

**ТАМБОВСКОЕ ОБЛАСТНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
«МНОГООТРАСЛЕВОЙ КОЛЛЕДЖ»**



## **Учебное пособие**

### **Практикум (практическая подготовка)**

по дисциплине ОП 01 «Техническая механика»

для специальности 15.02.19 Сварочное производство  
«Профессионалитет»

Автор(ы):

Дорошенко И.В.,  
почётный работник воспитания  
и просвещения Российской Федерации,  
к. т. н, доцент, преподаватель  
Парамзина Т.Г.,  
преподаватель  
ТОГБПОУ «Многоотраслевой колледж»

Моршанск, 2025

**УТВЕРЖДАЮ**

Зам. директора ТОГБПОУ  
«Многоотраслевой колледж»  
  
Т.Г. Парамзина  
« 08 » 09 2025 год

Дорошенко И.В. Практикум (практическая подготовка). ОП. 01  
«Техническая механика»: Учебное пособие/Сост. И.В. Дорошенко Т.Г.  
Парамзина – Моршанск, 2025. – 232 с

В практикуме содержатся рекомендации для студентов по реализации практической подготовки (практических занятий) по дисциплине ОП. 01 «Техническая механика для специальности 15.02.19 Сварочное производство.

Практикум содержит методические указания, в которых изложены требования к порядку, последовательности выполнения практической подготовки (практических занятий), содержанию, структуре, форме отчетности.

Содержание практических заданий предполагает участие студентов в выполнении отдельных элементов работ, связанных с будущей профессиональной деятельностью.

Практическая подготовка сопровождается указанием необходимых рисунков, формул, таблиц, графиков и номограмм, что позволит студентам самостоятельно решать поставленные задачи, как в очном, так и в дистанционном формате.

Автор(ы):

И.В. Дорошенко,  
почетный работник воспитания и просвещения  
Российской Федерации, преподаватель высшей категории,  
к.т.н, доцент;

Т.Г. Парамзина,  
преподаватель.

Рецензент(ы):

А.А. Дожев  
начальник отдела  
ОП Моршанск ООО «Комплект Энерго»

Н.Ю. Кулешова,  
почетный работник воспитания и просвещения  
Российской Федерации, преподаватель высшей  
категории, председатель ПЦК архитектурно-  
строительных дисциплин ТОГБПОУ «Многоотраслевой  
колледж»

Рассмотрено на заседании предметной (цикловой) комиссии  
технологических дисциплин

Протокол № 1 от « 01 » 09 2025 г.

Председатель предметной (цикловой) комиссии  Дорошенко И.В.

## СОДЕРЖАНИЕ

Пояснительная записка	5
1. Практическое занятие № 1 Построение проекций сил на оси ординат. Определение момента силы и пары сил	8
2. Практическое занятие № 2 Исследование плоской системы сходящихся сил	13
3. Практическое занятие № 3 Сопоставление и оценка вариантов ограничений (связей), препятствующие перемещению тела в пространстве	19
4. Практическое занятие № 4 Сравнительный анализ координат положения центра тяжести плоской фигуры, найденных аналитически и экспериментально	24
5. Практическое занятие № 5 Определение опорных реакций балки при действии вертикальных нагрузок	31
6. Практическое занятие № 6 Исследование вида и параметров движения шкива привода установки для перемещения сварочных аппаратов по кинематическому графику	36
7. Практическое занятие № 7 Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений при растяжении	42
8. Практическое занятие № 8 Определение напряжений в конструкционных элементах при растяжении и сжатии	42
9. Практическое занятие № 9 Подбор сечения стержня при деформации растяжение сжатие	42
10. Практическое занятие № 10 Анализ диаграммы испытания на растяжение образца низкоуглеродистой стали. Явление наклепа	49
11. Практическое занятие №11. Проверка прочности заклёпочных соединений	60
12. Практическое занятие №12. Проверка прочности болтового соединения с неконтролируемой затяжкой	64
13. Практическое занятие №13. Конструктивные элементы сварных соединений и швов. Работа с нормативной документацией	68
14. Практическое занятие №14. Определение расчетной площади и длины сварных швов разных типов сварных соединений	72
15. Практическое занятие №15. Определение главных центральных моментов инерции сечения металлоконструкций геометрической формы, имеющих ось симметрии	77
16. Практическое занятие №16. Построение эпюр крутящих моментов	80
17. Практическое занятие №17. Выбор оптимального варианта сечения вала по затратам материала	80
18. Практическое занятие №18. Построение эпюр внутренних силовых факторов при изгибе	91
19. Практическое занятие №19. Выбор рациональной формы круглого проката по прочностным характеристикам	91

