресурс]: учебник. — Электрон. дан. — М.: Машиностроение, 2012. — 672 с. — Режим доступа: [http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1\\_id=5806](http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=5806)
5. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / Д.К. Егоров, К.А. Егоров, С.Н. Зиборов, Е.В. Глушко. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2011. – 260 с. (15 экз) <https://lib.dvfu.ru:8443/lib/item?id=chamo:425921>

#### **Дополнительная литература**

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / В.И. Андреев, И.В. Павлова. — Электрон. дан. — СПб.: Лань, 2013. — 352 с. — Режим доступа: [http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1\\_id=12953](http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=12953)
2. Атлас конструкций узлов и деталей машин / под ред. О.А. Ряховского. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 400 с. <http://elibrary.ru/item.asp?id=25070468>
3. Детали машин: Учебник / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков. - 9-е изд., перераб. и доп. - М.: КУРС: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 512 с. <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=496882>

4. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании : учеб. пособие : в 2 ч. - Ч. 2 / И.С. Потапцев, А.А. Буцев, А.И. Еремеев, Ю.А. Кокорев и др. / под ред. И.С. Потапцева. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. - 80, [2] с.  
[http://www.studentlibrary.ru/book/bauman\\_0463.html](http://www.studentlibrary.ru/book/bauman_0463.html)

**Перечень ресурсов информационно-телекоммуникационной  
сети «Интернет»**

1. Детали машин. Электронный учебный курс для студентов очной и заочной форм обучения. Составитель Каримов И.  
<http://www.prikladmeh.ru/>

## **VII. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

### *Рекомендации по изучению разделов курса*

Основное условие надлежащего усвоения материала дисциплины – самостоятельная работа с рекомендуемой литературой. Приступая к изучению каждой темы, прежде всего надо ознакомиться с ее содержанием и просмотреть соответствующие разделы учебника или учебного пособия, чтобы иметь представление о круге вопросов, подлежащих изучению, и объеме материала. Для лучшего запоминания и усвоения материала нужно составлять краткий конспект по каждой теме. Конспект должен содержать перечень вопросов по теме, основные положения, определения, выводы формул и необходимый иллюстративный материал (схемы, графики и т. п.). Краткий конспект будет полезен при повторении материала и подготовке к экзамену. После изучения темы по учебнику рекомендуется воспроизвести по памяти определения, выводы формул, схемы, последовательность расчета и т. п. Вопросы для самопроверки, приведенные по каждому разделу или теме, помогут в закреплении изученного материала. Ниже изложены рекомендации по изучению отдельных разделов программы.

## ***1. Критерии работоспособности и расчета деталей машин***

При изучении этой темы рекомендуем ознакомиться с требованиями к деталям машин, с применяемыми материалами и такими понятиями, как работоспособность, технологичность, экономичность и т. д. Затем следует изучить критерии работоспособности деталей машин, методы их оценки и расчеты деталей машин на прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость, теплостойкость и вибростойкость. При этом особое внимание необходимо уделить вопросам расчета пределов выносливости в зависимости от режимов и моделей нагрузок, выбору допускаемых напряжений и определению коэффициентов запаса прочности.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Какие требования предъявляются к деталям машин?
2. Какими путями достигается снижение стоимости машин при их проектировании и изготовлении?
3. Какие основные материалы применяют в машиностроении?
4. Что представляют собой основные критерии работоспособности деталей машин и каково их значение?
5. В чем сущность расчетов деталей машин на прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость и теплостойкость?
6. Каковы методы определения напряжений и коэффициентов запасов прочности в машиностроении?
7. В зависимости, от каких факторов определяют допускаемые напряжения и коэффициенты запасов прочности в машиностроении?

## ***2. Сварные, паяные и клееные соединения***

При изучении сварных соединений основное внимание нужно обратить на следующее: виды соединений и швов, области их применения и расчет; преимущества и недостатки сварных конструкций по сравнению с литыми и клееными. Необходимо также ознакомиться с нормами допускаемых напряжений для сварных швов. Отметим, что, несмотря на



большие преимущества, сварные конструкции, вследствие меньшей жесткости и внутренних напряжений в швах, оказываются менее качественными по сравнению с конструкциями из чугуна или стального литья. При изучении паяных и клееных соединений обратите внимание на особенности этих соединений: виды соединяемых материалов, предварительную подготовку поверхностей деталей, расчет на прочность соединений, выбор допускаемых напряжений.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Каковы преимущества сварных соединений по сравнению с клееными?
2. Основные виды сварки и их применение в машиностроении.
3. Каковы типы сварных швов?
4. Как рассчитать стыковые сварные швы?
5. Расчет угловых, лобовых, фланговых и комбинированных сварных швов.
6. Как произвести расчет сварного шва, подверженного действию изгибающего момента?
7. Как рассчитать сварные швы соединений, работающих на сложное сопротивление?
8. Сварные швы и их расчет при переменных нагрузках.
9. Какие материалы можно соединять пайкой и склеиванием?
10. В каких случаях предпочтительнее соединение пайкой?
11. Подготовка деталей к пайке, виды припоев.
12. Расчет паяных и клееных соединений на прочность.
13. Особенности процесса склеивания.

### **3. Соединения с натягом**

Основное внимание при изучении этой темы нужно обратить на следующие вопросы: виды соединений с натягом, особенности технологии их сборки и области применения. Это расчеты цилиндрических соединений с натягом при нагружении осевой силой и крутящим моментом, а также подбор посадки и конструирование соединений с натягом.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Каковы виды соединений с натягом и какими способами их осуществляют?
2. Где применяют соединения с натягом?
3. Как рассчитывают цилиндрические соединения с натягом при нагружении осевой силой и крутящим моментом?
4. В чем разница между расчетным и действительным натягом?

### **4. Резьбовые соединения**

Резьбовые соединения – наиболее распространенный вид разъемных соединений в машиностроении. По данной теме необходимо изучить следующие вопросы: резьбы и их разновидности: ГОСТы на резьбы, области применения отдельных видов резьб; расчет резьбы и подбор ее по ГОСТам; конструкция болтов, винтов, шпилек, гаек, шайб и гаечных замков, их материал; резьбы для болтов; области применения различных болтов, винтов, шпилек, гаек, шайб и гаечных замков и подбор их по ГОСТам; расчет единичных и групповых резьбовых соединений при различных способах их нагружения. Необходимо уяснить разницу в расчетах болтов в зависимости от способа их нагружения при статических нагрузках. Нужно усвоить особенности расчета болтов при действии на них переменных нагрузок и высоких температур. Необходимо ознакомиться с методикой расчета групп болтов при различных видах нагружения. Следует особо обратить внимание на способы увеличения прочности болтов, винтов, шпилек и гаек.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Как различают резьбы по назначению и геометрической форме и какие из них стандартизованы?
2. Какие виды резьбы существуют по числу ее заходов и по направлению наклона витков и где они применяются?
3. Почему для болтов применяют треугольную резьбу?
4. Каковы виды метрической резьбы?

5. Почему резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение?

6. Когда применяют резьбу с мелкими шагами, а когда круглую, трапецеидальную и упорную резьбу?

7. Как рассчитывают резьбу?

8. Как различить болты и винты по форме головок?

9. Болты, винты и шпильки, их назначение и конструкция.

### ***5. Шпоночные, зубчатые (шлицевые) и профильные соединения***

В данной теме необходимо усвоить следующие вопросы: конструкция шпонок, шлицевых и профильных соединений; области их применения, подбор шпонок и шлицевых соединений по ГОСТу; способы центрирования шлицевых соединений; расчет шпоночных и шлицевых соединений.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Назовите виды шпонок?

2. Где применяют различные типы шпонок? Из каких материалов их изготавливают? Как определяют их размеры?

3. Как производят проверочный расчет призматических и сегментных шпонок?

4. Каковы различия шлицевых соединений?

5. Каковы преимущества шлицевых соединений по сравнению со шпоночными?

6. Как осуществляют центрирование шлицевых соединений, как их выбирают и рассчитывают?

### ***6. Ременные передачи***

Прежде всего, ознакомьтесь с назначением, классификацией и особенностями механических передач. При изучении ременных передач необходимо рассмотреть следующие вопросы: основные виды этих передач и области их применения; материал и конструкция ремней; геометрические, кинематические и силовые зависимости в ременных передачах; расчет

ремней по тяговой способности и на долговечность; материал, конструкция и расчет шкивов. Нужно ясно представлять, что между силами натяжения ремня при работе передачи, окружным усилием, коэффициентом трения и углом обхвата меньшего шкива существует взаимозависимость, как и между коэффициентом тяги, и относительным скольжением, и КПД передачи. Следует обратить внимание на определение напряжений в ремне и характер их изменения по длине ремня.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Виды ремней и их различия по форме поперечного сечения.
2. Из каких материалов изготавливают ремни?
3. Каковы достоинства и недостатки отдельных типов ремней?
4. Каковы достоинства и недостатки ременных передач по сравнению с другими передачами?
5. Определение передаточного числа ременной передачи с учетом проскальзывания ремня.
6. Как определяют силы натяжения ветвей ремня?
7. Определение силы давления на вал со стороны шкива.
8. Влияние на окружное усилие коэффициента трения, угла обхвата шкива и скорости ремня.
9. Расчет ремней на долговечность.
10. Какова методика расчета плоскоременной и клиноременной передач?
11. Как устроены шкивы, и из каких материалов их изготавливают?
12. Почему некоторые шкивы плоскоременных передач имеют выпуклый обод?
13. Каковы допуски скоростей для чугунных и стальных шкивов?

#### **7. Цепные передачи**

Данная тема требует знакомства с типами цепей и изучения следующих вопросов: виды цепных передач и области их применения; кинематические и силовые зависимости; определение диаметра звездочек, числа звеньев и длины цепи; проектировочный и проверочный расчет цепей

на износостойкость шарниров; нагрузки на валы. Следует выяснить причины неравномерности движения цепи и ее влияние на работу передачи; ознакомиться со способами смазки цепных передач.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач и где их применяют?
2. Назовите виды приводных цепей.
3. Где и в каких случаях применяют различные виды цепей?
4. Каковы потери в цепной передаче и чему равен ее КПД?
5. Как смазывают цепные передачи?
6. Из какого материала изготавливают приводные цепи и звездочки?
7. Определение несущей способности цепей и подбор их по ГОСТам.
8. Каков расчет цепи на долговечность?
9. Как определить диаметр начальной окружности звездочки?
10. Чему равна нагрузка на вал цепной передачи?
11. В чем причина неравномерности движения цепи и как это влияет на передаточное число цепных передач?

### **8. Зубчатые передачи**

Прежде всего, следует усвоить основную терминологию ГОСТов на зубчатые передачи. Затем изучить следующие вопросы: виды зубчатых передач и области их применения; кинематика и геометрия передач; материалы, термохимическая обработка колес; критерии работоспособности и расчет цилиндрических зубчатых передач на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям на изгиб; особенности расчета конических передач; определение допускаемых напряжений; конструкция зубчатых колес и способы смазки передач.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Каковы основные достоинства зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение?

3. Каков стандартный исходный профиль рейки эвольвентного зацепления?
4. Что такое модуль зацепления? Какие модули зацепления различают для косых и шевронных зубьев?
5. Определение диаметров начальной и делительной окружностей зубчатого колеса.
6. Как вычисляют диаметры окружностей вершин и впадин зубчатого колеса?
7. По какому модулю зацепления определяют диаметры делительных окружностей колес с косыми зубьями?
8. Коэффициент перекрытия и его минимальное значение.
9. Каково минимальное число зубьев для колес различных видов зубчатых передач?
10. Понятие коэффициента смещения.
11. Каковы виды смещения эвольвентного зацепления и где они применяются?
12. Каково максимальное передаточное число для одной пары различных видов зубчатых передач?
13. Потери в зубчатой передаче и чему равен ее КПД.
14. Как определить силы давления на валы со стороны колес в различных видах зубчатых передач?
15. Из какого материала изготавливают зубчатые колеса и какие виды термохимической обработки зубьев применяют для их упрочнения?
16. Какова конструкция различных зубчатых колес?
17. Какие степени точности изготовления зубчатых передач имеют преимущественное распространение в общем машиностроении?
18. Причины выхода из строя зубчатых передач и критерии их работоспособности.
19. Как произвести расчет зубьев по контактным напряжениям и напряжениям на изгиб?

20. По какому модулю зацепления производят расчет на прочность зубьев конических колес?

21. По какому зубчатому колесу производят расчет зубьев на контактную прочность и на изгиб?

22. В чем отличие мультипликатора от зубчатого редуктора?

23. Как различить зубчатые редукторы по числу пар передач, форме колес, форме зубьев и расположению валов?

24. Как производится смазка зубьев колес в редукторах?

### ***9. Червячные передачи***

При изучении червячных передач нужно усвоить следующие вопросы: устройство червячных передач; их достоинства, недостатки и области применения; конструкция червяка, червячного колеса и материалы их изготовления. Геометрические, кинематические и силовые зависимости в червячных передачах; расчет червячного колеса на контактную прочность и на изгиб; тепловой расчет червячной передачи; способы смазки и охлаждения червячных передач.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Каковы виды червяков и червячных передач?
2. Почему наиболее распространена червячная цилиндрическая передача с архимедовым червяком?
3. Когда применяют червячную глобоидную передачу?
4. Каковы преимущества и недостатки червячной передачи по сравнению с зубчатой и когда ее применяют?
5. Как определяют КПД червячной передачи?
6. Почему происходит самоторможение червячной передачи?
7. Из каких материалов изготавливают червяки и червячные колеса?
8. Чему равно минимальное число зубьев червячного колеса?
9. Как выбирают число заходов червяка?

10. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо и как их определяют?

11. Расчет зубьев червячных колес на контактную прочность и изгиб.

12. Какова конструкция современных червячных передач?

13. Как производят смазку червячных передач?

14. Каков тепловой расчет червячных редукторов?

### ***10. Фрикционные передачи и вариаторы***

По этой теме нужно изучить следующие вопросы: основные виды фрикционных передач, достоинства, недостатки и области их применения; конструкция и материал колес; расчет передач; фрикционные вариаторы, их основные виды, области применения и расчет.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Каковы основные виды фрикционных передач и вариаторов?

2. Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач?

3. Где применяют фрикционные передачи и вариаторы?

4. Из каких материалов изготавливают колеса фрикционных передач?

5. Какими способами увеличивают трение между колесами фрикционных передач?

6. Как определяют передаточное отношение различных видов передач?

7. Диапазон регулирования вариатора и методы его определения.

8. Как определить силу прижатия колес цилиндрической и конической фрикционных передач?

9. Виды скольжения во фрикционных передачах.

10. Как производят расчет колес фрикционных передач по контактными напряжениям и удельным давлениям?

### ***11. Передачи винт – гайка***

По данной теме необходимо изучить особенности и области применения передач винт – гайка; резьбы для винтов и гаек; конструкцию, материал и расчет винтов и гаек.



### *Вопросы для самопроверки*

1. Где применяют передачи винт – гайка? Каковы их достоинства и недостатки?
2. Как устроены винты и гайки передач? Из каких материалов их изготавливают?
3. Как определяют КПД передач винт – гайка?
4. Как определить момент, необходимый для вращения винта или гайки?
5. Как рассчитывают винты передачи?
6. Что является основной причиной выхода из строя винтов и гаек передач?
7. В каких случаях винты рассчитывают на устойчивость?
8. Как определяют основные размеры гайки?

### **12. Оси и валы**

Студенту необходимо знать назначение, конструкцию и материалы осей и валов, цапфы (шпы и шейки) и пяты осей и валов, их разновидности и области применения; расчеты осей и валов на прочность, жесткость и вибростойкость.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Ось и вал, в чем разница между ними?
2. Каковы виды осей и валов?
3. Что называют цапфой, шипом, шейкой и пятой?
4. Из каких материалов изготавливают оси и валы?
5. Как рассчитывают оси и валы на статическую прочность, выносливость и жесткость?
6. Случаи расчета валов только на кручение.
7. Что такое критическая частота вращения оси или вала?
8. Как рассчитать критическую частоту вращения оси или вала при поперечных колебаниях?

### **13. Подшипники скольжения**

Прежде всего, ознакомьтесь с основными типами, конструкцией и областями применения подшипников скольжения. Затем изучите материалы вкладышей и корпусов подшипников; условия работы; виды трения и смазки подшипников; условия возникновения гидродинамического режима работы и жидкостного трения; расчеты подшипников скольжения в условиях смешанного и жидкостного трения; тепловой расчет подшипников скольжения.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. В каких случаях и где применяют подшипники скольжения?
2. Виды трения в подшипниках скольжения и в чем их особенность?
3. Почему при жидкостном трении режим работы подшипника скольжения самый благоприятный?
4. Какие условия необходимы для образования режима жидкостного трения?
5. Для чего предназначены и как устроены вкладыши подшипников?
6. Из каких материалов изготавливают вкладыши подшипников скольжения?
7. Как рассчитывают подшипники скольжения, работающие при полужидкостном трении?
8. Расчет подшипников скольжения, работающих при жидкостном трении.

#### **14. Подшипники качения**

При изучении этой темы нужно сначала ознакомиться с классификацией подшипников качения и их конструкцией, а также областями применения основных типов подшипников. Затем усвоить следующие вопросы: материалы деталей подшипников; смазка подшипников, их монтаж и регулировка; выбор подшипников по динамической и статической грузоподъемностям; расчет подшипников качения на долговечность.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Почему подшипники качения получили преимущество в применении?
2. В чем особенность основных типов подшипников качения и где их применяют?
3. Зачем нужен сепаратор в подшипниках?
4. Почему выгоднее вращение внутреннего кольца подшипника?
5. Динамическая и статическая грузоподъемность подшипника.
6. Эквивалентная нагрузка и ее определение.
7. Как подбирают подшипники качения по ГОСТу?
8. Расчет подшипника качения на долговечность.
9. Чем ограничивается предельная частота вращения подшипника?
10. Монтаж и демонтаж подшипников качения.

### ***15. Муфты***

При изучении темы следует ознакомиться с классификацией и с основными типами муфт, их конструкцией, особенностями работы и областями применения. Необходимо также научиться подбирать муфты по ГОСТу и производить их проверочные расчеты.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Как различают группы муфт по назначению и принципу действия?
2. На какие группы подразделяют постоянные муфты?
3. Устройство втулочной и фланцевой муфт, их применение. Как производят их проверочный расчет?
4. Как устроена кулачково-дисковая муфта, где ее применяют и как производят ее проверочный расчет?
5. Устройство и работа зубчатой муфты, ее подбор по ГОСТу.
6. В чем особенности устройства и работы упругих муфт?
7. Каковы виды упругих муфт?
8. Как устроена упругая втулочно-пальцевая муфта, где ее применяют и как производят ее проверочный расчет?
9. Различные группы сцепных муфт и особенности их работы.

10. Как устроены кулачковые и зубчатые сцепные муфты и где их применяют?

11. Виды фрикционных муфт, их устройство и работа?

12. Особенности расчета дисковых и конических фрикционных муфт.

13. Каковы различия группы автоматических муфт и в чем особенности их работы?

14. Устройство, применение и расчет предохранительных муфт.

### **16. Пружины**

При изучении этого раздела необходимо усвоить назначение пружин, их классификацию по виду нагружения и по форме; области применения отдельных видов пружин; материал пружин; расчет витых пружин растяжения, сжатия и кручения.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Для чего служат пружины?

2. Каковы виды пружин по конструкции?

3. Как различают пружины по виду нагрузки?

4. Где применяют отдельные виды пружин?

5. Из каких материалов изготавливают пружины?

6. Как рассчитывают витые пружины растяжения, сжатия и кручения?

## **VIII. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ**

| <b>Наименование оборудованных помещений и помещений для самостоятельной работы</b>  | <b>Перечень основного оборудования</b>   |
|---|--|
| 690922, Приморский край, г. Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10, № помещения 524, Мультимедийная аудитория для проведения занятий лекционного типа, групповых и индивидуальных консультаций, текущего контроля и промежуточной аттестации. | Помещение укомплектовано специализированной учебной мебелью (посадочных мест – 25), Место преподавателя (стол, стул), Проектор 3-chip DLP, 10 600 ANSI-лм, WUXGA 1 920x1 200 (16:10) PT-DZ110XE Panasonic; экран 316x500 см, 16:10 с эл. приводом; крепление настенно-потолочное Elpro Large Electrol Projecta; профессиональная ЖК-панель 47", 500 Кд/м2, Full HD M4716CCBA LG; подсистема видеисточников документ-камера CP355AF Avervision; подсистема видеокоммутации; подсистема аудиокоммутации и звукоусиления; подсистема интерактивного |

|   |   |
|---|---|
|   | <p>управления; беспроводные ЛВС обеспечены системой на базе точек доступа 802.11a/b/g/n 2x2 MIMO(2SS).<br/> Microsoft Office – офисный пакет, включающий программное обеспечение для работы с различными типами документов (текстами, электронными таблицами, базами данных и др.)- лицензия Standard Enrollment № 62820593. Дата окончания 2020-06-30. Родительская программа Campus 3 49231495. Торговый посредник: JSC "Softline Trade" Номер заказа торгового посредника: Tr000270647-18.</p>   |
| <p>690922, Приморский край, г. Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10, № помещения 216, лаборатория деталей машин и теории механизмов машин для проведения занятий лекционного типа, групповых и индивидуальных консультаций, текущего контроля и промежуточной аттестации.</p> | <p>Помещение укомплектовано специализированной учебной мебелью (посадочных мест – 25). Место преподавателя (стол, стул), Оборудование: проектор 3-chip DLP, 10 600 ANSI-лм, WUXGA 1 920x1 200 (16:10) PT-DZ110XE Panasonic; экран 316x500 см, 16:10 с эл. приводом; крепление настенно-потолочное Elpro Large Electrol Projecta; профессиональная ЖК-панель 47", 500 Кд/м2, Full HD M4716CCBA LG; подсистема видеоисточников документ-камера CP355AF Avervision; подсистема видеокоммутации; подсистема аудиокоммутации и звукоусиления; подсистема интерактивного управления; беспроводные ЛВС обеспечены системой на базе точек доступа 802.11a/b/g/n 2x2 MIMO(2SS);<br/> Ноутбук Lenovo Think Pad X121e Black. 11.6' HD (1366x768). AMD E300 (1,3GHz), 2GB DDR3, 320 GB 5400 RPM HDD;<br/> Установка для динамической балансировки ротора;<br/> Установка для исследования износоустойчивости деталей машин;<br/> Установка для имитации изготовления зубчатых колес методом обкатки;<br/> Макеты механизмов.<br/> Microsoft Office – офисный пакет, включающий программное обеспечение для работы с различными типами документов (текстами, электронными таблицами, базами данных и др.)- лицензия Standard Enrollment № 62820593. Дата окончания 2020-06-30. Родительская программа Campus 3 49231495. Торговый посредник: JSC "Softline Trade" Номер заказа торгового посредника: Tr000270647-18.</p> |



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
**«Дальневосточный федеральный университет»**  
(ДФУ)

---

**Инженерная школа**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ  
САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ**

**по дисциплине «Детали механизмов и машин»**

**Специальность 24.05.07 Самолёто- и вертолётостроение  
специализация «Самолетостроение»**

**Форма подготовки очная/заочная**

**Владивосток**

**2020**

## План-график выполнения самостоятельной работы по дисциплине

| № п/п | Дата/сроки выполнения | Вид самостоятельной работы   | Примерные нормы времени на выполнение | Форма контроля             |
|-------|-----------------------|--|---------------------------------------|----------------------------|
| 1     | 1 неделя              | Кинематический расчет привода по индивидуальному варианту              | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 1 |
| 2     | 2 неделя              | Решение задач по теме «Заклепочные соединения»                         | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 2 |
| 3     | 3 неделя              | Решение задач по теме «Сварные соединения»                             | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 3 |
| 4     | 4 неделя              | Решение задач по теме «Резьбовые соединения»                           | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 4 |
| 5     | 5 неделя              | Расчет геометрии цилиндрических зубчатых передач и эскизная проработка | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 6     | 6 неделя              | Расчет геометрии конических зубчатых передач и эскизная проработка     | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 7     | 7 неделя              | Расчет геометрии червячных зубчатых передач и эскизная проработка      | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 8     | 8 неделя              | Проектный расчет валов и эскизная компоновка передачи                  | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 9     | 9 неделя              | Расчет геометрии корпуса редуктора                                     | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 10    | 10 - 11 неделя        | Выполнение сборочного чертежа редуктора                                | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 11    | 12 - 13 неделя        | Выполнение рабочих чертежей деталей редуктора                          | 9/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 12    | 14 неделя             | Выполнение спецификации сборочного чертежа                             | 7/18 час.                             | Собеседование, Задание № 5 |
| 13    | 15 - 16 неделя        | Оформление пояснительной записки                                       | 2/3 час.                              | Собеседование, Задание № 5 |
| 14    | 17 неделя             | Оформление курсового проекта   | 2/5 час.                              | Собеседование, Задание № 5 |
| 15    | 18 неделя             | Тестирование по теоретическому материалу курсового проекта             | 2/3 час.                              | Тест                       |
|       |                       | Итого:   | 112/173 час.                          |                            |

### Характеристика заданий для самостоятельной работы обучающихся и методические рекомендации по их выполнению

1. Самостоятельная работа включают решение обычных расчетных задач (Задание № 1, 2, 3, 4) по предлагаемым методикам, расчетный этап

курсового проектирования и написание пояснительной записки, графический этап курсового проектирования и выполнение рабочих чертежей деталей и сборки редуктора, компьютерное тестирование по курсу «Детали механизмов и машин».

2. Рекомендации к выполнению обычных расчетных задач: получить задание через систему LMS ВВ, изучить методические указания, проанализировать вариант решения аналогичной задачи на практическом занятии, решить задание самостоятельно.

3. Рекомендации к выполнению курсового проектирования: согласно варианту задания в системе LMS ВВ получить задание № 5 на выполнение курсового проекта по теме «Проектирование редуктора привода...». По рекомендуемой литературе выполнить расчетную часть проекта, выполняя поэтапные проверки у преподавателя. Выполнить требуемые чертежи, согласно заданию, в любом графическом редакторе и оформить пояснительную записку. Получить допуск к защите проекта и пройти тест в системе LMS ВВ.

### **Требования к представлению и оформлению результатов самостоятельной работы**

1. Оформление пояснительной записки к курсовому проекту осуществляется в соответствии с нормами и требованиями ЕСКД. Формат записки и образец оформления прилагаются в виде отдельного файла в разделе «Материалы для самостоятельной подготовки» УМКД дисциплины «Детали механизмов и машин» LMS ВВ.

2. Графическая часть курсового проекта выполняется машинным способом в любом графическом редакторе, каким владеет студент, проверяется на предмет корректности преподавателем и окончательно распечатывается на бумажный носитель и сдается преподавателю в бумажном варианте.



3. Задания № 1, 2, 3, 4 выполняются в стандартном приложении Microsoft Excel и высылаются для проверки преподавателю в виде отдельного файла по каждому заданию.

### **Критерии оценки выполнения самостоятельной работы**

1. Критериями оценки расчетно-графических работ по курсовому проектированию являются качество выполнения графических работ и правильность результатов.

2. Критериями оценки обычных задач является только правильность результатов.

3. Критериями оценки прохождения теста по дисциплине «Детали механизмов и машин» являются следующие: <61% – неудовлетворительно, 61-75% – удовлетворительно, 76-90% – хорошо, 91-100% – отлично.

### **Методические указания к решению практических задач по дисциплине «Детали механизмов и машин»**

#### ***Тема 1. Расчет заклепочных соединений***

#### ***Расчет прочных заклепочных швов проводят в следующем порядке***

1) Определяют диаметр заклепки  $d_0$  и параметры шва: шаг многорядных швов  $p$  и расстояние от оси заклепок до кромок  $e$ .

2) Допускаемые напряжения. На практике при расчете прочных заклепочных швов силу трения не учитывают, используя более простой расчет по условным напряжениям среза  $[\tau_{ср}]$ .

Для заклепок из сталей Ст 0, Ст 2, Ст 3 принимают  $[\tau_{ср}] = 140$  МПа,  $[\sigma_{см}] = 280... 320$  МПа при просверленных отверстиях в соединяемых листах; при изготовлении отверстий продавливанием и при холодной клепке допускаемые напряжения понижают на 20... 30%.

3) Максимальную нагрузку на одну заклепку определяют из условия среза.

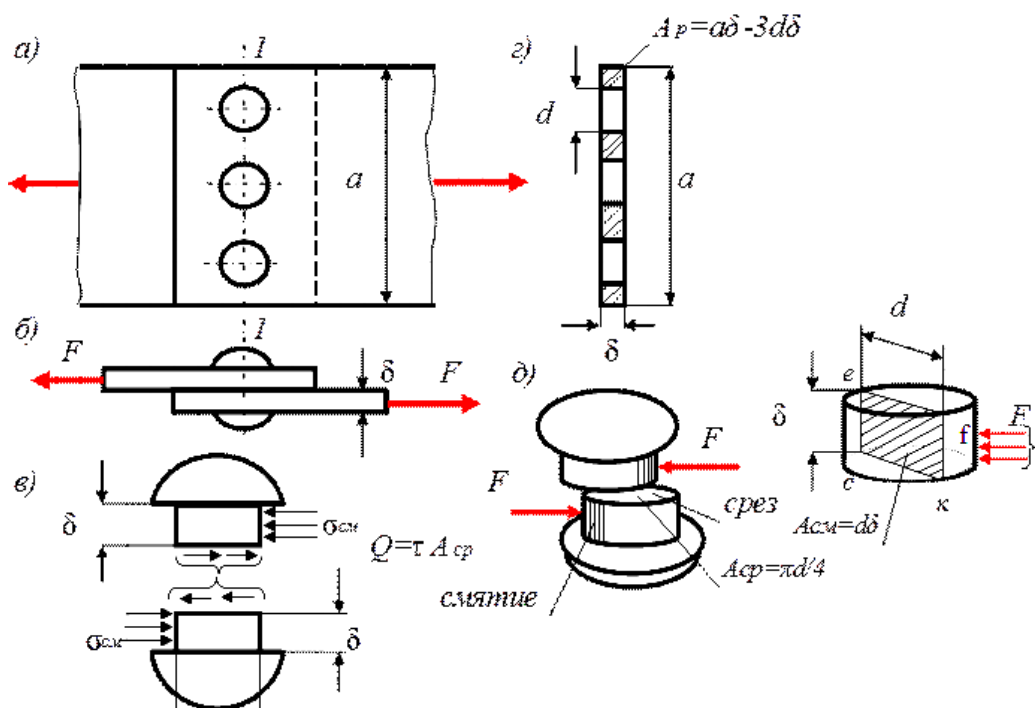
4) Количество заклепок в шве определяют исходя из приложенной нагрузки. Для исключения возможности поворота соединяемых деталей число заклепок принимают  $z \geq 2$ .

5) Разрабатывают конструкцию заклепочного шва (при этом уточняют параметры шва  $p$ ,  $e$ ).

6) Спроектированный заклепочный шов проверяют на растяжение деталей (листов) и на срез детали.

### **Пример решения задачи на расчет прочных заклепочных швов**

*Пример.* Определить напряжение растяжения, вызываемое силой  $F = 30$  кН в ослабленном, тремя заклепками сечении стальных полос, а также напряжения среза и смятия в заклепках. Размеры соединения: ширина полос,  $a = 80$  мм, толщина листов  $\delta = 6$  мм, диаметр заклепок  $d = 14$  мм (рис. 1).



*Рис. 1. Заклепочное соединение внахлестку*

### **Решение**

Максимальное напряжение растяжения возникает в полосе по сечению 1-1 (рис. 1,а) ослабленному тремя отверстиями под заклепки. В этом сечении

действует внутренняя сила  $N$ , равная по величине силе  $F$ . Площадь поперечного сечения показана на (рис. 1, г) и равна  $A_p = a \cdot \delta - 3 \cdot d \cdot \delta = \delta \cdot (a - 3d)$ .

Напряжение в опасном сечении 1-1:

$$\sigma_p = \frac{N}{A_p} = \frac{N}{\delta(a - 3d)} = \frac{30000}{6(80 - 3 \cdot 14)} = \frac{30000}{6 \cdot 38} = 131,6 \frac{H}{\text{мм}^2} = 131,6 \text{ МПа}$$

Срез вызывается действием двух равных внутренних сил  $Q = \int_{(A)} \tau_{ср} dA$ , направленных в противоположные стороны, перпендикулярно оси стержня (рис. 1, в). Площадь среза одной заклепки равна площади круга  $\frac{\pi \cdot d^2}{4}$  (рис. 1, д), площадь среза всего сечения  $A_{ср} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ , где  $n$  – число заклепок, в данном случае  $n = 3$ .

Подсчитываем напряжение среза в заклепках:

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{A_{ср}} = \frac{Q}{n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{F}{n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{30000}{3 \cdot 3,14 \cdot 14^2} = \frac{30000}{461,1} = 65 \frac{H}{\text{мм}^2} = 65 \text{ МПа}$$

На стержень заклепки давление со стороны отверстия в листе передается по боковой поверхности полуцилиндра (рис. 1, д), высотой, равной толщине листа  $\delta$ . С целью упрощения расчета за площадь смятия вместо поверхности полуцилиндра условно принимают проекцию этой поверхности на диаметральную плоскость (рис. 1, е), т.е. площадь прямоугольника  $efck$ , равную  $d\delta$ .

Вычисляем напряжение смятия в заклепках:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} = \frac{F}{n \cdot d \cdot \delta} = \frac{30000}{3 \cdot 14 \cdot 6} = 119 \frac{H}{\text{мм}^2} = 119 \text{ МПа}$$

Итак  $\sigma_p = 131,6 \text{ МПа}$ ,  $\tau_{ср} = 65 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{см} = 119 \text{ МПа}$ .

**Расчет прочноплотных заклепочных швов производят в следующем порядке**

- 1) Вычисляют толщину стенки цилиндрического сосуда (котла, автоклава и т. п.):

$$\delta = \frac{P \cdot D}{2 \cdot [\varphi] \cdot [\sigma_p]} + v$$

где  $P$  - давление на поверхность стенки сосуда;  $D$  - внутренний диаметр сосуда;  $[\phi]$  - допускаемый коэффициент прочности продольного шва (расчет стенки сосуда производят по продольному шву), таблица 1;  $[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение при растяжении для стенки сосуда;  $v = 1... 3$  мм - добавка на коррозию металла.

2) Допускаемые напряжения. При расчете прочноплотных заклепочных швов их проверяют на плотность, т.е. на отсутствие относительного скольжения листов. Этому скольжению препятствуют возникающие между листами силы трения. Значение этой силы трения определяют экспериментально и условно относят к поперечному сечению заклепки. Поэтому проверка заклепок по допускаемому условному напряжению  $\tau_{yc} \leq [\tau_{yc}]$  одновременно является проверкой шва и на плотность. Значения  $[\tau_{yc}]$  даны в таблице 1, где приведены рекомендуемые значения основных параметров прочноплотных заклепочных швов в зависимости от значения  $0,5 \cdot P \cdot D$ .

Допускаемые напряжения при растяжении для стенки сосуда определяют в зависимости от температуры нагрева стенки сосуда: при температуре  $t < 250$  °С

$$[\sigma_p] = \sigma_B / [s_T],$$

где  $\sigma_B$  - предел прочности при растяжении материала листов, из которых выполнена стенка сосуда;

$[s_T]$  – коэффициент запаса прочности,  $[s_T] \approx 4,5$ .

Таблица 1. Основные параметры прочноплотных заклепочных швов

| Тип шва   | Двухрядный стыковой с двухсторонними накладками | Трёхрядный стыковой с двухсторонними накладками |
|---|---|---|
| $0,5 \cdot P \cdot D$ , МПа·м                               | 0,45... 1,35                                    | 0,45... 2,30                                    |
| Диаметр заклепок $d_0$ , мм                                 | $\delta + (5... 6)$                             | $\delta + 5$                                    |
| Шаг $p$ , мм  | $3,5 \cdot d + 15$                              | $6 \cdot d + 20$                                |
| Допускаемый коэффициент прочности шва $[\phi]$              | 0,75  | 0,85  |
| Допускаемое условное напряжение на срез $[\tau_{yc}]$ , МПа | 47... 57  | 45... 55  |

3) Максимальная нагрузка на одну заклепку в продольном шве

$$F = 0,5 \cdot P \cdot D \cdot p / z;$$

в поперечном шве

$$F = 0,5 \cdot P \cdot D \cdot p / z,$$

где  $z$  - число заклепок, которыми скрепляют листы на участке шва шириной  $p$ .

4) Производят проверочный расчет заклепок по допускаемому условному напряжению на срез

где  $\tau_{ус}$  - условное расчетное напряжение на срез в заклепках;  $k$  - число плоскостей среза заклепки.

5) После определения  $d_0$ ,  $p$  и проверки шва на плотность вычисляют остальные размеры шва.