20. Практическое занятие №20. Определение наиболее рациональной формы поперечного сечения балки при прямом изгибе	95
21. Практическое занятие №21. Расчет бруса круглого сечения при сочетании основных деформаций	98
22. Практическое занятие №22. Основные кинематические и силовые соотношения механических передач	102
23. Практическое занятие №23. Проектирование и проверочный расчет фрикционных передач	108
24. Практическое занятие №24. Проектирование цилиндрических прямозубых зубчатых передач	117
25. Практическое занятие №25. Проверка прочности цилиндрических прямозубых зубчатых передач	117
26. Практическое занятие №26. Проектирование и графическое оформление зубчатого колеса	131
27. Практическое занятие №27. Проектирование передачи винт-гайка механического домкрата	139
28. Практическое занятие №28. Определение геометрических соотношений в червячной передаче. Сборка и разборка червячного редуктора роликового станда поворота обечаек при сварке	151
29. Практическое занятие №29. Проверочный расчет червячной передачи по условиям тепловыделения	158
30. Практическое занятие №30. Проектирование клиноременной передачи и проверочный расчет прочности ремня	164
31. Практическое занятие №31. Сравнение устройства и конструктивных особенностей подшипников качения	178
32. Практическое занятие №32. Отработка конструкции валов	198
33. Практическое занятие №33. Анализ конструктивных особенностей, механических и эксплуатационных характеристик шпоночных соединений	203
34. Практическое занятие №34. Подбор редуктора для вспомогательного технологического оборудования заготовительного участка сборочно-сварочного цеха	212
Информационные источники	231

## ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Практикум по реализации практической подготовки (практических занятий) составлен в соответствии с рабочей программой дисциплины ОП 01 «Техническая механика» для специальности 15.02.19 Сварочное производство «Профессионалитет». Изложены основные положения об организации и проведению практических занятий.

Данное учебное пособие способствует решению одной из важнейших задач учебного процесса – организации и стимулированию самостоятельной познавательной деятельности студента на аудиторных и дистанционных занятиях, используя для выполнения практические задания с учетом будущей профессиональной деятельности и направленных на формирование, закрепление, развитие практических навыков и компетенций.

В процессе изучения дисциплины «Техническая механика» студент должен освоить следующие результаты:

уметь:

- анализировать конструкции, заменять реальный объект расчетной схемой;
- применять при анализе механического состояния понятия и терминологию технической механики;
- выделять из системы тел рассматриваемое тело и силы, действующие на него;
- определять характер нагружения и напряженное состояние в точке элемента конструкций;
- выбирать детали и узлы на основе анализа их свойств для конкретного применения;
- проводить несложные расчеты элементов конструкции на прочность и жесткость;
- читать кинематические схемы;
- работать с нормативной документацией.

Эти результаты являются частью общих и профессиональных компетенций, соответствующих видам профессиональной деятельности:

ОК 01 Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам.

ОК 02 Использовать современные средства поиска, анализа и интерпретации информации, и информационные технологии для выполнения задач профессиональной деятельности.

ОК 03 Планировать и реализовывать собственное профессиональное и личностное развитие, предпринимательскую деятельность в профессиональной сфере, использовать знания по правовой и финансовой грамотности в различных жизненных ситуациях.

ОК 04 Эффективно взаимодействовать и работать в коллективе и команде.

ОК 05 Осуществлять устную и письменную коммуникацию на государственном языке Российской Федерации с учетом особенностей социального и культурного контекста.

ОК 06 Проявлять гражданско-патриотическую позицию, демонстрировать осознанное поведение на основе традиционных российских духовно-нравственных ценностей, в том числе с учетом гармонизации межнациональных и межрелигиозных отношений, применять стандарты антикоррупционного поведения.