Для прочноплотных швов расстояние заклепки до края листа

$$e = 1,65d_0.$$

Расстояние между рядами заклепок

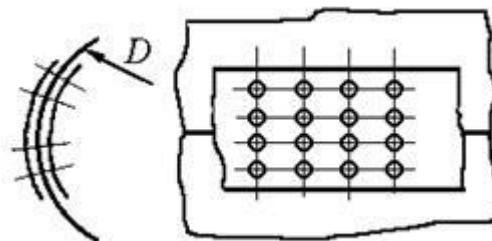
$$e_1 = 0,5p.$$

Толщина накладок

$$\delta_1 = 0,85\delta.$$

### ***Пример задачи на расчет прочноплотных заклепочных швов***

***Пример.*** Определить толщину листов, накладок и размеры продольного и поперечного заклепочных швов цилиндрического автоклава, предназначенного для испытаний деталей под давлением (рис. 2). Диаметр автоклава  $D$  и давление жидкости в автоклаве  $P_0$  заданы в таблице 2.



*Рис.2. Заклепочные швы цилиндрического автоклава*

*Таблица 2. Исходные данные для задачи*

|                      | Варианты |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|----------------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|                      | 1        | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  |
| D, мм                | 500      | 600 | 750 | 850 | 950 | 800 | 900 | 700 | 550 | 650 |
| P <sub>0</sub> , МПа | 1,5      | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 1,6 | 1,3 | 1,7 | 1,1 | 1,2 |

## ***Тема 2. Расчет сварных соединений***

### ***Расчет сварных соединений ведут в следующем порядке***

1) Выбирают способ сварки (ручная электродуговая, автоматическая и т.д.) или назначают согласно заданию.

2) Принимают (или назначают согласно заданию) тип электрода и материал, свариваемых деталей. Для дуговой сварки применяют электроды с различной обмазкой, или покрытием, обеспечивающим устойчивое горение дуги и защиту материала шва от вредного воздействия окружающей среды. Для сварки конструкционных сталей применяют электроды: Э42, Э42А, Э46, Э46А, Э50, Э50А и др. Число после буквы Э, умноженное на 10, обозначает минимальное значение временного сопротивления металла шва, измеряемого в МПа. Буква А обозначает повышенное качество электрода, обеспечивающее получение более высоких пластических свойств металла шва.

3) Определяют допускаемые напряжения для основного материала и материала сварного шва.

Допускаемые напряжения растяжения основного металла

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s],$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести основного металла;  $[s]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности ( $[s] = 1,2... 1,8$  для низкоуглеродистых и  $[s] = 1,5... 2,2$  для низколегированных сталей) - большее значение при грубых расчетах; если разрушение сопряжено с тяжелыми последствиями, то значение  $[s]$  повышают в 1,5... 2 раза.

Допускаемые напряжения для сварных швов  $[\sigma]$  при статической нагрузке задают в долях от допускаемого напряжения  $[\sigma_P]$  на растяжение основного металла (таблица 3).

Таблица 3. Допускаемые напряжения в сварных швах

| Вид технологического процесса сварки   | Допускаемые напряжения в швах при |                           |                   |
|--|-----------------------------------|---------------------------|-------------------|
|  | растяжении<br>$[\sigma_P]$        | сжатии<br>$[\sigma_{СЖ}]$ | срезе<br>$[\tau]$ |
| Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая | $[\sigma_P]$                      | $[\sigma_P]$              | $0,65[\sigma_P]$  |
| Ручная дуговая электродами Э42, Э50, газовая сварка                            | $0,9[\sigma_P]$                   | $[\sigma_P]$              | $0,6[\sigma_P]$   |

В случае если сваривают детали с различными механическими свойствами, то расчет допускаемых напряжений ведется для материала, обладающего наименьшим значением предела текучести.

4) Составляют расчетную схему соединения.

Внешние силы, действующие на соединение, следует перенести в центр тяжести сварного шва в соответствии с правилами теоретической механики, при этом силы, действующие под углом к плоскости сварных швов, необходимо разложить на перпендикулярные составляющие (рис.3).

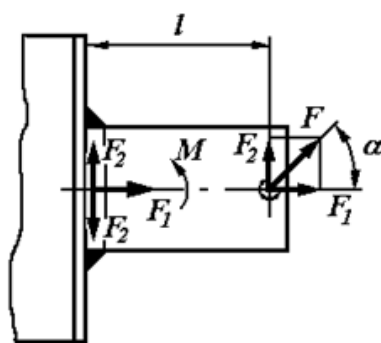


Рис. 3. Расчетная схема соединения

При переносе силы  $F_1$  параллельно себе появляется дополнительно момент пары сил равный

$$M = F_1 \cdot l .$$

При переносе силы  $F_2$  вдоль линии действия никаких дополнительных сил и моментов не возникает.

В случаях, когда усилия приложены несимметрично по отношению к стойкам, силы действующие на сварные швы ( $R_1$  и  $R_2$ ) будут различны. Для их определения следует составить уравнения равновесия относительно опор 1 и 2 – стоек (рис.4)

$$\Sigma M_i=0; \quad \Sigma P_i=0.$$

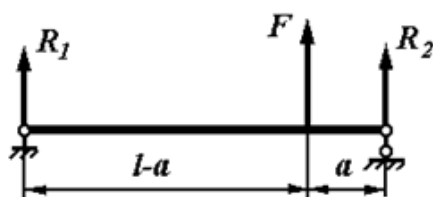


Рис. 4. Схема несимметричного приложения нагрузок

Типовые примеры расчетных схем показаны на рис. 5.

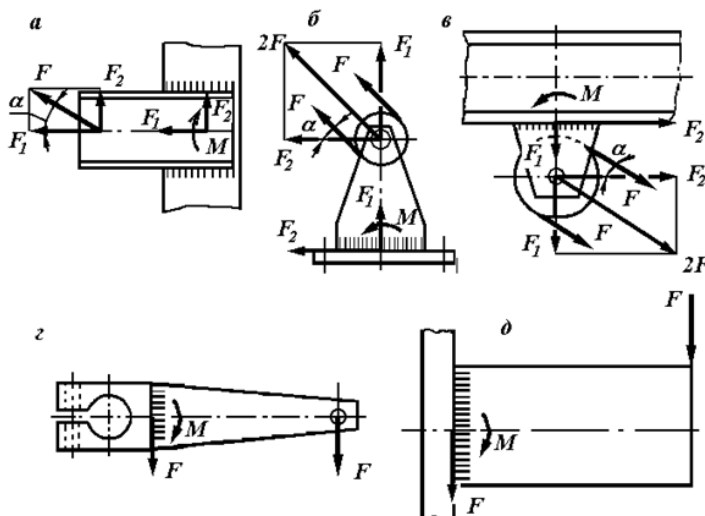


Рис. 5. Типовые примеры расчетных схем

5) Назначают катет шва. В большинстве случаев  $k = \delta_{min}$ , где  $\delta_{min}$  - меньшая из толщин свариваемых деталей. По условиям технологии  $k \geq 3$  мм, если  $\delta_{min} \geq 3$  мм. Максимальная величина катета не ограничивается, однако швы с  $k > 20$  мм используются редко.

6) Определяют действующие напряжения отдельно для каждого силового фактора (силы, момента). Складывая напряжения, учитывают их



направление (если направление векторов совпадает, то их складывают алгебраически, если векторы перпендикулярны, то их складывают геометрически).

7) При проектировании сварных швов обычно из условия прочности определяют их длину. Принимая при этом, что длина фланговых швов обычно не больше  $50k$ , лобовые швы могут иметь любую длину. Минимальная длина углового шва  $l_{min}$  составляет 30 мм, что перекрывает дефекты сварных швов – непровар в начале и кратер в конце.

### **Примеры решения задач при расчете сварных соединений**

**Пример 1.** Рассчитать лобовой шов (рис. 6), соединяющий два листа толщиной  $\delta = 8$  мм из стали Ст 3, если  $F = 100$  кН. Сварка ручная электродом Э42.

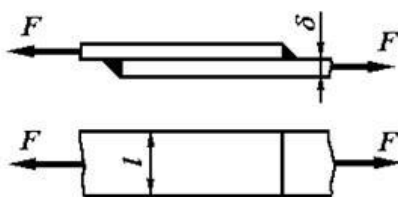


Рис. 6. Лобовой сварной шов

#### **Решение**

1. Определяем допустимое напряжение растяжения для основного металла, принимая для стали Ст 3  $\sigma_T = 240$  МПа (см. справочные данные по материалам) и  $[S] = 1,45$  (см. п. 3. порядка расчета сварных соединений)

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{240}{1,45} = 165 \text{ МПа.}$$

2. В соответствии с таблицей 3 вычисляем допустимое напряжение для сварного шва при срезе

$$[\tau'] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 165 = 99 \text{ МПа.}$$

3. Из условия прочности определяем длину сварного шва

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot L} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot 2 \cdot l} \leq [\tau']$$

принимая  $k = \delta = 8$  мм,  $L = 2l$  (два шва) получаем

$$l \geq \frac{F}{1,4 \cdot k \cdot [\tau]} = \frac{100 \cdot 10^3}{1,4 \cdot 8 \cdot 99} = 90,2 \text{ мм.}$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, принимаем  $l = 100$  мм.

**Пример 2.** Стержень, состоящий из двух равнополочных уголков, соединенных косынкой, нагружен постоянной растягивающей силой  $F = 200$  кН (рис.7). Определить номер профиля уголков и длину швов сварной конструкции соединения. Материал уголков - сталь Ст 3.

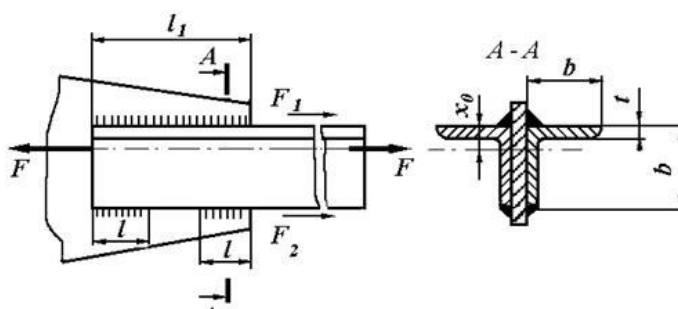


Рис. 7. Фланговые сварные швы

### Решение

1. Принимаем, что сварка осуществляется вручную электродами Э42.
2. Определяем допускаемое напряжение растяжения для основного металла, принимая для Ст 3  $\sigma_T = 240$  МПа (см. справочные данные по материалам) и  $[S] = 1,25$  (см. п. 3 порядка расчета сварных соединений)

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{240}{1,25} = 192 \text{ МПа.}$$

3. Определим допускаемое напряжение на срез для сварного шва, в соответствии с таблицей 3

$$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma_p] = 0,6 \cdot 192 = 115,2 \text{ МПа.}$$

4. Из расчета на растяжение определим площадь сечения уголков

$$2A = F / [\sigma_p] = 200 \cdot 10^3 / 192 = 1042 \text{ мм}^2.$$

Для одного уголка  $A = 521 \text{ мм}^2$ . По ГОСТ выбираем уголок № 5,6 имеющий площадь поперечного сечения  $A = 541 \text{ мм}^2$ , толщину полки  $t = 5$  мм и координату центра тяжести  $x_0 = 15,7$  мм.

5. Сварные швы располагают так, чтобы напряжения в них были одинаковыми. Поэтому при проектировании соединения уголков с

косынками, т.е. при несимметричной конструкции, длину швов делают неодинаковой. Таким образом, каждый шов воспринимает только свою часть нагрузки  $F - F_1$  и  $F_2$ .

Длину фланговых швов определяют в предположении, что их длина пропорциональна этим частям силы  $F - F_1$  и  $F_2$ . Параллельные составляющие  $F_1$  и  $F_2$  находят по формулам:

$$F_1/F = (b - x_0)/b; F_1 + F_2 = F.$$

Решая эти уравнения, получим:

$$F_1 = F \cdot (b - x_0)/b = 200 \cdot 10^3 (56 - 15,7)/56 = 144 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_2 = F - F_1 = 200 \cdot 10^3 - 144 \cdot 10^3 = 56 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

6. Определим длину швов, приняв катет шва  $k = t = 5$  мм:

$$l_1 = F_1 / (2 \cdot 0,7 \cdot k [\tau']) = 144 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 115,7) = 178 \text{ мм},$$

$$2l_2 = F_2 / (2 \cdot 0,7 \cdot k [\tau']) = 56 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 115,7) = 69 \text{ мм}.$$

Округляя, принимаем  $l_1 = 180$  мм,  $l_2 = 40$  мм, добавив для коротких швов по 5 мм против расчетной длины.

**Пример 3.** Найти параметры сварных швов кривошипа (рис.8), нагруженного постоянной силой  $F = 5$  кН и имеющего размеры  $d = 100$  мм;  $l = 200$  мм;  $a = 300$  мм;  $\delta_{\min} = 3$  мм при условии, что прочность основного металла обеспечена.

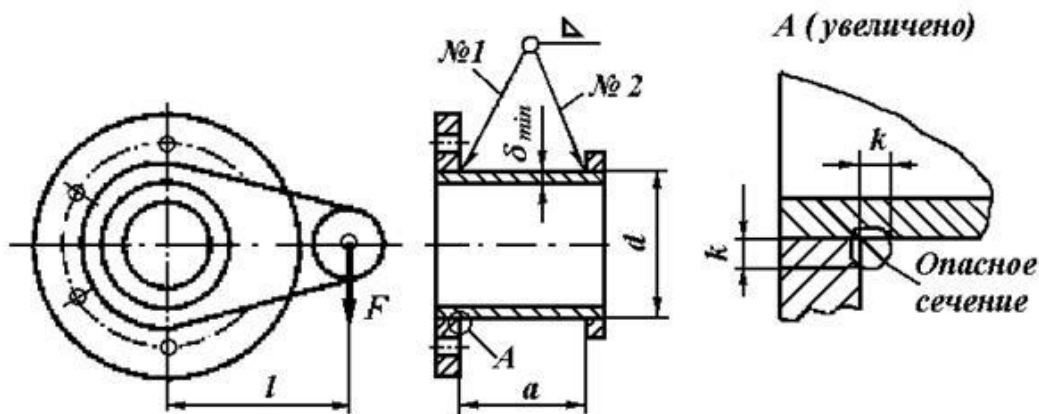


Рис 8. Сварные швы кривошипа

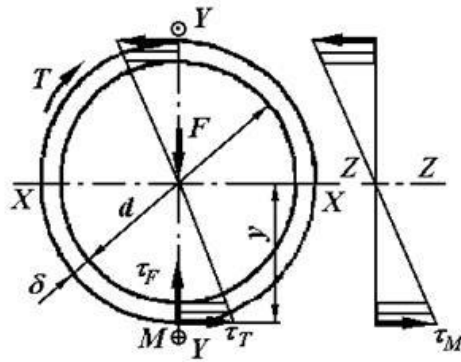


Рис. 9. Расчетная схема

### Решение

1. Дополнительно принято: основной металл - сталь Ст 4 ( $\sigma_T = 260$  МПа); сварка ручная дуговая электродом Э42А; швы угловые с катетом  $k = \delta_{\min} = 3$  мм (фрагмент А рисунок 8).

2. Определяем допускаемое напряжение растяжения для основного металла, принимая для стали Ст 4  $\sigma_T = 260$  МПа (см. справочные данные) и  $[S] = 1,65$  (см. п. 3).

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{260}{1,65} = 157,6 \text{ МПа.}$$

3. Допускаемое касательное напряжение сварного шва (см. таблицу 3),

$$[\tau'] = 0,65 \cdot [\sigma_p] = 0,65 \cdot 157,6 = 102 \text{ МПа.}$$

4. Расчету подлежит шов №1, который по сравнению со швом №2 дополнительно нагружен изгибающим моментом М. Опасное сечение шва – сечение по биссектрисе прямого угла - представляет собой коническую поверхность, которую условно разворачивают на плоскость стыка свариваемых деталей. Выполняют приведение нагрузки (перенос F в центр тяжести расчетного сечения) и составляют расчетную схему (рис.9), на которой: F - центральная сила; М - изгибающий момент, Т - крутящий момент:

$$M = F \cdot l = 5000 \cdot 200 = 1 \cdot 10^6 \text{ Нмм;}$$

$$T = F \cdot a = 5000 \cdot 300 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Нмм}$$

5. В наиболее нагруженных зонах шва, удаленных от оси X-X на расстояние  $y$ , находят суммарное касательное напряжение и сравнивают с допусковым, используя зависимость,

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau']$$

где  $\tau_F$  - касательное напряжение при действии центральной сдвигающей силы

$\tau_F \cong F/(\pi \cdot d \cdot 0,7 \cdot k)$ ; при наличии центрирующего пояска  $\tau_F = 0$ ;

$\tau_T$  - касательное напряжение при действии вращающего момента  $T$ ,

$$\tau_T = T/W_p \cong 2 \cdot T/(\pi \cdot d^2 \cdot 0,7 \cdot k) = 2 \cdot 1,5 \cdot 10^6 / (3,14 \cdot 100^2 \cdot 0,7 \cdot 3) = 45,1 \text{ МПа};$$

$\tau_M$  - касательное напряжение при действии изгибающего момента  $M$ ,

$$\tau_M = M/W \cong 4 \cdot M/(\pi \cdot d^2 \cdot 0,7 \cdot k) = 4 \cdot 1 \cdot 10^6 / (3,14 \cdot 100^2 \cdot 0,7 \cdot 3) = 60,7 \text{ МПа}.$$

Таким образом,

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{45,1^2 + 60,7^2} = 76,5 \text{ МПа} < [\tau'] = 102 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность угловых швов обеспечена.

6. Определим величину катета  $k$  проектным расчетом, преобразуя зависимость:

$$k = \frac{\sqrt{(2 \cdot T)^2 + (4 \cdot M)^2}}{0,7 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot [\tau']} = \frac{\sqrt{(2 \cdot 1,5 \cdot 10^6)^2 + (4 \cdot 10^6)^2}}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 100^2 \cdot 102} = 2,23 \text{ мм}.$$

Принято  $k = 3 \text{ мм}$ .

### ***Тема 3. Расчет резьбовых соединений***

***Решения задач, как правило, ведут в следующем порядке***

1) Составляют расчетную схему соединения и определяют нагрузку, действующую на болт (винт, шпильку).

Внешние нагрузки, действующие на резьбовые соединения, в зависимости от условий нагружения могут быть осевыми, поперечными или комбинированными, по характеру действия - постоянными или циклическими.

При действии поперечной нагрузки применяют соединения двух видов:

- болт поставлен в отверстие с зазором;
- болт поставлен в отверстие без зазора.

*а) в случае установки болтов с зазором*, затяжкой должна создаваться сила трения на поверхности стыка, превышающая внешнюю сдвигающую нагрузку.

При этом сила, растягивающая болт (винт, шпильку), определяется следующим образом

$$F_B = \frac{K \cdot F}{f \cdot z \cdot i}, \quad (1)$$

где  $F_B$  - сила, действующая на болт;  $F$  - внешняя сдвигающая сила;  $K$  - коэффициент запаса:  $K = 1,3 \dots 1,5$  при статической нагрузке,  $K = 1,8 \dots 2,0$  при переменной нагрузке;  $f$  - коэффициент трения в стыке:  $f = 0,15 \dots 0,20$  - сталь по чугуну (по стали);  $f = 0,3 \dots 0,35$  - сталь (чугун) по бетону;  $f = 0,25$  - сталь (чугун) по дереву;  $z$  - количество болтов;  $i$  - число стыков в соединении.

*б) при установке болтов без зазора* (по переходной или посадке с натягом) силы трения в стыке не учитывают, т.к. затяжка болтов не обязательна. В этом случае стержень болта рассчитывают из условия прочности на срез и смятие.

Приступая к расчету соединений, в которых действует поперечная сила, стремящаяся сдвинуть соединяемые детали, сдвигающую силу определяют из условия равновесия деталей относительно оси вращения:

$$\sum T_i = \sum F_i \cdot \frac{D_i}{2} = 0, \quad (2)$$

здесь  $F_i$  - сдвигающая сила, действующая на диаметре расположения болтов (винтов, шпилек)  $D_i$  и окружные силы, действующие на соответствующих

диаметрах; обычно это - силы сопротивления от приводимых в движение деталей.

Эту поперечную силу уравнивает сила трения в стыке соединяемых деталей, которая обеспечивается при затяжке резьбового соединения. При этом болт (винт, шпилька) подвержен растяжению.

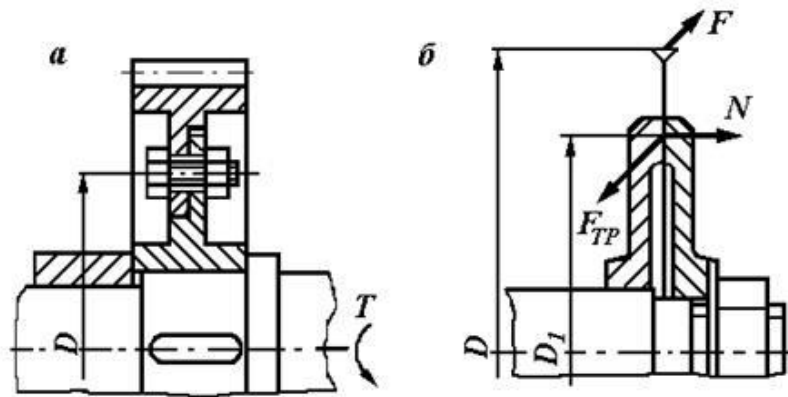


Рис. 10. Резьбовое соединение а) дисков шестерни, б) пилы

В соединении изображенном на рис. 10 для надежной передачи пиле вращения необходимо, чтобы момент сил трения был больше момента резания на 20...25%, т.е.

$$F_{TP} \geq 1,25T_{PEЗ} \text{ или } F_{TP} \cdot (D_1/2) \geq 1,25F \cdot (D/2),$$

где  $F_{TP}$  - сила трения, возникающая между полотном пилы и шайбами при затяжке гайки  $F_{TP} = f \cdot N$ ;

$f$  – коэффициент трения между пилой и шайбами, принимаем  $f = 0,12$ ;

$N$  – сила давления в стыке, создаваемая усилием затяжки  $F_B = N$ .

В соединении (рис.11,а) сила, действующая на винт  $F_B$  определяется из условия равновесия балки (рис.11,б)

$$F \cdot (a + b) = F_B \cdot b.$$

В случае, когда усилие приложено асимметрично, действующую нагрузку раскладывают на составляющие и приводят их к центру тяжести стыка. Если число болтов в задаче не указано, то их количеством задаются.

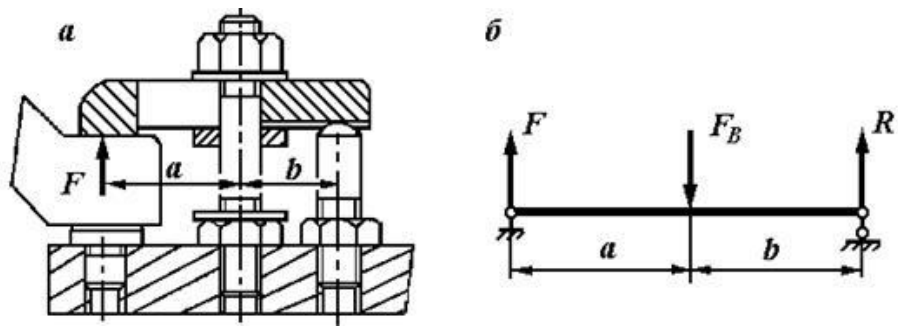


Рис. 11. Несимметричное резьбовое соединение

Рассмотрим типовые виды соединений с асимметрично приложенной нагрузкой (рис.12 и 13), которая раскрывает стык (и вызывает сдвиг деталей). Решение подобных задач является комбинированным. Действующую нагрузку раскладывают на составляющие – осевую и поперечную, а затем приводят их к центру тяжести стыка. Также можно воспользоваться рекомендациями, изложенными при решении задач первой группы.

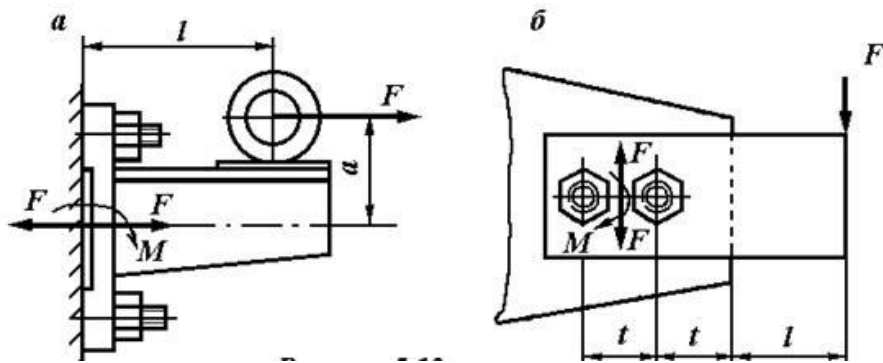


Рис. 12. Расчетные схемы задач при консольных видах соединений

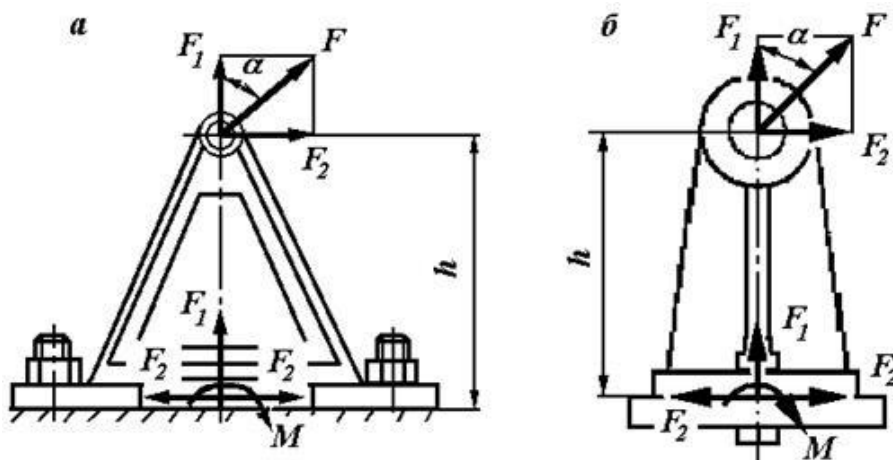


Рис. 13. Расчетные схемы задач соединений с фундаментом



В результате этого к соединению, в общем случае, приложены: осевая и поперечная силы, равномерно воспринимаемые всеми резьбовыми деталями, и опрокидывающий момент, стремящийся раскрыть стык. Из уравнения равновесия – уравнения моментов относительно центра тяжести стыка – определяются силы, дополнительно действующие на болты (винты, шпильки) в осевом направлении.

По величине наибольшей осевой (отрывающей) силы из условия прочности стержня болта (винта, шпильки) на растяжение вычисляется внутренний диаметр резьбы.

В соединении (рис.14) болты поставлены с предварительной затяжкой, обеспечивающей герметичность соединения.

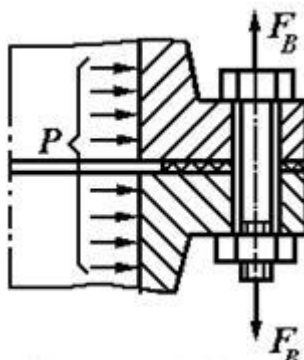


Рис. 14. Резьбовое соединение для обеспечения герметичности

1) Внешняя сила, действующая на болтовое соединение  $F_B$ , представляет собой силу внутреннего давления сжатого воздуха внутри емкости диаметром  $D$

$$F_B = P \cdot (\pi \cdot D^2 / 4)$$

2) Выбирают материал болта (винта, шпильки), а при необходимости и материал соединяемых деталей. Крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей типа Сталь 10... Сталь 35.

3) Находят допускаемые напряжения растяжения, смятия или среза в зависимости от условий работы резьбовых деталей.

Допускаемое напряжение растяжения  $[\sigma_p]$  для болтового соединения находится из условия отсутствия пластических деформаций. Оно зависит от предела текучести материала винта  $\sigma_T$  и равно

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s_T].$$

здесь  $[s_T]$  - коэффициент запаса прочности. Численное значение коэффициента запаса  $[s_T]$  рекомендуется выбирать в зависимости от технологии сборки. Если такая сборка выполняется динамометрическим ключом, который позволяет строго контролировать усилие затяжки, то  $[s_T] = 1,3 \dots 1,5$ . Затяжка при таком варианте сборки называется *контролируемой*. Однако в большинстве случаев ключи для затяжки не имеют средств контроля момента завинчивания, и в результате сила затяжки оказывается неопределенной. Сборка, выполняемая таким ключом, считается *неконтролируемой*, и в этом случае целесообразно увеличить значение коэффициента запаса и принимать его равным  $[s_T] = 1,5 \dots 4,0$ ; причем наибольшие значения из указанного интервала следует выбирать для винтов малых диаметров ( $d \leq 10$  мм), у которых возможность перетяжки является более вероятной.

Допускаемое напряжение среза можно определить по зависимости

$$[\tau_{CP}] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T,$$

а допускаемое напряжение смятия

$$[\sigma_{CM}] = (0,35 \dots 0,45)\sigma_T.$$

4) *Рассчитывают внутренний диаметр резьбы  $d_1$* . Из ГОСТ подбирают болт (винт, шпильку) с ближайшим большим внутренним диаметром резьбы.

5) *Проводят проверочные расчеты.*

6) *При необходимости можно проверить соединение на отсутствие сдвига по основанию, сравнив сдвигающую составляющую с силой трения, вызванной затяжкой болта (винта, шпильки).*

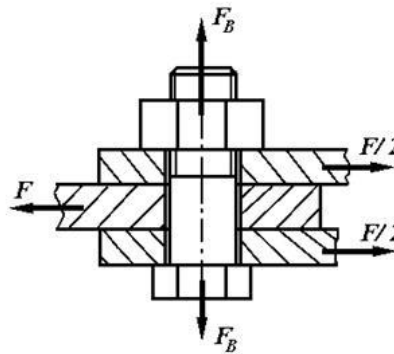
Если материал основания недостаточно прочный по сравнению с материалом болтов, например: чугунный кронштейн крепится к бетонной стене (основанию), то стену проверяют по максимальным напряжениям

смятия где  $\Sigma F_i$  – суммарная нагрузка на болт, сжимающая (сминающая) основание;  $A_{СТ}$  – площадь основания,  $[\sigma_{CM}]$  – допускаемое напряжение смятия для менее прочной детали резьбовой пары.

Допускаемое напряжение смятия в стыке для кирпичной кладки на известковом растворе - 0,7...1,0 Н/мм<sup>2</sup>; для кирпичной кладки на цементном растворе - 1,5...2,0 Н/мм<sup>2</sup>; для бетона - 2...3 Н/мм<sup>2</sup>; для дерева - 2...4 Н/мм<sup>2</sup>.

### **Примеры решения задач при расчете резьбовых соединений**

**Пример 1.** Стальные полосы, растянутые силой  $F = 2,8$  кН, крепятся с помощью двух болтов, выполненных из стали Ст 20 (рис.15). Определить диаметр болтов. Нагрузка постоянная.



*Рис. 15. Болтовое соединение*

#### **Решение**

1. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой принимаем  $[s_T] = 3,5$  (см. п. 3). Для Ст20 предел текучести материала  $\sigma_T = 245$  МПа. Допускаемое напряжение растяжения

$$[\sigma_P] = \sigma_T / [s_T] = 245 / 3,5 = 70 \text{ МПа}$$

2. Необходимая сила затяжки болта согласно (1) Принимаем: коэффициент запаса по сдвигу, листов  $K = 1,6$  и коэффициент трения  $f = 0,16$

$$F_B = F \cdot K / (f \cdot i \cdot z) = 2,8 \cdot 1,6 / (0,16 \cdot 2 \cdot 2) = 7 \text{ кН,}$$

где  $i = 2$  (см рис.15).

3. С учетом скручивания винта из-за трения в резьбе расчетная сила затяжки болта

$$F_{\text{РАСЧ}} = 1,3F_B = 1,3 \cdot 7 = 9,1 \text{ кН}$$

4. Расчетный (внутренний) диаметр резьбы

$$d_1 \geq \sqrt{4F_{\text{расч}}/(\pi \cdot [\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 9,1 \cdot 10^3 / (\pi \cdot 70)} = 13,5 \text{ мм.}$$

Принимаем резьбу М16 с шагом  $p = 2$  мм, для которой  $d_p = d - 0,94 p = (16 - 0,94 \cdot 2) = 14,12$  мм.

**Пример 2.** Приблизительно рассчитать (рис.16): а) болты, крепящие к стене кронштейн, на котором установлен электромотор; б) удельное давление на стену.

Данные:  $F = 12$  кН,  $l = 1000$  мм,  $a = 600$  мм,  $b = 300$  мм

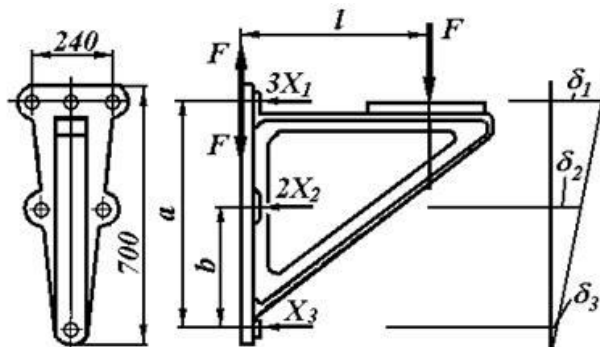


Рис. 16. Резьбовое соединение кронштейна

### Решение

1. Нагрузка к соединению приложена асимметрично, поэтому выполним приведение усилия к оси симметрии соединения. Для этого силу  $F$  переносим параллельно самой себе в плоскость стыка. Прикладывая в плоскости стыка стены с кронштейном две равные и прямо противоположные силы  $F$ , получаем пару сил  $M = F \cdot l$ , опрокидывающую кронштейн, и силу  $F$ , стремящуюся сдвинуть его вниз.

Предполагаем, что кронштейн опрокидывается (поворачивается) вокруг оси, проходящей через центр нижнего болта.

Момент  $M = F \cdot l$  должен быть уравновешен моментами от силы затяжки болтов.

Предполагая, что верхние три болта затянуты каждый с усилием  $X_1$ , а средние - с усилием  $X_2$ , получаем уравнение моментов относительно оси поворота кронштейна

$$3X_1 \cdot a + 2X_2 \cdot b = F \cdot l.$$

Принимая далее приближенно, что деформации болтов пропорциональны расстояниям  $a$  и  $b$

$$\frac{X_1}{X_2} \approx \frac{a}{b}, \text{ находим } X_2 \approx X_1 \frac{b}{a}$$

и подставляем это значение в уравнение моментов

$$3X_1 \cdot a + 2X_1 \cdot \frac{b^2}{a} = F \cdot l.$$

Отсюда усилие затяжки верхнего болта

$$X_1 = \frac{Fl}{3a + 2 \cdot \frac{b^2}{a}} = \frac{12000 \cdot 1000}{3 \cdot 600 + 2 \cdot \frac{300^2}{600}} \approx 5710 \text{ Н.}$$

Так как, кроме момента, действует еще усилие  $F = 1200$  Н, нагружающее поперечно все болты, последние нужно затянуть дополнительно, чтобы получить силу трения, достаточную для удержания кронштейна на месте. Пусть  $V_1$  - дополнительная сила затяжки на каждый из шести болтов, а  $f = 0,3$  - коэффициент трения между плитой кронштейна и стеной, полагая при этом, что кронштейн чугунный.

Из условия неподвижности плиты

$$6 \cdot V_1 \cdot f \geq F$$

Получим

$$V_1 = \frac{F}{6f} = \frac{12000}{6 \cdot 0,3} = 6660 \text{ Н.}$$

Таким образом, необходимая полная затяжка болта составит

$$F_B = X_1 + V_1 = 5710 + 6660 = 12370 \text{ Н.}$$

Так как при расчете не учитывалось влияние собственного веса кронштейна и вибрации, имеющей место при работе электромотора, расчетное усилие для болта верхнего ряда необходимо увеличить (обычно достаточно в 1,5 раза)

$$F_{расч} = 1,5F_B = 1,5 \cdot 12370 = 18550 \text{ Н.}$$

Хотя болты среднего и нижнего рядов несут меньшую нагрузку, чем верхнего ряда, все болты делаем одинаковыми.

2. Принимаем, что материал кронштейна - сталь Ст 5. Крепление кронштейна осуществляется к кирпичной стене, выполненной на цементном растворе.

3. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой принимаем  $[s_T] = 2,5$  (см. п. 3). Для стали Ст 5 предел текучести материала  $\sigma_T = 280$  МПа.

Допускаемое напряжение растяжения по (3)

$$[\sigma_P] = \sigma_T / [s_T] = 280 / 2,5 = 112 \text{ МПа.}$$

4. Расчетный внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi \cdot [\sigma_P]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18550}{\pi \cdot 112}} = 14,252 \text{ мм.}$$

Принимаем болт с метрической резьбой. По таблице внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 15,294$  ( $d = 18$  мм,  $P = 2,5$  мм). Обозначение резьбы M18×2,5 ГОСТ 9150- 81.