ОК 07 Содействовать сохранению окружающей среды, ресурсосбережению, применять знания об изменении климата, принципы бережливого производства, эффективно действовать в чрезвычайных ситуациях.

ОК 08 Использовать средства физической культуры для сохранения и укрепления здоровья в процессе профессиональной деятельности и поддержания необходимого уровня физической подготовленности.

ОК 09 Пользоваться профессиональной документацией на государственном и иностранном языках.

ПК 1.4 Обеспечивать необходимые условия хранения и использования основных и сварочных материалов, исправное состояние сварочного оборудования, оснастки и инструмента.

ПК 2.1 Выполнять проектирование технологических процессов производства сварных конструкций с заданными свойствами.

ПК 2.3 Осуществлять технико-экономическое обоснование выбранного технологического процесса.

В соответствии с рабочей программой дисциплины студенту для освоения практической подготовки предусмотрено 34 практических занятия, которые являются обязательными при овладении указанных результатов обучения.

Каждое практическое занятие (практическая подготовка) заканчивается сдачей преподавателю отчета по выполненной работе и полученным результатам (в форме отчета). Описание практической подготовки включает в себя: номер и наименование практического занятия, указание цели, краткие теоретические сведения, порядок её выполнения, необходимые расчеты, сформулированные выводы, ответы на тест-задания или контрольные вопросы.

Перед выполнением практических занятий студент должен повторить или изучить материал, относящийся к теме занятия, лекционные записи, и следовать соответствующим методическим инструкциям.

При оценивании практической подготовки (практического занятия) студента учитывается следующее:

- качество выполнения практической части занятия;
- качество оформления отчета по выполненной работе;
- качество ответов на контрольные вопросы, выполнение тест-заданий

практического занятия.

Каждый вид работы оценивается по пяти бальной шкале.

«5» (отлично) – за глубокое и полное овладение содержанием учебного материала, в котором студент свободно и уверенно ориентируется; за умение практически применять теоретические знания, высказывать и обосновывать свои суждения.

«4» (хорошо) – если студент полно освоил учебный материал, ориентируется в изученном материале, осознанно применяет теоретические знания на практике, грамотно излагает материал, но содержание и форма ответа имеют отдельные неточности.

«3» (удовлетворительно) – если студент обнаруживает знание и понимание основных положений учебного материала, но излагает его неполно, непоследовательно, допускает неточности, в применении теоретических знаний при ответе на практико-ориентированные вопросы; не умеет доказательно обосновать собственные суждения.

«2» (неудовлетворительно) – если студент имеет разрозненные, бессистемные знания, допускает ошибки в определении базовых понятий, искажает их смысл; не может практически применять теоретические знания.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие) № 1  
Построение проекций сил на оси ординат. Определение момента силы  
и пары сил

**Цель работы:** Приобрести практические навыки определения направления и величины вектора по его проекциям, составления уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил.

**Основные теоретические положения**

*Сила* – это векторная величина, которая характеризуется модулем, направлением и точкой приложения (рис.1.1).

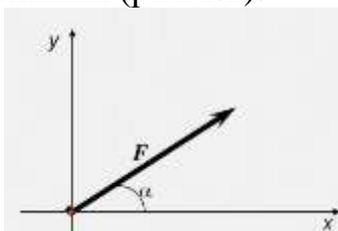


Рисунок 1.1 – К определению понятия «сила»

Для определения проекции вектора на координатную ось необходимо из начала и конца вектора опустить на эту ось перпендикуляр. Полученный на оси отрезок и является проекцией вектора на соответствующую ось (рис. 1.2).