5. Общая затяжка шести болтов прижимает плиту кронштейна к стене с усилием

$$Q = 6F_{\text{расч}} = 6 \cdot 18550 = 111,3 \text{ кН.}$$

6. Площадь плиты кронштейна составляет примерно (размеры кронштейна см. на рис.16)

$$A \approx \frac{240 + 80}{2} \cdot 700 = 112000 \text{ мм}^2.$$

7. Если основание (опорная поверхность) выполнено из материала (бетон, кирпичная кладка, дерево) менее прочного, чем кронштейн, производят проверку прочности основания по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{A} = \frac{111300}{112000} \approx 1 \text{ МПа.}$$

Полученное напряжение смятия равно  $\sigma_{\text{см}} = 1$  МПа допустимо, если выполнить стену кирпичной на цементном растворе для которой  $[\sigma_{\text{см}}] = 1,5...2,0$  МПа (см. п. 6).

#### Тема 4. Расчет посадок с натягом

Исходные данные:  $T$  - вращающий момент на колесе, Нм;  $F_a$  – осевая сила, Н;  $d$  - диаметр соединения, мм;  $d_1$  - диаметр отверстия пустотелого вала, мм;  $d_2$  - условный наружный диаметр втулки (ступицы колеса, внешний диаметр бандажа и др.), мм;  $l$  - длина сопряжения, мм; материалы соединяемых деталей и шероховатость поверхностей. При одновременном нагружении соединения вращающим моментом  $T$  и осевой силой  $F_a$  расчет условно ведут по равнодействующей силе  $F_{\Sigma}$ , составляющими которой являются окружная сила  $T$  и осевая сила  $F_a$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}. \quad (1)$$

Осевую силу  $F_a$ , действующую в зацеплении, в расчет не принимают: как показывает анализ, после приведения сил  $F_t$  и  $F_a$  к диаметру  $d$  соединения, влияние осевой силы оказывается незначительным (с учетом силы  $F_a$  давление увеличивается для цилиндрических и червячных колес в 1,005 раза, а для конических колес с круговым зубом в 1,02 раза).

Подбор посадок производят в следующем порядке.

1) Среднее контактное давление (МПа)

$$P = 2 \cdot 10^3 \cdot K \cdot F_{\Sigma} / (\pi \cdot d \cdot l \cdot f), \quad (2)$$

где  $K$  - коэффициент запаса сцепления;  $f$  - коэффициент трения.

При действии на соединение изгибающего момента  $M_H$  требуемое давление определяют по выражению

$$P = \frac{K \cdot 12 \cdot M_H}{\pi \cdot d \cdot l^2}. \quad (3)$$

Для предупреждения снижения несущей способности вследствие нестабильности коэффициента трения и контактной коррозии (изнашивания

посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных напряжений, пиковых нагрузок, особенно в период пуска и останова) или для уменьшения ее влияния в соединениях с натягом следует предусматривать определенный запас сцепления  $K$ , который принимают  $K = 2,0 \dots 4,5$ .

Для определения числовых значений коэффициента трения  $f$  можно воспользоваться данными таблицы 4, в которой приведены значения коэффициента трения в случае соединения с валом, изготовленным из стали.

Таблица 4. Коэффициенты трения при различных способах сборки

| Способ сборки соединения | Сталь           | Чугун           | Алюминиевые и магниевые сплавы | Латунь          | Пластмассы |
|--------------------------|-----------------|-----------------|--------------------------------|-----------------|------------|
| Механический             | 0,06...0,13     | 0,07...<br>0,12 | 0,02... 0,06                   | 0,05...<br>0,10 | 0,6... 0,5 |
| Тепловой                 | 0,14...<br>0,16 | 0,07...<br>0,09 | 0,05... 0,06                   | 0,05...<br>0,14 | -          |

2) Расчетный теоретический натяг (мкм):

$$\delta = 10^3 \cdot p \cdot d (C_1/E_1 + C_2/E_2), \quad (4)$$

где  $C_1, C_2$  - коэффициенты жесткости:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu; \quad (5)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \mu_2; \quad (6)$$

здесь  $E$  - модуль упругости, МПа: для стали -  $2,1 \cdot 10^5$ ; чугуна -  $0,9 \cdot 10^5$ ; оловянной бронзы -  $0,8 \cdot 10^5$ ; безоловянной бронзы и латуни -  $10^5$ ;



$\mu$  - коэффициент Пуассона: для стали - 0,3; чугуна - 0,25; бронзы, латуни - 0,35.

Индекс «1» для охватываемой детали (вала), индекс «2» для охватывающей детали (втулки).

В задачах о посадке подшипника качения (задача 9) диаметры  $d_1$  и  $d_2$  необходимо определить по следующим зависимостям.

Диаметр по дну желоба ( $d_2$ )

$$d_0 = 0,5 \cdot (D + d) - d_w, \quad (7)$$

диаметр борта ( $d_1$ )

$$d_2 = d_0 + 2 \cdot 0,2 \cdot d_w, \quad (8)$$

где соответствующие размеры подшипника приведены в таблице.

3) Поправка на обмятие микронеровностей (мкм)

$$u = 5,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2), \quad (9)$$

где  $Ra_1$  и  $Ra_2$  - средние арифметические отклонения профиля поверхностей. Значения  $Ra$ , мкм принимают согласно чертежу детали или по таблице 5, где приведены рекомендуемые значения параметра шероховатости  $Ra$  для посадочных поверхностей отверстий и валов.

Таблица 5. Параметры шероховатости  $Ra$  для посадочных отверстий и валов

| Интервалы<br>размеров, мм | Отверстие |     |     | Вал  |     |     |
|---------------------------|-----------|-----|-----|------|-----|-----|
|                           | Квалитет  |     |     |      |     |     |
|                           | 6,7       | 8   | 9   | 6, 7 | 8   | 9   |
|                           | Ra, мкм   |     |     |      |     |     |
| Свыше 18 до 50            | 0,8       | 1,6 | 3,2 | 0,8  | 0,8 | 1,6 |
| Свыше 50 до 120           | 1,6       |     | 3,2 | 0,8  | 1,6 |     |
| Свыше 120 до 500          | 1,6       | 3,2 |     | 1,6  | 3,2 |     |

4) Поправка на температурную деформацию (мкм). При подборе посадки зубчатых венцов червячных колес, которые нагреваются при работе

передачи до относительно высоких температур, учитывают температурные деформации центра и венца колеса, ослабляющие натяг

$$\delta_t = 10^3 \cdot d \cdot [(t_2 - 20^\circ) \cdot \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ) \cdot \alpha_1]. \quad (10)$$

Здесь  $t_1$  и  $t_2$  - средняя объемная температура соответственно обода центра и венца колеса. Значения коэффициентов  $\alpha$ ,  $1/^\circ\text{C}$ : для стали -  $12 \cdot 10^{-6}$ ; чугуна -  $10 \cdot 10^{-6}$ ; бронзы, латуни -  $19 \cdot 10^{-6}$ .

5) *Минимальный натяг* (мкм), необходимый для передачи вращающего момента,

$$[N]_{\min} \geq \delta + u + \delta_t. \quad (11)$$

6) *Максимальный натяг* (мкм), допускаемый прочностью охватываемой детали (ступицы, венца и др.),

$$[N]_{\max} \leq [\delta]_{\max} + u. \quad (12)$$

7) *Максимальная деформация* (мкм), допускаемая прочностью охватываемой детали,

$$[\delta]_{\max} = \delta \cdot [P]_{\max} / P. \quad (13)$$

$$\text{где } [P]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_T \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right]; \quad (14)$$

максимальное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали ( $\sigma_{T2}$ - предел текучести материала охватываемой детали, МПа).

8) *Выбор посадки*. По значениям  $[N]_{\min}$  и  $[N]_{\max}$  выбирают по таблице одну из посадок, удовлетворяющих условиям (11) и (12).

Приводимые в таблице значения минимального  $N_{\min}$  и максимального  $N_{\max}$  вероятностных натягов подсчитаны по формулам, учитывающим рассеивание размеров вала и отверстия и, как следствие, рассеивание величины натяга.

9) Для выбранной посадки определяют силу запрессовки или температуру нагрева детали.

Сила запрессовки, Н

$$F_{\Pi} = \pi \cdot d \cdot l \cdot P_{max} \cdot f_{\Pi} \quad (15)$$

где  $P_{max} = N_{max} - u \cdot P / \delta$ , МПа (16)

$P_{max}$  - давление от натяга  $N_{max}$  выбранной посадки;

$f_{\Pi}$  - коэффициент сцепления (трения) при прессовании (таблица 6).

*Таблица 6. Коэффициенты сцепления при прессовании*

| Материал деталей<br>соединения | Сталь - сталь | Сталь - чугун | Сталь - бронза,<br>латунь | Чугун - бронза,<br>латунь |
|--------------------------------|---------------|---------------|---------------------------|---------------------------|
| $f_{\Pi}$                      | 0,20          | 0,14          | 0,10                      | 0,08                      |

10) Температура нагрева охватывающей детали, °С для обеспечения зазора при сборке

$$t = 20^{\circ} + \frac{N_{max} + Z_{сб}}{10^3 \cdot d \cdot \alpha_2}, \quad (17)$$

где  $Z_{сб}$  - зазор для удобства сборки, мкм; этот зазор принимают в зависимости от диаметра вала  $d$  по таблице 7:

*Таблица 7. Зазоры при сборке*

| $d$ , мм                           | св. 30 до 80 | св. 80 до 180 | св. 180 до 400 |
|------------------------------------|--------------|---------------|----------------|
| $Z_{\varepsilon\varepsilon}$ , мкм | 10           | 15            | 20             |

Температура нагрева должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале. Для стали  $[t] = 230... 240^{\circ}\text{C}$ , для бронзы  $[t] = 150... 200^{\circ}\text{C}$ .

### ***Пример решения задачи при соединении запрессовкой***

***Пример.*** Косозубое цилиндрическое колесо передает на вал номинальный вращающий момент  $T = 400$  Нм. На зубья колеса действуют силы: окружная  $F_t = 4000$  Н; радиальная  $F_r = 1500$  Н и осевая  $F_a = 1000$  Н; точка приложения этих сил расположена в середине зубчатого венца колеса на диаметре  $d_w$ . Размеры деталей соединения даны на рис.33. Материал

колеса и вала: сталь 40Х, термообработка - улучшение, твердость поверхности 240... 260 НВ, пределы текучести  $\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 650$  МПа. Сборка осуществляется запрессовкой. Требуется подобрать стандартную посадку для передачи заданной нагрузки.

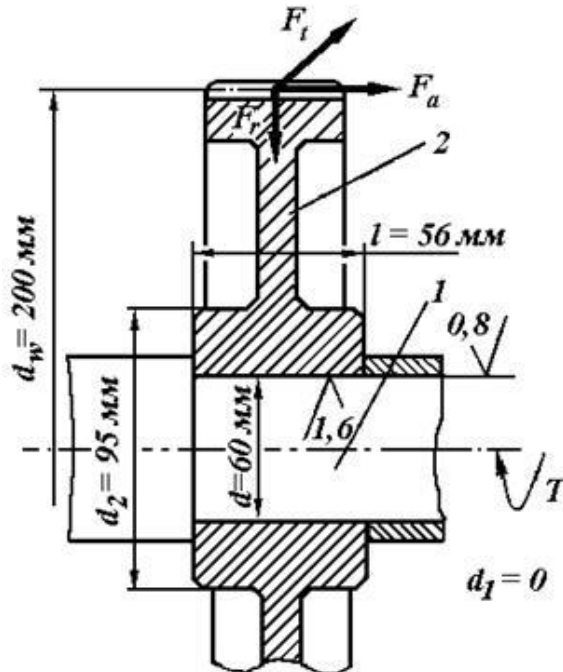


Рис. 17. Зубчатое колесо, установленное на вал запрессовкой

### Решение

1. Коэффициент запаса сцепления принимаем  $K = 3$ , так как на соединение действуют циклические напряжения изгиба. Напряжения изменяются потому, что силы  $F_t$ ,  $F_r$  и  $F_a$  в пространстве неподвижны, а соединение вал-колесо вращается.

2. Коэффициент трения  $f = 0,08$  (см. таблица 4), так как детали соединения стальные без покрытий и сборка осуществляется под прессом (запрессовка).

3. Действующий на соединение изгибающий момент от осевой силы  $F_a$  на колесе равен

$$M_{II} = F_a d_w / 2 = 1000 \cdot 200 / 2 = 100 \text{ Нм} = 100000 \text{ Нмм.}$$

4. Потребное давление для передачи вращающего момента  $T$  и осевой силы  $F_a$  определяем по формулам (1) и (2)

$$P_1 = \frac{K \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot f \cdot d \cdot l} = \frac{3 \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 100}{0,06}\right)^2 + 1000^2}}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 60 \cdot 56} = 47,5 \text{ МПа.}$$

5. Потребное давление для восприятия изгибающего момента  $M_{из}$  из условия нераскрытия стыка находим по формуле (3)

$$P_2 \geq \frac{k \cdot 12 \cdot M_{из}}{\pi \cdot d \cdot l^2} = \frac{3 \cdot 12 \cdot 100000}{3,14 \cdot 60 \cdot 56^2} = 6,09 \text{ МПа.}$$

Для дальнейшего расчета в качестве потребного давления  $P$  выбираем большее значение, т. е.  $P = P_1 = 47,5$  МПа.

6. Расчетный теоретический натяг определяем по формуле Ляме (4)

$$\delta = 10^3 \cdot P \cdot d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Посадочный диаметр соединения  $d = 60$  мм (см. рис.17), вал сплошной стальной с параметрами:  $d = 60$  мм;  $d_1 = 0$ ;  $\mu_1 = 0,3$ ;  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа; ступица (зубчатое колесо) стальная с параметрами:  $d_2 = 95$  мм;  $d = 60$  мм;  $\mu_2 = 0,3$ ;  $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, здесь условно принимают наружный диаметр  $d_2$  охватывающей детали равным диаметру ступицы зубчатого колеса.

Тогда по формулам (5), (6) коэффициенты

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{0}{60}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{60}\right)^2} - 0,3 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{60}{95}\right)^2}{1 - \left(\frac{60}{95}\right)^2} + 0,3 = 2,63.$$

При этих параметрах потребный расчетный теоретический натяг равен (4)

$$\delta = 10^3 \cdot 47,5 \cdot 60 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,63}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 45,2 \text{ мкм.}$$

6. Поправка на обмятие микронеровностей (4.9) составляет

$$u = 5,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2) = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм},$$

где  $Ra_1 = 0,8$ ,  $Ra_2 = 1,6$  согласно рис.17.

7. Температурную поправку  $\delta_t$  принимаем равной нулю. Минимальный натяг, требуемый для передачи заданной нагрузки, равен (11)

$$N_{max} = \delta + u + \delta_t = 45,2 + 13,2 + 0 = 58,4 \text{ мкм}.$$

8. Давление на поверхности контакта, при котором эквивалентные напряжения в ступице колеса достигают значения предела текучести материала ступицы  $\sigma_{T2} = 650$  МПа, находим по формуле (14)

$$[p]_{max} = 0,5 \cdot \sigma_T \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 650 \left[ 1 - \left( \frac{60}{95} \right)^2 \right] = 195,4 \text{ МПа}.$$

9. Расчетный натяг, соответствующий давлению  $[P]_{max}$ , т. е. натяг, при котором эквивалентные напряжения у внутренней поверхности ступицы достигнут предела текучести материала ступицы, составляет (13)

$$[\delta_{max}] = [P_{max}] \frac{\delta}{P} = 195,4 \frac{45,2}{47,5} = 185,9 \text{ мкм}.$$

10. Максимально допустимый натяг (12) по условию отсутствия зон пластических деформаций у охватывающей детали (ступице зубчатого колеса) равен

$$N_{max} = [\delta_{max}] + u = 185,9 + 13,2 = 199,1 \text{ мкм}$$

11. Для образования посадок принимаем систему отверстия. Допускаем вероятность появления (риск появления) больших и меньших натягов 0,14%, т.е. принимаем надежность  $P(t) = 0,9986$ . Условия пригодности посадки

$$N_{min} \geq N_{Pmin}; N_{Pmax} \leq N_{max}.$$

12. Из числа рекомендуемых стандартных посадок пригодна посадка  $\text{Ø} 60 \text{ H7/u7}$ , для которой вероятностный минимальный натяг  $N_{Pmin} = 66$  мкм больше минимального натяга, требуемого для передачи заданной нагрузки,  $N_{min} = 58,4$  мкм, а максимальный вероятностный натяг  $N_{Pmax} = 108$

мкм меньше максимального натяга по условию отсутствия пластических деформаций у ступицы колеса  $N_{\max} = 199,1$  мкм.

Прочность деталей соединения, в частности ступицы зубчатого колеса, проверять не надо, так как у выбранной посадки максимальный вероятностный натяг  $N_{\text{Иmin}} = 108$  мкм. При таком натяге эквивалентные напряжения в ступице будут меньше предела текучести, поскольку эквивалентные напряжения в ступице достигают предела текучести при натяге 199,1 мкм.

### ***Тема 5. Расчет шпоночных и шлицевых соединений***

***Решение задач производится в следующем порядке.***

1) По диаметру вала  $d$  определить размеры поперечного сечения шпонок или размеры и число зубьев шлицевого соединения.

2) Допускаемое напряжение смятия  $[\sigma_{\text{см}}]$  определяется пределом текучести  $\sigma_{\text{T}}$  и зависит от вида приложенной нагрузки и характеристик материалов контактирующих деталей. Значение  $[\sigma_{\text{см}}]$  выбирается в расчете на **наименее прочный материал** их тех, что находятся в контакте.

Тогда

$$[\sigma_{\text{см}}] = \sigma_{\text{T}} / [s], \quad (1)$$

где  $\sigma_{\text{T}}$  - предел текучести, МПа;  $[s]$  - коэффициент запаса.

При нереверсивной нагрузке, мало изменяющейся по величине, принимают коэффициент запаса  $[s] = 1,9 \dots 2,3$ , а при частых пусках и остановках -  $[s] = 2,9 \dots 3,5$ ; при реверсивной нагрузке коэффициент запаса повышают на 30%.

Допускаемые напряжения на срез для шпонок обычно принимают  $[\tau_{\text{ср}}] = 60 \dots 100$  МПа (меньшее значение принимают при динамических нагрузках).

Для шлицевых соединений фактические напряжения сильно зависят от координаты рассматриваемой точки на шлице и поэтому они оказываются значительно больше средних. Это обстоятельство можно учесть, если уменьшать допускаемые напряжения, увеличивая при этом коэффициенты запаса. При статической нагрузке допускаемые напряжения смятия можно принимать  $[\sigma_{см}] = 80 \dots 120$  МПа при твердости поверхности шлицев  $HВ \leq 350$  и  $[\sigma_{см}] = 120 \dots 200$  МПа при твердости поверхности шлицев  $HВ > 350$ . В случае подвижного соединения допускаемые напряжения уменьшают в два раза.

3) Проверить прочность элементов соединения в соответствии с видами разрушения.

а) Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение. Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры  $b$  и  $h$  принимают из таблицы Б4 и определяют расчетную длину  $l_p$  шпонки

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot [\sigma_{см}] \cdot (h - t_1)}. \quad (2)$$

Длину шпонки  $l = l_p + b$  выбирают из стандартного ряда. Длину ступицы  $l_{см}$  назначают на 8...10 мм больше длины шпонки. Если по результатам расчета шпоночного соединения получают длину ступицы  $l_{см} \geq 1,5d$ , то вместо шпоночного целесообразнее применить шлицевое соединение или соединение с натягом.

Причиной разрушения шпоночного соединения, помимо нормальных пластических деформаций, может быть пластический сдвиг (срез), вызванный наибольшими касательными напряжениями.

И тогда шпонки проверяют на срез

$$\tau_{ср} = \frac{F_t}{A} = \frac{2 \cdot T/d}{l_p \cdot b} \leq [\tau_{ср}]. \quad (3)$$



Однако если размеры поперечного сечения шпонки в зависимости от диаметра вала выбираются из нормального ряда, то выполнять такой расчет нет необходимости, так как условие прочности на срез выполняется автоматически.

б) *Сегментные шпонки.* Размеры сегментных шпонок рекомендуется выбирать в соответствии с данными таблицы. Расчет сегментных шпонок проводится в форме проверочного и выполняется по той же методике и по тем же формулам, что и расчет на сопротивление смятию для призматических шпоночных соединений.

Тогда

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}]. \quad (4)$$

Проверка соединения на срез осуществляется по формуле (3), принимая при этом  $l_p = l$ .

в) *Штифтовые соединения.*

Диаметр  $d_{ш}$  и расчетную длину штифта (цилиндрической шпонки)  $l_p$  в первом приближении принимают по соотношениям в зависимости от диаметра вала  $d$ :

$$d_{ш} \approx (0,13 \dots 0,16)d; \quad l_p \approx (3 \dots 4)d_{ш} \quad (5)$$

и уточняют по ГОСТ.

- *штифт расположен параллельно оси вращения* соединение при этом обеспечивает передачу момента вращения  $T$ .

При нагружении внешним моментом в продольном сечении штифта появляются касательные напряжения, которые не могут превышать предела текучести при сдвиге.

Условие прочности на сопротивление срезу для осевого штифтового соединения можно записать как

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot d_{ш} \cdot l_p} \leq [\tau_{ср}]. \quad (6)$$

Условие отсутствия на поверхности контакта пластических деформаций (смятия), вызванных нормальными напряжениями, записывается в виде

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} = \frac{\frac{2 \cdot T}{d}}{l_{ш} \cdot \frac{1}{2} \cdot d_{ш}} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_{ш} \cdot d_{ш}} \leq [\sigma_{см}] \quad (7)$$

По указанным формулам можно определить длину шпонки, задавшись ее диаметром, или задавшись ее длиной, найти диаметр шпонки.

*- штифт установлен в радиальном направлении.*

Здесь каждая поверхность среза представляет собой круг. Как уже было сказано выше, в момент среза на этих поверхностях действуют касательные напряжения, равные пределу текучести при сдвиге. Тогда условие прочности на сопротивление срезу имеет вид

$$\tau_{ср} = \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d \cdot d_{ш}^2 \cdot i} \leq [\tau_{ср}]. \quad (8)$$

где  $i$  - число поверхностей среза.

*в) Шлицевые соединения.*

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия  $\sigma_{см}$ . Это позволяет рассматривать  $\sigma_{см}$  как обобщенный критерий расчета и на смятие и на износ, принимая при этом  $[\sigma_{см}]$  на основе опыта эксплуатации подобных конструкций. Такой расчет будет называться упрощенным расчетом по обобщенному критерию.

При проектировочном расчете шлицевых соединений после выбора размеров сечения зубьев по стандарту определяют длину зубьев  $l$  из условия прочности по напряжениям смятия

$$\sigma_{сМ} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_3}{z \cdot h \cdot d_m \cdot l} \leq [\sigma_{сМ}], \quad (9)$$

где  $K_3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (зависит от точности изготовления и условий работы),  $K_3 = 1,1 \dots 1,5$ .

Геометрические размеры шлица вычисляют в зависимости от шлицевого соединения. Так для прямоугольных шлицев

$$d_m = \frac{D + d}{2}, \quad h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f; \quad (10)$$

для эвольвентных

$$d_m = m \cdot z, \quad h = m. \quad (11)$$

Если получается, что  $l > 1,5d$ , то изменяют размеры, термообработку или принимают другой вид соединения.

Длину ступицы принимают  $l_{ст} = l + 4 \dots 6$  мм и более в зависимости от конструкции соединения.

### *Примеры решения задач при расчете шпоночных и шлицевых соединений*

**Пример 1.** Выбрать по стандарту призматическую шпонку для соединения шестерни с валом  $d = 55$  мм (рис.18). Материал шестерни - Сталь 40Х, материал шпонки - Сталь 45, длина ступицы  $l_{ст} = 72$  мм, передаваемый момент  $T = 500$  Нм при постоянной реверсивной нагрузке.

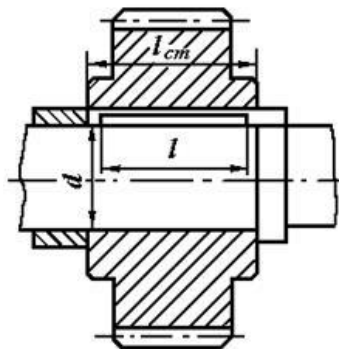


Рис. 18. Шестерня, закрепленная на валу призматической шпонкой

## Решение

1. Согласно стандарту, на призматические шпонки выбираем шпонку со следующими размерами:  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $t_1 = 6$  мм. Учитывая длину ступицы определяем длину шпонки (см. п. 2, а)  $l = l_{ст} - 10$  мм = 62 мм, затем из стандартного ряда выбираем длину шпонки  $l = 63$  мм; расчетная длина

$$l_p = l_p - b = 63 - 16 = 47 \text{ мм.}$$

Принята «Шпонка 16×10×63 ГОСТ 23360 – 78».

2. Находим допускаемое напряжение смятия. Для материала шпонки – Сталь 45 (по заданию)  $\sigma_T = 290$  МПа допускаемый коэффициент запаса прочности  $[s] = 2,5$

$$[\sigma_{см}] = \sigma_T / [s] = 290 / 2,5 = 116 \text{ МПа.}$$

3. Проверяем соединение на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 500 \cdot 10^3}{55 \cdot (10 - 6) \cdot 47} = 96,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 116 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

**Пример 2.** Подобрать шлицевое соединение для блока шестерен с валом коробки передач (рис.18). Расчетный диаметр вала  $d = 35$  мм, рабочая длина ступицы блока  $l_p = 65$  мм. Соединение передает  $T = 200$  Нм при спокойной нагрузке. Материал вала - Сталь 45 ( $\sigma_T = 290$  МПа), материал блока зубчатых колес – Сталь 40Х ( $\sigma_T = 600$  МПа). Рабочие поверхности зубьев закалены ( $HV \geq 350$ ). Блок шестерен переключается не под нагрузкой.

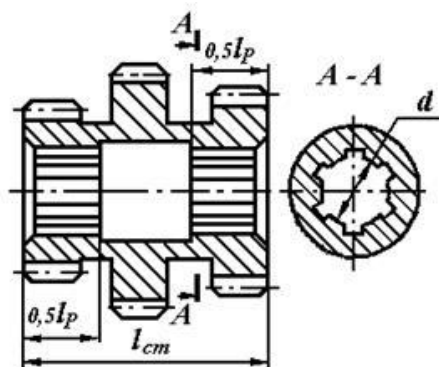


Рис. 19. Шлицевое соединение блока шестерен с валом коробки передач

### **Решение.**

1. Выбираем прямобоочное шлицевое соединение как наиболее распространенное. Для закаленных зубьев принимаем центрирование по внутреннему диаметру.

2. По таблице находим размеры соединения по средней серии, которая рекомендуется при перемещении ступиц не под нагрузкой. Для диаметра вала  $d = 35$  мм,  $z \times d \times D = 8 \times 36 \times 42$  мм;  $f = 0,4$  мм.

3. Для подвижного соединения при спокойной нагрузке принимаем  $[\sigma_{см}] = 80$  МПа (см. п. 2).

4. Геометрические размеры шлица вычисляют по формуле (10)

$$d_m = (D - d)/2 = (42 - 36)/2 = 39 \text{ мм,}$$
$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f = \frac{42 - 36}{2} - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм.}$$

По формуле (9) расчетное условное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_3}{z \cdot h \cdot d_m \cdot l} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 200 \cdot 1,3}{8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 65} = 11,65 \text{ МПа,}$$

что удовлетворяет условию  $\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$ .

### **Тема 6. Расчет силовых винтов**

При расчете силовых винтов необходимо обратить внимание на то, что усилие на винт  $F_B$  в явном виде не задано, а его необходимо определить из уравнения равновесия клина  $\Sigma X=0$  (рис.20).

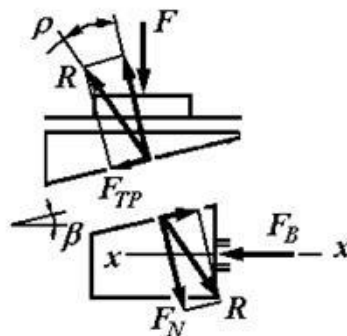


Рис. 20. Схема нагрузки на винт

Сила  $F$ , действующая со стороны груза, уравнивается силой нормального давления  $F_N$  и силой трения  $F_{тр}$ . Равнодействующая реакция  $R$  на стыке ползунов отклонена от нормали на угол трения  $r$ . Проецируя равнодействующую  $R$  на направление  $x-x$  получим силу, которая приложена к винту

$$F_B = R \cdot \sin(\beta + \rho) = F \cdot \sin(\beta + \rho) / \cos(\beta + \rho) = F \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho)$$

Теперь можно перейти к расчету передачи винт-гайка по стандартной методике

1) *Назначают материалы* для изготовления винта и гайки или принимают в соответствие с заданием. Механические характеристики материалов приведены в справочных данных.

2) *Определяют допускаемые напряжения*  $[\sigma_p]$ ,  $[\sigma_{сж}]$  для материала винта,  $[\sigma_p]$ ,  $[\sigma_{см}]$ ,  $[\tau_c]$  - для материала гайки,

Допускаемое напряжение  $[\sigma_p]$  на растяжение или сжатие стальных винтов вычисляют, назначая коэффициент запаса  $[s] = 2,5 \dots 3,0$ .

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s], \quad (1)$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести основного металла.

Допускаемые напряжения для материала гайки обычно принимают следующими:

- на смятие бронзовой (чугунной) гайки по чугуну или стали  $[\sigma_{см}] = 42 \dots 55$  МПа;

- на растяжение: для бронзы  $[\sigma_p] = 34 \dots 44$  МПа, для чугуна  $[\sigma_p] = 20 \dots 24$  МПа.

3) *Принимают допускаемое давление*  $[q]$  между витками резьбы винта и гайки. Для пар трения: сталь по чугуну  $[q] = 5 \dots 6$  МПа, сталь по бронзе  $[q] = 8 \dots 10$  МПа, закаленная сталь по бронзе  $[q] = 10 \dots 12$  МПа.

4) *Задаем (или задано в условии задачи) профилем резьбы и относительной рабочей высотой профиля  $\psi_h$ , учитывая величину и направление осевой нагрузки. Так для прямоугольной и трапецеидальной резьбы  $\psi_h = 0,5$ ; для упорной  $\psi_h = 0,75$ ; для треугольной  $\psi_h = 0,541$ .*

5) *Выбираем конструкцию гайки - цельная, разъемная - и принимаем коэффициент высоты гайки: для цельных гаек  $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ ; для разъемных -  $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$  (большие значения для резьб меньших диаметров).*

6) *Определяем средний диаметр резьбы из условия износостойкости*

$$d_2 \geq \sqrt{F / (\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [q])}, \quad (2)$$

по которому подбирают ближайшие стандартные значения параметров резьбы – диаметры: внутренний  $d_1$ , средний  $d_2$ , наружный  $d$ , шаг  $P$ .

Резьба, параметры которой определены из расчета на износостойкость, обычно имеет избыточный запас прочности на срез, поэтому резьбу винта и гайки на срез обычно не проверяют.

7) *Определяется угол подъема винтовой линии  $\psi$  и проверяется условие самоторможения*

$$\operatorname{tg} \psi = n \cdot P / (\pi \cdot d_2), \quad (3)$$

$$\psi < \rho, \quad (4)$$

где  $n$  – число заходов резьбы;  $\rho = \operatorname{arctg} f$  - угол трения;  $f$  - коэффициент трения скольжения (таблица 8)

*Таблица 8. Коэффициенты трения скольжения*

|  |              |
|--|--------------|
| Сталь по стали (в масле)                         | 0,04... 0,05 |
| Сталь по стали или чугуну (всухую)               | 0,15... 0,18 |
| Текстолит, ретинакс по чугуну или стали (всухую) | 0,30... 0,35 |
| Металлокерамика по стали (всухую)                | 0,30... 0,35 |
| Сталь по бронзе (периодическое смазывание)       | 0,08... 0,10 |

8) Определяются расчетные и конструктивные размеры гайки.

а) Высота гайки

$$H_{\Gamma} = \psi_H \cdot d_2. \quad (5)$$

б) Число витков гайки определяют, учитывая неравномерность распределения осевой нагрузки по виткам резьбы, выдерживая условие

$$z = \frac{H_{\Gamma}}{P} \leq 10 \dots 12. \quad (6)$$

в) Наружный диаметр  $D$  определяется из условия ее прочности на растяжение и кручение:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{4 \cdot F_{\text{РАСЧ}}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \leq [\sigma_p], \quad (7)$$

где  $F_{\text{РАСЧ}} = 1,3 \cdot F$ ;  $d$  - наружный диаметр резьбы.

Отсюда

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2}, \quad (8)$$

г) Диаметр бурта гайки

$$D_B = (1,25 \dots 1,35) \cdot D. \quad (9)$$

9) Винт проверяется на прочность. Этот расчет выполняется как проверочный. Так как тело винта одновременно подвергается сжатию (или растяжению) и кручению, то, согласно энергетической теории, условие прочности винта записывается так:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{сж}}^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma_p] \quad (10)$$

Здесь

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (11)$$

где  $F$  - осевая сила;  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы;

$$\tau = T_p / (0,2d_1^3); \quad (12)$$



где  $T_P$  - момент сил в резьбе.

Приближенно можно провести проверочный расчет винта на прочность по расчетной осевой силе  $F_{РАСЧ}=1,3F$  (см. расчет затянутых болтов) по условию

$$\sigma_{ЭКВ} = \frac{4 \cdot F_{РАСЧ}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (13)$$

10) Проводится расчет винта на устойчивость. Этот расчет также выполняется как проверочный для работающих на сжатие длинных винтов. Условие устойчивости имеет вид

$$\sigma_{СЖ} = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \varphi \cdot [\sigma_{СЖ}]. \quad (14)$$

Здесь  $\varphi$  - коэффициент продольного изгиба, зависящий от материала винта и гибкости  $\lambda$  стержня (таблица 9). Гибкость стержня можно определить по формуле

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}, \quad (15)$$

где  $\mu$  - коэффициент приведения длины (для двухопорных винтов  $\mu = 1$ ; если опорной является гайка, то  $\mu = 2$ );  $l$  - расчетная длина винта (для двухопорных винтов - расстояние между опорами; если опорой является гайка, то расстояние от середины гайки до свободного конца  $l = l_0 - H_T/2$ );  $i$  - радиус инерции сечения (для винта  $i = d_1/4$ ).

Таблица 9. Значения коэффициента продольного изгиба

| $\mu l_P / i$ | 0    | 30   | 50   | 60   | 70   | 80   | 90   | 100  | 120  | 140  | 160  |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\varphi$     | 1,00 | 0,91 | 0,86 | 0,82 | 0,76 | 0,70 | 0,62 | 0,51 | 0,37 | 0,29 | 0,24 |
|               | 1,00 | 0,91 | 0,83 | 0,79 | 0,72 | 0,65 | 0,55 | 0,43 | 0,30 | 0,23 | 0,19 |

Примечание: Нижние значения  $\varphi$  относятся к сталям повышенного качества.

11) Определяется длина рукоятки. Усилие, прикладываемое на рукоятке винтового механизма, должно обеспечивать преодоление момента сил трения в резьбе

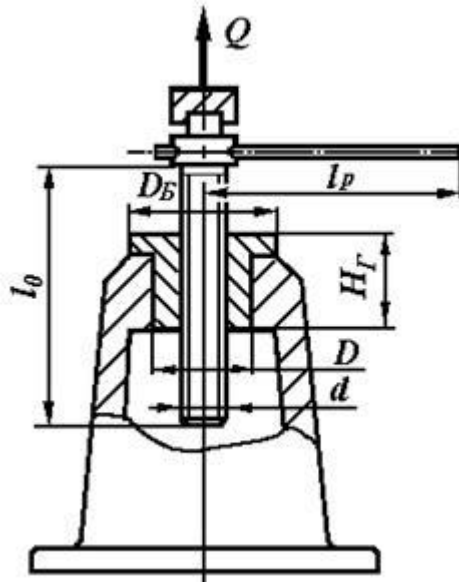
$$T_p = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho) \frac{d_2}{2}. \quad (16)$$

Длину рукоятки определим из равенства моментов силы трения в резьбе и усилия, приложенного к рукоятке, приняв при этом усилие рабочего на рукоятку  $F_p = 200$  Н, тогда

$$T_p = l_p \cdot F_p, \text{ откуда } l_p = T_p / F_p. \quad (17)$$

### **Примеры решения задач на расчет силовых винтов**

**Пример 1.** Рассчитать основные параметры ручного домкрата (рис.21) грузоподъемностью  $Q = 50$  кН. Длина винта  $l_0 = 500$  мм, его материал - сталь 45, материал гайки - серый чугун СЧ18. Резьба трапецеидальная.



*Рис. 21. Ручной домкрат*

### **Решение**

#### **1. Расчет винта**

1.1. Вес груза  $Q$  сжимает винт таким же по величине усилием, т.е.  $F = Q$ . Для обеспечения самоторможения принимаем однозаходную резьбу.

1.2. По условию износостойкости (2) резьбы определяем ее средний диаметр  $d_2$ , приняв  $\psi_h = 0,5$ ,  $\psi_H = 2,5$ ; допускаемое давление в резьбе  $[q] = 6$  МПа (см. п.п. 3, 4, 5)

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [q]}} = \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 2,5 \cdot 0,5 \cdot 6}} = 46 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартную трапецеидальную (по заданию) резьбу винта с параметрами: наружный диаметр  $d = 50$  мм, внутренний диаметр  $d_1 = 41$  мм, средний диаметр  $d_2 = 46$  мм, шаг резьбы  $p = 8$  мм.