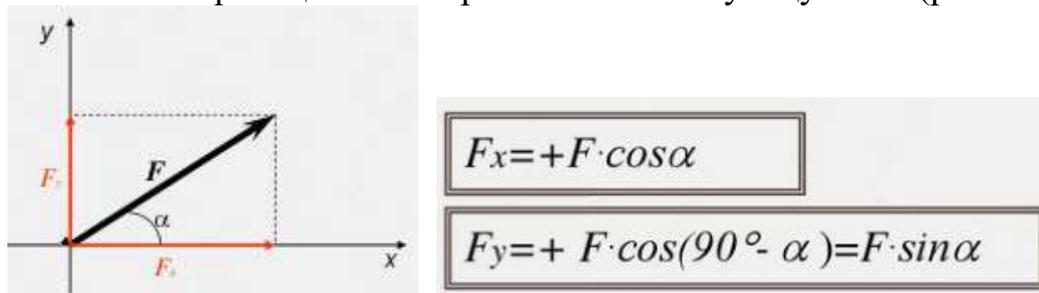


Рисунок 1.2 – Проекция вектора на соответствующую ось

Для определения значения проекции необходимо умножить модуль силы на косинус угла между силой и осью (рис. 1.2). Проекция силы на ось положительна, если направление соответствующей составляющей совпадает с направлением оси и отрицательна, если проекция противоположно направлена.

Если сила параллельна какой-либо оси, то проекция ее на эту ось равна значению силы с соответствующим знаком.

Если сила перпендикулярна какой-либо оси, то проекция ее на эту ось равна нулю (рис. 1.3).

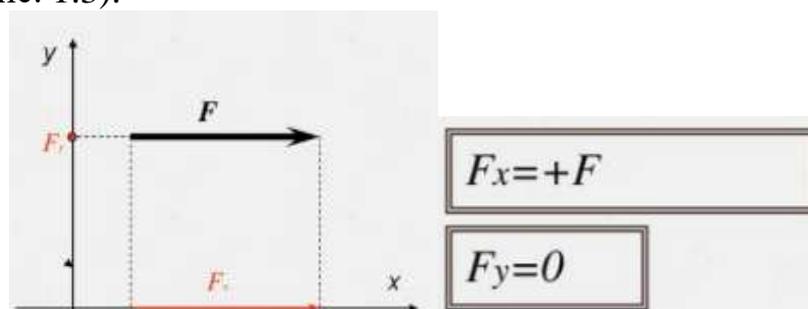


Рисунок 1.3 – Частные случаи проекции вектора на ось

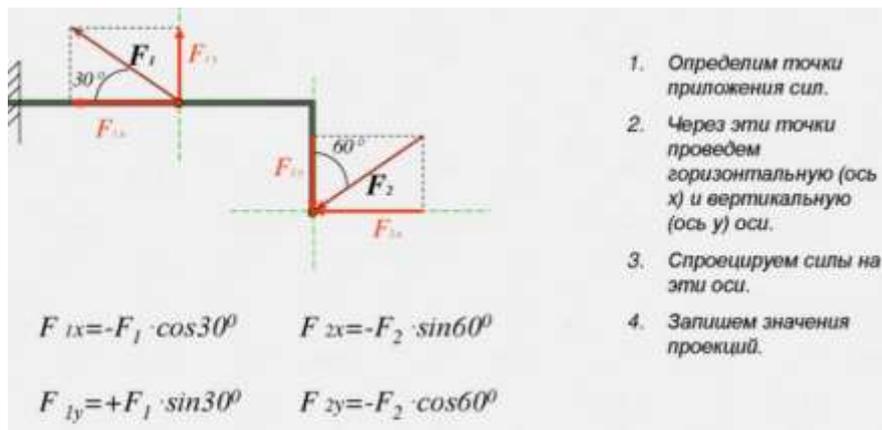


Рисунок 1.4 – Пример определения проекции силы на координатные оси

*Моментом силы* называют вращательное усилие, создаваемое вектором силы относительно твердого тела, оси или точки (рис. 1.5).

Обозначение: M, m или M(F).

Размерность — [Н\*м] (Ньютон на метр) либо кратные значения [кН·м]

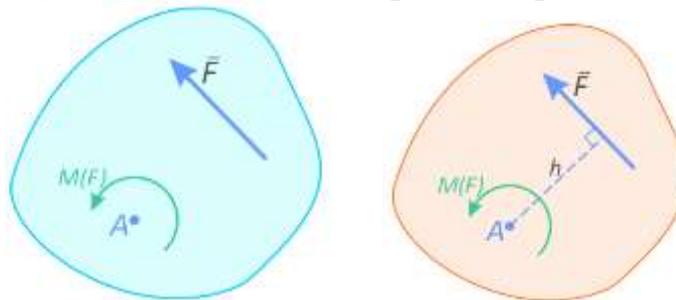


Рисунок 1.5– Момент силы

Момент определяется как произведение силы F на плечо h:

$$M(F) = F \times h$$

Плечо силы h, определяется как кратчайшее расстояние от точки до линии действия силы.

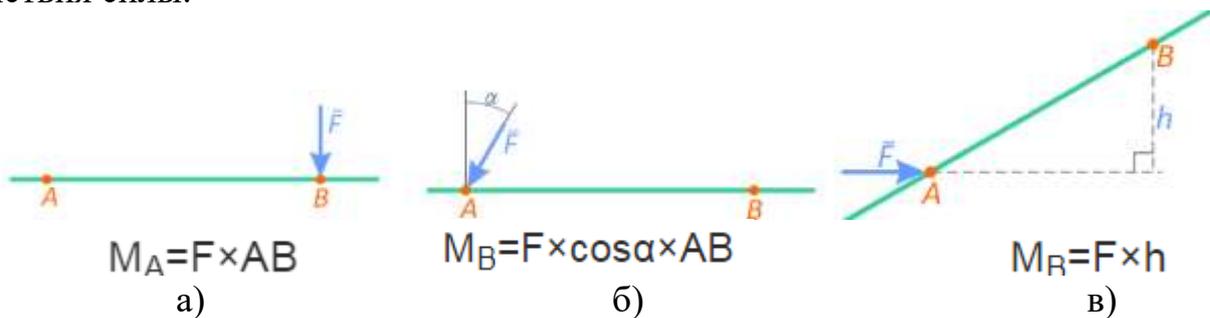


Рисунок 1.6– Примеры расчета момента силы

а) - Сила расположена перпендикулярно оси стержня

б) - Сила расположена под углом к оси стержня

в) - Известно расстояние от точки до линии действия силы

Аналогом момента силы является момент пары сил.

*Парой сил* называются две равные и параллельные силы, не лежащие на одной прямой и направленные в противоположные стороны (рис. 1.7).

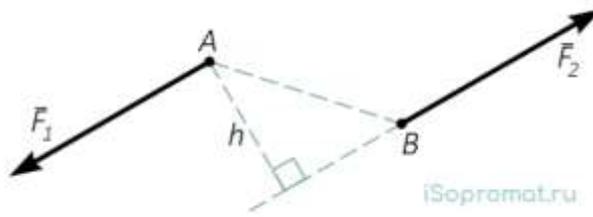


Рисунок 1.7 – Пара сил

Пара сил не имеет равнодействующей, т.е. не может быть заменена одной силой.

Сумма проекций сил пары на любую ось равна нулю, т.к. их проекции всегда равны и противоположны по знаку (рис. 1.8).

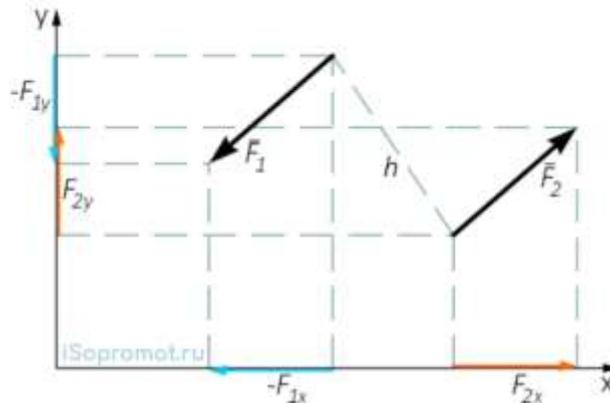


Рисунок 1.8 – Проекция пары сил на соответствующую ось

Пара сил оказывает вращающее действие, которое может быть оценено моментом пары сил:

$$M(\vec{F}_1, \vec{F}_2) = F_1 h = F_2 h ,$$

где  $h$  – плечо пары.