1.3. Определяем угол подъема резьбы  $\psi$  на среднем диаметре (3) и проверяем наличие самоторможения (4), приняв по таблице 21 коэффициент трения  $f = 0,15$  (угол трения  $\rho = 8,53^\circ$ )

$$\operatorname{tg} \psi = n \cdot p / (\pi \cdot d_2) = 1 \cdot 8 / (\pi \cdot 46) = 0,0546; \text{ тогда } \psi \approx 3,17^\circ.$$

Условие самоторможения соблюдено, так как  $\rho > \psi$ .

1.4. Проверка винта на прочность. Принимая допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma_p] = 90$  МПа, определяем напряжение (7)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{4 \cdot F_{\text{РАСЧ}}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 41^2} = 48,6 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 90 \text{ МПа.}$$

Прочность винта обеспечена.

1.5. Проверка винта на устойчивость. Расчетная длина винта  $l_p$  (при высоте гайки (5)  $H_\Gamma = \psi_H \cdot D_2 = 2,5 \cdot 46 = 115$  мм) равна

$$l_p = l_0 - \frac{H_\Gamma}{2} = 500 - \frac{115}{2} \approx 443 \text{ мм.}$$

Тогда гибкость винта (при  $\mu = 2$ ;  $i = d_1/4 = 41 / 4 = 10,25$  мм) будет равна (15)

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l_p}{i} = \frac{2 \cdot 443}{10,25} \approx 85.$$

1.6. По таблице 28 находим коэффициент продольного изгиба  $\varphi = 0,6$ .

Тогда, приняв по (1)

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа,}$$

будем иметь по (14)

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 41^2} = 37,4 \text{ МПа} < \varphi[\sigma_{\text{сж}}] = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ МПа.}$$

Устойчивость винта обеспечена.

## 2. Расчет гайки

2.1. Определим ее наружный диаметр  $D$  гайки по формуле (8), приняв  $[\sigma_p] = 22 \text{ МПа}$ , тогда:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 22} + 50^2} = 79,1 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D = 80 \text{ мм}$ .

2.2. Диаметр бурта  $D_B$  определяем по эмпирической зависимости (9)

$$D_B = 1,35 D = 1,35 \cdot 80 = 108 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D_B = 110 \text{ мм}$ .

2.3. Выполним проверку бурта на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\pi/4 (D_B^2 - D^2)} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot (110^2 - 80^2)} = 11,17 \text{ МПа,}$$

что значительно меньше допускаемого напряжения  $[\sigma_{\text{см}}] = 90 \text{ МПа}$ .

## 3. Расчет рукоятки

3.1. Момент сил трения в резьбе по формуле (16)

$$T_p = F \cdot \text{tg}(\psi + \rho) \frac{d_2}{2} = 50 \cdot 10^3 \text{tg}(3,17^\circ + 8,53^\circ) \frac{46}{2} = 238153 \text{ Нмм.}$$

3.2. Длина рукоятки по формуле (17)

$$l_p = \frac{T_p}{F_p} = \frac{238153}{200} = 1191 \text{ мм.}$$

Примем длину рукоятки равной 1190 мм.

**Пример 2.** Рассчитать винт и гайку домкрата (рис.22) грузоподъемностью  $Q=1 \cdot 10^3$  Н с высотой подъема  $l_0 = 0,5$  м.

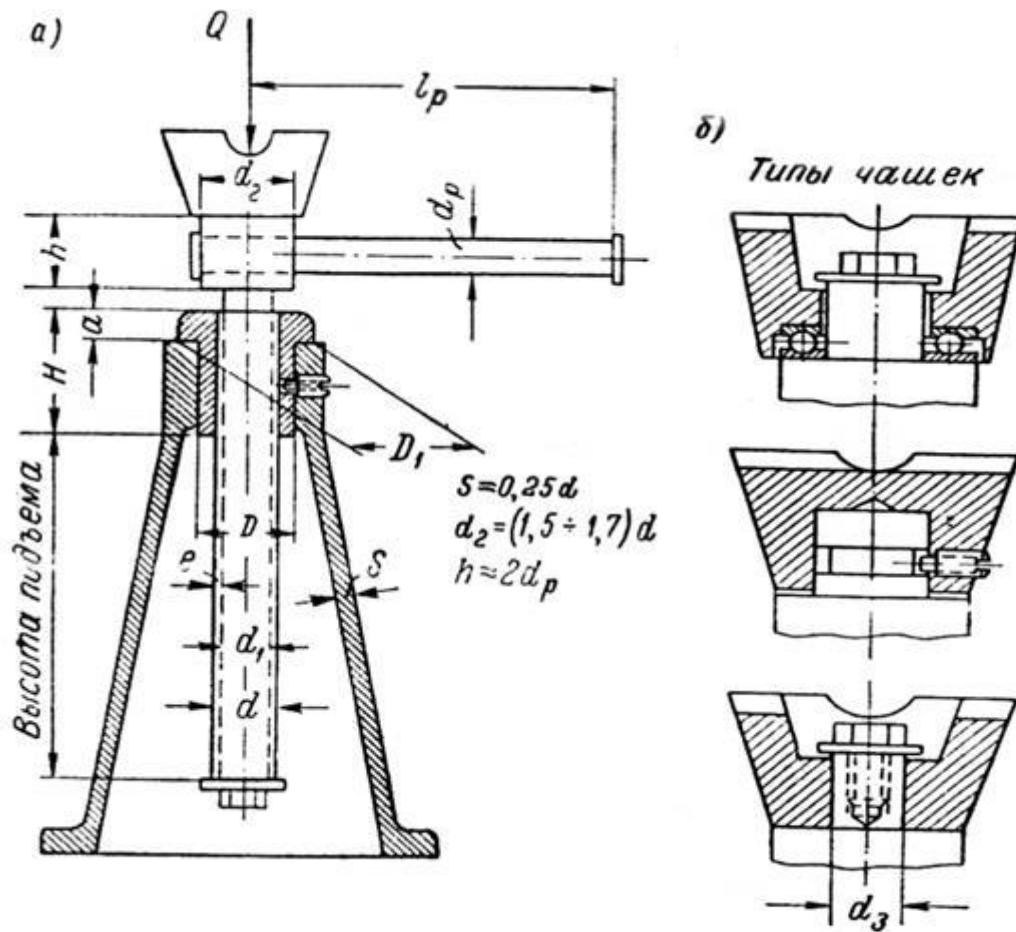


Рис. 22. Винтовой домкрат

### Решение

Предварительное определение внутреннего диаметра винта из условия прочности

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot Q}{\pi [\sigma]}}$$

Для стали Ст.5 можно принять  $[\sigma] = 80$  МПа, тогда при  $\beta = 1,3$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14}} = 45,5 \text{ мм.}$$

Выбор резьбы винта.

По ГОСТ 9484-80 принимаем резьбу с ближайшим большим  $d$ :  $d = 60$  мм;  $d_1 = 51$  мм;  $S = 8$  мм.

Резьба с  $d_1 = 46$  мм и  $d = 55$  мм не рекомендована к применению (размер 55 поставлен в скобках).

- Проверка винта на совместное действие сжатия и кручения:

а) Максимальное касательное напряжение в поперечном винте при действии момента

$$M_p = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')$$

Средний диаметр винта

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{60 + 51}{2} = 55,5 \text{ мм.}$$

Угол подъема резьбы

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi d_{cp}} = \frac{8}{3,14 \cdot 55,5} = 0,0465; \quad \lambda = 2^\circ 40'.$$

Принимая далее в запас прочности наибольшее возможное значение коэффициента трения  $f=0,18$ , находим приведенный угол трения  $\rho'$ :

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,18}{\cos 15^\circ} = \operatorname{arctg} 0,187 = 10^\circ 40'$$

и тогда

$$M_p = 100 \cdot 10^3 \frac{55,5}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 40' + 10^\circ 40') = 655 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

Максимальное касательное напряжение

$$\tau_k \approx \frac{M_p}{0,2 \cdot d_1^2} = \frac{655 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,051^2} = 24,8 \text{ МПа.}$$

б) Напряжение сжатия

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,051^2} = 49 \text{ МПа.}$$

в) Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{49^2 + 3 \cdot 24,8^2} = 65 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 65 \text{ МПа} < [\sigma] = 80 \text{ МПа.}$$

- Расчет резьбы на износ и определение необходимой высоты гайки

$$z \geq \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) [\rho]}$$

Примем для пары стальной винт–гайка из бронзы ОЦС-5-5-5, допускаемое давление  $[\rho]=10$  МПа.

Тогда

$$z = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (60^2 - 51^2) 10} = 12,7.$$

Однако вследствие неравномерности распределения нагрузки между витками, не рекомендуется  $Z > 10$ . Поэтому для уменьшения требуемого числа витков переходим к следующему большему размеру резьбы:

$$d = 70 \text{ мм}; \quad d_1 = 59 \text{ мм}; \quad S = 10 \text{ мм.}$$

Тогда

$$z = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (70^2 - 59^2) 10} = 9,1.$$

Принимаем  $z = 10$  витков.

Пересчитываем также величину  $M_p$ :

$$d_2 = \frac{70 + 59}{2} = 64,5 \text{ мм}$$

$$tg \lambda = \frac{10}{3,14 \cdot 64,5} = 0,0495; \quad \lambda = 2^\circ 50';$$

$$M_p = 100 \cdot 10^3 \frac{64,5}{2} tg(2^\circ 50' + 10^\circ 40') = 770 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

Высота гайки

$$H = S_z = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм.}$$

- Проверка винта на устойчивость.

Определяем гибкость винта при его расчетной длине

$$l = l_0 + \frac{H}{2} = 500 + \frac{100}{2} = 550 \text{ мм};$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot \mu \cdot l}{d_1} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 550}{59} = 74,4 < \lambda_{\text{пред.}}$$

Определяем критическую силу по формуле Тетмайера – Ясинского

$$Q_{\text{кр}} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} (a - b\lambda) = \frac{3,14 \cdot 59^2}{4} (350 - 1,15 \cdot 74,4) = 720 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Коэффициент запаса устойчивости

$$n_y = \frac{Q_{\text{кр}}}{Q} = \frac{720}{100} = 7,2 > [n_y].$$

- Наружный диаметр тела гайки  $D$  находим из условия прочности на растяжение, принимая  $[\sigma_p] = 40$  МПа,

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot \beta \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \leq [\sigma_p],$$

Откуда

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot Q}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 40} + 70^2} = 100 \text{ мм.}$$

- Определение размеров рукоятки домкрата.

Найдем сначала величину момента  $M_{\text{вр}}$ , который требуется для подъема груза, преодоления трения в резьбе и на опорной поверхности чашки:

$$M_{\text{сп}} = M_p + M_{\text{он}},$$

где  $M_{\text{вр}}$  - момент на рукоятке домкрата;  $M_p$  - момент в резьбе (в данном случае  $M_p = 770 \cdot 10^3$  Нмм);  $M_{\text{он}}$  - момент, необходимый для преодоления трения на опорной поверхности:

$$M_{\text{он}} \approx Q \cdot f \frac{d_2 + d_3}{4},$$

$f$  - коэффициент трения стали по стали;  $\frac{(d_2 + d_3)}{4}$  - средний радиус кольцевой поверхности трения между винтом и чашкой.



Принимаем

$$f = 0,2; \quad d_3 = \frac{d_2}{2} = 0,8d; \quad d_2 = 1,6d.$$

Получаем

$$M_{он} \approx Qf \frac{d_2 + d_3}{4} = 100 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,8d + 1,6d}{4} = 100 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot \frac{2,4 \cdot 70}{4} = 680 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

Тогда

$$M_{вп} = M_p + M_{он} = 770 \cdot 10^3 + 680 \cdot 10^3 = 1450 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

Этот момент должен быть создан усилием рабочего

$$M_{вп} = P \cdot l_p.$$

Усилие одного рабочего не должно превышать 200-400 Н (меньшая величина – при продолжительной работе); тогда

$$l_p = \frac{M_{вп}}{P} = \frac{1450 \cdot 10^3}{400} = 3600 \text{ мм.}$$

Это недопустимо много. Принимаем, что подъем груза производят двое рабочих

$$l_p = \frac{1450 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 2 \cdot 400} = 2000 \text{ мм} > l_{max} = 1500 \text{ мм}$$

(коэффициент 0,9 учитывает уменьшение усилия из-за неудобства совместной работы).

Следовательно, нужно изменить конструкцию чашки, установив её на упорный подшипник. Тогда величина  $M_{он}$  будет пренебрежительно мала и  $l_p$  получит значение

$$l_p = \frac{770 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 2 \cdot 400} = 1070 \text{ мм.}$$

Диаметр рукоятки определяем из расчета на изгиб при  $[\sigma_u] = 160 \text{ Н/мм}^2$ .

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1 \cdot [\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,9 \cdot 400 \cdot 1,07 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 160}} = 36 \text{ мм.}$$

## **Тема 7. Кинематический и силовой расчет передаточного механизма**

Решение задач можно вести в следующем порядке.

1) *Определяют передаточные отношения передач*; под **передаточным отношением** и понимается отношение угловых скоростей на ведущем и ведомом колесах (валах) передачи. Помимо этого передаточное отношение передачи можно определить

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

2) *Вычисляют частоту вращения и угловую скорость* на всех валах привода; зная передаточное отношение и опираясь на (1), можно вычислить угловую скорость

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{1-2}}, \quad (2)$$

и так далее для каждого вала привода.

Угловую скорость  $\omega$ , *рад/с*, не всегда удобно использовать как характеристику скорости вращательного движения. Многие каталоги и рекомендации в технике для этого применяют *частоту вращения  $n$ , об/мин*. Угловая скорость и частота вращения связаны соотношением

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad (3)$$

3) *Вычисляют мощность на валах привода*;

мощность вращательного движения  $P$ , *Вт*, уменьшается пропорционально к.п.д. механических устройств, служащих для передачи движения с вала на вал

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{п}}, \quad (4)$$

здесь  $\eta_1$  - к.п.д. передачи;

$\eta_{\text{п}}$  - к.п.д. пары подшипников (опор) вала.

4) *Определяют величину вращающего момента на валах привода;* момент вращения -  $T$ , Нм. Если мощность  $P$  выражается в киловаттах, кВт, то

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \quad (5)$$

или

$$T = 9550 \frac{P}{n}. \quad (6)$$

5) *Определяют общий к.п.д. и общее передаточное отношение привода.*

Как известно, передаточное отношение кинематической цепи, состоящей из  $N$  последовательно установленных пар, равно произведению передаточных отношений этих пар

$$u = u_{1-2} \cdot u_{2-3} \cdot u_{3-4} \cdot u_N. \quad (7)$$

Общий к.п.д. привода при последовательном соединении механизмов и устройств также определяется произведением частных к.п.д.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \dots \cdot \eta_N. \quad (8)$$

### ***Пример выполнения кинематического и силового расчета***

***Пример.*** Определить передаточное отношение между входными и выходными звеньями и каждой передачи в отдельности; угловую скорость, число оборотов, мощность и крутящий момент каждого вала; общий коэффициент полезного действия двухступенчатой передачи, изображенной на рис.23.

Числа зубьев колес соответствующих передач:  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 100$ ;  $z_3 = 24$ ;  $z_4 = 96$ ; к.п.д. зубчатой цилиндрической передачи  $\eta_u = 0,97$ ; к.п.д., учитывающий потери в опорах одного вала,  $\eta_n = 0,99$ ; полезная мощность,

подводимая к первому валу  $P = 10 \text{ кВт}$ ; скорость вращения первого вала  $\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$ .

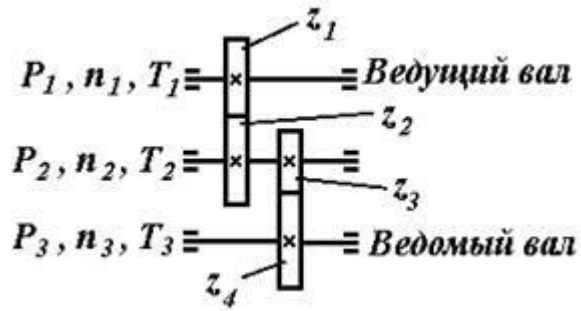


Рис. 23. Передаточный механизм

**Решение**

1. Передаточные отношения передач по формуле (1)

$$u_1 = z_2 / z_1 = 100 / 20 = 5;$$

$$u_2 = z_4 / z_3 = 96 / 24 = 4,$$

тогда общее передаточное отношение двухступенчатой передачи согласно формуле (7)

$$u = u_1 \cdot u_2 = 5 \cdot 4 = 20.$$

2. Определяем угловые скорости и частоты вращения валов по формулам (2) и (3)

$$\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u_1 = 100 / 5 = 20 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_2 = 20 / 4 = 5 \text{ с}^{-1};$$

$$n_1 = (30 \cdot \omega_1) / \pi = (30 \cdot 100) / 3,14 = 955,414 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = (30 \cdot \omega_2) / \pi = (30 \cdot 20) / 3,14 = 191,08 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = (30 \cdot \omega_3) / \pi = (30 \cdot 5) / 3,14 = 47,77 \text{ об/мин}.$$

3. Мощности на валах передаточного механизма согласно формуле (4)

$$P_1 = 10 \cdot \eta_{\text{п}} = 10 \cdot 0,99 = 9,9 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{п}} = 9,9 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,507 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{п}} = 9,507 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,13 \text{ кВт}.$$

4. Моменты на валах передаточного механизма по (5) или (6)

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 9,9 \cdot 10^3 / 100 = 99 \text{ Нм};$$

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 9,507 \cdot 10^3 / 20 = 475,35 \text{ Нм};$$

$$T_3 = P_3 / \omega_3 = 9,13 \cdot 10^3 / 5 = 1826 \text{ Нм}.$$

5. Общий к.п.д. передаточного механизма согласно формуле (8)

$$\eta = \eta_{\text{ш}}^3 \cdot \eta_{\text{п}}^2 = 0,99^3 \cdot 0,97^2 = 0,913.$$



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
**«Дальневосточный федеральный университет»**  
(ДФУ)

---

---

**Инженерная школа**

**ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ**

**по дисциплине «Детали механизмов и машин»**

**Специальность 24.05.07 Самолёто- и вертолётостроение**

**специализация «Самолетостроение»**

**Форма подготовки очная/заочная**

**Владивосток**

**2020**

## Паспорт ФОС

### по дисциплине «Детали механизмов и машин»

| Код и формулировка компетенции   | Этапы формирования компетенции |   |
|--|--------------------------------|---|
| ОПК-2 способность к самообразованию и использованию в практической деятельности новых знаний и умений  | Знает                          | основные этапы процессов проектирования и конструирования изделий машиностроения; требования, предъявляемые к деталям машин при их проектировании; основы взаимозаменяемости деталей машин; все виды машиностроительных материалов и их основные свойства; нормы единой системы конструкторской документации                        |
|  | Умеет                          | создавать и формировать техническую документацию на всех этапах проектирования; читать сборочные чертежи; назначать допуски и посадки в соединениях деталей машин; осуществлять требуемый выбор машиностроительных материалов;  |
|  | Владеет                        | навыками проектирования и конструирования в компьютерных графических приложениях; навыками создания 3D моделей;   |
| ОПК-4 способность организовывать свой труд и самостоятельно оценивать результаты своей профессиональной деятельности, владеть навыками самостоятельной работы, в том числе в сфере проведения научных исследований | Знает                          | порядок проектирования машин; основные критерии оценки работоспособности деталей и машин в целом, основы расчета и конструирования деталей и узлов машин; типовые конструкции деталей и узлов машин, основы автоматизации расчетов и конструирования деталей и узлов машин, элементы машинной графики и оптимизации проектирования. |
|  | Умеет                          | определять основные размеры детали; установить степень точности изготовления детали и шероховатость поверхности   |
|  | Владеет                        | умением выбрать оптимальный способ соединения деталей; умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий   |
| ПК-1 готовность к решению сложных инженерных задач с использованием базы знаний математических и естественнонаучных дисциплин  | Знает                          | общие сведения о деталях машин и истории развития их конструкций;   |
|  | Умеет                          | анализировать условия работы конкретных деталей, узлов и машин и обосновать основные требования, которым должны они отвечать, выбирать рациональный метод расчета конкретной детали или узла, выбирать оптимальную форму и способ крепления детали;   |

|  |         |   |
|--|---------|---|
|  | Владеет | умением, исходя из анализа конкретных условий эксплуатации машины, формулировать требования, предъявляемые к деталям и машинам, методами расчета деталей машин; |
|--|---------|---|

| № п/п | Контролируемые модули /разделы /темы дисциплины  | Коды и этапы формирования элементов компетенций | Оценочные средства-наименование  |   |   |
|-------|--|---|--|---|---|
|       |  |   | текущий контроль   | промежуточная аттестация                      |   |
| 1     | Модуль 1<br>«Общие вопросы расчета и проектирования деталей машин, узлов и механизмов» | ОПК-2   | <i>знает:</i> общие сведения о деталях машин и истории развития их конструкций; порядок проектирования машин; основные критерии оценки работоспособности деталей и машин в целом | собеседование УО-1                            | <b>экзамен</b><br>вопросы: 1, 2, 3                      |
|       |  |   | <i>умеет:</i> анализировать условия работы конкретных деталей, узлов и машин и обосновать основные требования, которым должны они отвечать                                       | собеседование УО-1, тест ПР-1, КП – ПР-5      | <b>экзамен</b><br>вопросы: 2, 3<br>Задание № 5          |
|       |  |   | <i>владеет:</i> умением, исходя из анализа конкретных условий эксплуатации машины, формулировать требования, предъявляемые к деталям и машинам                                   | собеседование УО-1, тест ПР-1, КП-ПР-5, ПР-11 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 2<br>Задание № 5             |
| 2     | Модуль 2<br>«Соединения деталей и узлов машин»   | ОПК-4   | <i>знает:</i> основы расчета и конструирования деталей и узлов машин; типовые конструкции деталей и узлов машин  | собеседование УО-1, ПР-11, тест ПР-1          | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-29<br>Задание № 1, 2, 3, 4 |
|       |  |   | <i>умеет:</i> выбирать рациональный метод расчета конкретной детали или узла   | тест ПР-1                                     | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-29                         |
|       |  |   | <i>владеет:</i> методами расчета деталей машин; умением выбрать оптимальный способ соединения деталей;   | тест ПР-1                                     | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-29                         |
| 3     | Модуль 3<br>«Механические передачи»  | ПК-1  | <i>знает:</i> основы автоматизации расчетов и конструирование деталей и узлов машин, элементы машинной графики и оптимизации проектирования;                                     | тест ПР-1, КП – ПР-5                          | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-28<br>Задание № 5          |
|       |  |   | <i>умеет:</i> обосновать выбор материала для той или иной детали   | тест ПР-1, КП – ПР-5                          | <b>экзамен</b><br>вопросы: 24, 29<br>Задание № 5        |
|       |  |   | <i>владеет:</i> умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий   | тест ПР-1, КП – ПР-5                          | <b>экзамен</b><br>вопросы: 16-23<br>Задание № 5         |
| 4     | Модуль 4<br>«Поддерживающие и несущие детали»  | ПК-1  | <i>знает:</i> основы расчета и конструирования деталей и узлов машин; типовые конструкции деталей и узлов машин  | собеседование УО-1, тест ПР-1, ПР-11          | <b>экзамен</b><br>вопросы: 4-28<br>Задание № 1, 2, 3, 4 |
|       |  |   | <i>умеет:</i> выбирать оптимальную форму и   | тест ПР-                                      | <b>экзамен</b>  |



|  |                     |  |                      |   |
|--|---------------------|--|----------------------|---|
|  | механизмов и машин» | способ крепления детали; определять основные размеры детали; установить степень точности изготовления детали и шероховатость поверхности | 1, КП – ПР-5         | вопросы: 4-28<br>Задание № 5                    |
|  |                     | умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий                   | тест ПР-1, КП – ПР-5 | <b>экзамен</b><br>вопросы: 16-23<br>Задание № 5 |

### Шкала оценивания уровня сформированности компетенций по дисциплине «Детали механизмов и машин»

| Код и формулировка компетенции  | Этапы формирования компетенции |  | критерии   | показатели  | баллы  |
|---|--------------------------------|--|--|---|--------|
| <b>(ОПК-2)</b> способность к самообразованию и использованию в практической деятельности новых знаний и умений  | знает (пороговый уровень)      | общие сведения о деталях машин и истории развития их конструкций; порядок проектирования машин; основные критерии оценки работоспособности деталей и машин в целом | знание основных определений деталей машин, критериев надежности, прочности и жесткости | способность оценивать работоспособность деталей машин по основным критериям | 45-64  |
|   | умеет (продвинутый)            | анализировать условия работы конкретных деталей, узлов и машин и обосновать основные требования, которым должны они отвечать                                       | умение анализировать чертежи, схемы, эскизы  | способность работать с технической документацией ;                          | 65-84  |
|   | владеет (высокий)              | умением, исходя из анализа конкретных условий эксплуатации машины, формулировать требования, предъявляемые к деталям и машинам                                     | владение современными технологиями создания конструкторской документации               | способность работать с графическими редакторами Компас, Автокад;            | 85-100 |
| <b>(ОПК-4)</b> способность организовывать свой труд и самостоятельно оценивать результаты своей профессиональной деятельности, владеть навыками самостоятельной работы, в том числе в сфере проведения научных исследований | знает (пороговый уровень)      | основы расчета и конструирования деталей и узлов машин; типовые конструкции деталей и узлов машин  | знание методов прочностных расчетов деталей машин                                      | способность выполнять расчеты с использованием типовых методик              | 45-64  |
|   | умеет (продвинутый)            | выбирать рациональный метод расчета конкретной детали или узла   | умение осуществлять выбор рациональной методики расчета                                | способность выполнять расчеты   | 65-84  |
|   | владеет (высокий)              | методами расчета деталей машин; умением выбрать оптимальный способ соединения деталей;   | владение знаниями прочностных расчетов типовых деталей машин                           | способность выполнять расчеты типовых деталей машин                         | 85-100 |
| <b>(ПК-1)</b> готовность к решению сложных  | знает                          | основы автоматизации   | знание компьютерных  | способность работать с  | 45-64  |

|  |                           |   |   |  |        |
|--|---------------------------|---|---|--|--------|
| инженерных задач с использованием базы знаний математических и естественнонаучных дисциплин  | (пороговый уровень)       | расчетов и конструирование деталей и узлов машин, элементы машинной графики и оптимизации проектирования;   | технологий выполнения автоматизированных расчетов и компьютерной графики                            | графическими редакторами   |        |
|  | умеет (продвинутый)       | обосновать выбор материала для той или иной детали  | умение пользоваться справочной и нормативной документацией при выборе материалов                    | способность выбирать материалы исходя из знаний требований, предъявляемых к ним      | 65-84  |
|  | владеет (высокий)         | умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий  | владение знаниями о типовых передачах: зубчатых, ременных, цепных, червячных, планетарных, волновых | способность обосновать использование передаточных механизмов в механических приводах | 85-100 |
| <b>(ПК-1)</b> готовность к решению сложных инженерных задач с использованием базы знаний математических и естественнонаучных дисциплин | знает (пороговый уровень) | основы расчета и конструирования деталей и узлов машин; типовые конструкции деталей и узлов машин   | знание типовых методик расчета деталей машин  | способность выполнять проектные и проверочные расчеты деталей машин                  | 45-64  |
|  | умеет (продвинутый)       | выбирать оптимальную форму и способ крепления детали; определять основные размеры детали; установить степень точности изготовления детали и шероховатость поверхности | умение выполнять оптимизацию геометрии деталей  | способность анализировать и делать выводы  | 65-84  |
|  | владеет (высокий)         | умением оценивать целесообразность применения того или иного вида механических передач для заданных конкретных условий  | владение знаниями способов оценки целесообразности выбора механических передач                      | способность выбирать, анализировать, генерировать идеи                               | 85-100 |

### ***Критерии оценки***

#### **Критерии оценки (устный ответ)**

**100-85 баллов** - если ответ показывает прочные знания основных процессов изучаемой предметной области, отличается глубиной и полнотой раскрытия темы; владение терминологическим аппаратом; умение объяснять

сущность, явлений, процессов, событий, делать выводы и обобщения, давать аргументированные ответы, приводить примеры; свободное владение монологической речью, логичность и последовательность ответа; умение приводить примеры современных проблем изучаемой области.

**85-76 - баллов** - ответ, обнаруживающий прочные знания основных процессов изучаемой предметной области, отличается глубиной и полнотой раскрытия темы; владение терминологическим аппаратом; умение объяснять сущность, явлений, процессов, событий, делать выводы и обобщения, давать аргументированные ответы, приводить примеры; свободное владение монологической речью, логичность и последовательность ответа. Однако допускается одна - две неточности в ответе.

**75-61 - балл** - оценивается ответ, свидетельствующий в основном о знании процессов изучаемой предметной области, отличающийся недостаточной глубиной и полнотой раскрытия темы; знанием основных вопросов теории; слабо сформированными навыками анализа явлений, процессов, недостаточным умением давать аргументированные ответы и приводить примеры; недостаточно свободным владением монологической речью, логичностью и последовательностью ответа. Допускается несколько ошибок в содержании ответа; неумение привести пример развития ситуации, провести связь с другими аспектами изучаемой области.

**60-50 баллов** - ответ, обнаруживающий незнание процессов изучаемой предметной области, отличающийся неглубоким раскрытием темы; незнанием основных вопросов теории, несформированными навыками анализа явлений, процессов; неумением давать аргументированные ответы, слабым владением монологической речью, отсутствием логичности и последовательности. Допускаются серьезные ошибки в содержании ответа; незнание современной проблематики изучаемой области.

### **Критерии оценки (письменный ответ)**

**100-86 баллов** - если ответ показывает глубокое и систематическое знание всего программного материала и структуры конкретного вопроса, а также основного содержания и новаций лекционного курса по сравнению с

учебной литературой. Студент демонстрирует отчетливое и свободное владение концептуально-понятийным аппаратом, научным языком и терминологией соответствующей научной области. Знание основной литературы и знакомство с дополнительно рекомендованной литературой. Логически корректное и убедительное изложение ответа.

**85-76 - баллов** - знание узловых проблем программы и основного содержания лекционного курса; умение пользоваться концептуально-понятийным аппаратом в процессе анализа основных проблем в рамках данной темы; знание важнейших работ из списка рекомендованной литературы. В целом логически корректное, но не всегда точное и аргументированное изложение ответа.

**75-61 - балл** - фрагментарные, поверхностные знания важнейших разделов программы и содержания лекционного курса; затруднения с использованием научно-понятийного аппарата и терминологии учебной дисциплины; неполное знакомство с рекомендованной литературой; частичные затруднения с выполнением предусмотренных программой заданий; стремление логически определенно и последовательно изложить ответ.

**60-50 баллов** - незнание, либо отрывочное представление о данной проблеме в рамках учебно-программного материала; неумение использовать понятийный аппарат; отсутствие логической связи в ответе.

### **Методические рекомендации**

#### **определяющие процедуры оценивания результатов освоения дисциплины «Детали машин и основы конструирования»**

#### **Текущая аттестация студентов.**

Текущая аттестация студентов по дисциплине «Детали механизмов и машин» проводится в соответствии с локальными нормативными актами ДВФУ и является обязательной.

Текущая аттестация по дисциплине «Детали механизмов и машин» проводится в форме контрольных мероприятий (собеседования, решения

практических задач по 4-м темам, тестирования в целом по всему материалу, выполнения курсового проекта) по оцениванию фактических результатов обучения студентов и осуществляется ведущим преподавателем.

Объектами оценивания выступают:

- учебная дисциплина (активность на занятиях, своевременность выполнения 5 заданий, посещаемость всех видов занятий по аттестуемой дисциплине);
- степень усвоения теоретических знаний;
- уровень овладения практическими умениями и навыками по всем видам учебной работы;
- результаты самостоятельной работы.

### **Промежуточная аттестация студентов.**

Промежуточная аттестация студентов по дисциплине «Детали механизмов и машин» проводится в соответствии с локальными нормативными актами ДВФУ и является обязательной.

*Вид промежуточной аттестации – экзамен, предусмотрен по дисциплине Детали машин», в виде устного опроса в форме ответов на вопросы экзаменационных билетов (либо тестирования).*

*В случае тестирования используется следующая шкала интервальных процентов: <61% – неудовлетворительно, 61-75% – удовлетворительно, 76-90% – хорошо, 91-100% – отлично.*

### **Критерии выставления оценки студенту на экзамене по дисциплине «Детали механизмов и машин»:**

Оценка **«отлично»** выставляется студенту, если он глубоко и прочно усвоил программный материал, исчерпывающе, последовательно, четко и логически стройно его излагает, умеет тесно увязывать теорию с практикой, свободно справляется с задачами, вопросами и другими видами применения знаний, причем не затрудняется с ответом при видоизменении заданий, использует в ответе материал монографической литературы, правильно

обосновывает принятое решение, владеет разносторонними навыками и приемами выполнения практических задач.

Оценка *«хорошо»* выставляется студенту, если он твердо знает материал, грамотно и по существу излагает его, не допуская существенных неточностей в ответе на вопрос, правильно применяет теоретические положения при решении практических вопросов и задач, владеет необходимыми навыками и приемами их выполнения.

Оценка *«удовлетворительно»* выставляется студенту, если он имеет знания только основного материала, но не усвоил его деталей, допускает неточности, недостаточно правильные формулировки, нарушения логической последовательности в изложении программного материала, испытывает затруднения при выполнении практических работ.

Оценка *«неудовлетворительно»* выставляется студенту, который не знает значительной части программного материала, допускает существенные ошибки, неуверенно, с большими затруднениями выполняет практические работы. Как правило, оценка «неудовлетворительно» ставится студентам, которые не могут продолжить обучение без дополнительных занятий по соответствующей дисциплине.

### ***Перечень типовых экзаменационных вопросов***

1. Краткий исторический обзор развития курса.
2. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин. Выбор материала и допускаемых напряжений.
3. Стандартизация и унификация деталей машин.
4. Сварные соединения. Обозначение на чертежах. Материалы, расчет прочности.
5. Соединение деталей пайкой, обозначение на чертежах, материалы, конструктивное оформление, расчет на прочность.
6. Соединения клеевые. Обозначение на чертежах. Промышленные виды клеев. Технология склеивания. Расчет прочности клеевых соединений.

7. Соединения деталей заформовкой. Конструктивное оформление узлов с заформовкой деталей, материалы, расчет прочности.

8. Заклепочные соединения деталей. Виды заклепок и материалы для их изготовления. Защита заклепочных соединений от коррозии, расчет прочности.

9. Соединение деталей запрессовкой, посадки прессовых соединений. Расчет прессовых соединений.

10. Резьбовые соединения. Классификация резьб. Основные параметры. Стандарты, материалы, обозначение на чертежах.

11. Самоторможение в резьбе, коэффициент полезного действия резьбового узла.

12. Определение моментов сопротивления в резьбовом узле. Выигрыш в силе с помощью резьбового механизма.

13. Расчет прочности резьбовых деталей..

14. Зубчатые передачи цилиндрическими колесами. Область применения и классификация зубчатых передач. Основные геометрические параметры. Критерии работоспособности и расчета.

15. Расчет по напряжениям изгиба и контактным напряжениям.

16. Конические передачи. Конструктивные особенности построения конической передачи. Требования к сборочным операциям. Особенности расчета конических передач.

17. Червячные передачи. Область применения. Кинематика передачи. Расчет геометрических параметров. Критерии работоспособности и расчета. Материалы. Расчет прочности и долговечности. Тепловой расчет.

18. Ременные передачи. Критерии работоспособности и расчета ременных передач. Работа ремня на шкивах. Кинематика ременных передач.

19. Основные геометрические зависимости в ременных передачах. Силы и напряжения в ремнях. Расчет ременных передач по тяговой способности. Долговечность ремней.

20. Вариаторы. Виды и конструктивные особенности вариаторов, кинематические зависимости. Особенности применения.

21. Цепные передачи. Область применения, кинематические зависимости. Прочностные расчеты.
22. Передача винт-гайка. Резьба и материалы для ходовых винтов и гаек. Расчет прочности и устойчивости.
23. Планетарные и дифференциальные передачи. Кинематические зависимости для передач. Материалы. Расчет к.п.д. Расчет прочности.
24. Валы и оси. Критерии работоспособности и прочности . Материалы, конструкция. Колебания валов. Расчет прочности и жесткости.
25. Соединение вал-ступица. Шпоночные и шлицевые соединения. Область применения. Посадки для шпоночных соединений. Расчет на прочность.
26. Подшипники. Опоры скольжения. Материалы, смазка. Расчет моментов сил трения. Тепловой расчет. Расчет долговечности.
27. Подшипники качения. Классификация подшипников. Выбор и расчет подшипников.
28. Муфты. Классификация муфт. Конструкция и основы расчета постоянных соединительных муфт. Муфты упругие. Муфты фрикционные. Методы расчета муфт.
29. Проектирование корпусных деталей.
30. Смазочные, уплотнительные устройства.
31. Пружины.
32. Тепловые расчеты охлаждающих устройств машин.
33. Рамы и фундаменты.