Момент пары считается положительным, если силы пары стремятся повернуть плоскость, в которой они расположены, против хода часовой стрелки (рисунки 8, 9 – моменты этих пар сил положительны).

Момент пары сил может быть определен как векторная величина:

$$\vec{M}(\vec{F}_1, \vec{F}_2) = \vec{AB} \times \vec{F}_2 = \vec{BA} \times \vec{F}_1 ,$$

т.е. вектор  $M(F_1, F_2)$  всегда перпендикулярен плоскости, в которой расположена пара сил, и его направление определяется правилом векторного произведения (рис. 9).

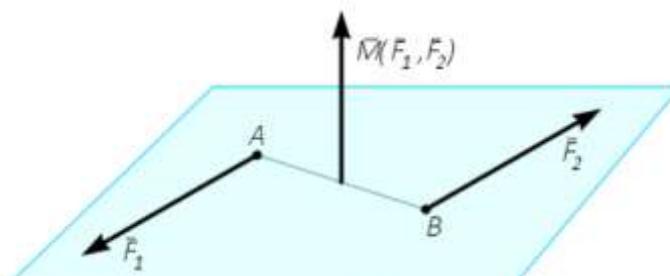


Рисунок 1.9 – Пара сил

Поскольку действие пары сил оценивается величиной и направлением вращающего момента, то на плоскости пару сил изображают в любом месте твердого тела, задавая величину и направление вращающего действия (изображения пар сил  $M_1$  и  $M_2$  на рисунке 10).

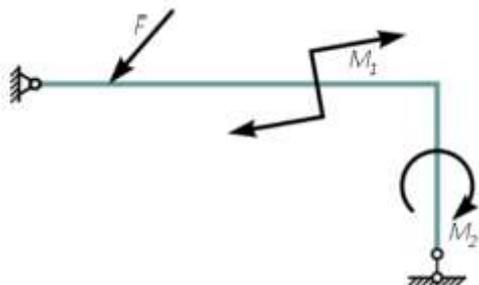
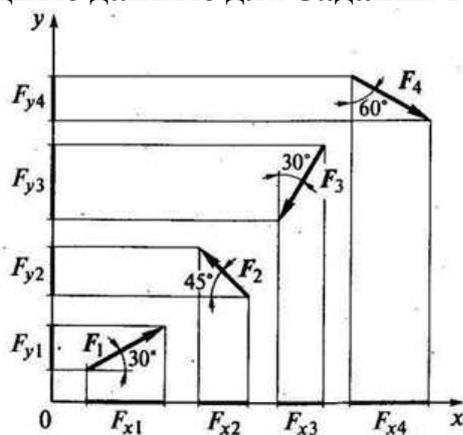


Рисунок 1.10 – Изображение пар сил на схемах

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. **Задание 1.**
  - 2.1 Выписать данные для своего варианта.
  - 2.2 Зарисовать прямоугольную систему координат  $x - O - y$ , с указанием сил, углов и проекций сил.
  - 2.3 Определить проекции сил.
  - 2.4 Полученные результаты свести в таблицу 1.1.

### Исходные данные для Задания 1:



№ варианта	$F_1$ , Н	$F_2$ , Н	$F_3$ , Н	$F_4$ , Н	№ варианта	$F_1$ , Н	$F_2$ , Н	$F_3$ , Н	$F_4$ , Н
1	100	50	45	60	11	90	85	70	105
2	90	100	50	45	12	60	90	85	70
3	85	90	100	50	13	45	60	90	85
4	70	85	90	100	14	50	45	60	90
5	105	70	85	90	15	100	50	45	60
6	110	105	70	85	16	90	100	50	45
7	30	110	105	70	17	85	90	100	50
8	50	30	110	105	18	70	85	90	100
9	95	50	30	110	19	105	70	85	90
10	100	95	50	30	20	110	105	70	85

Таблица 1.1 – Результаты выполнения Задания 1

Обозначение проекций сил	$F_{x1}$	$F_{y1}$	$F_{x2}$	$F_{y2}$	$F_{x3}$	$F_{y3}$	$F_{x4}$	$F_{y4}$
Значение проекций сил								

3. Задание 2.

3.1 Выписать данные для своего варианта.

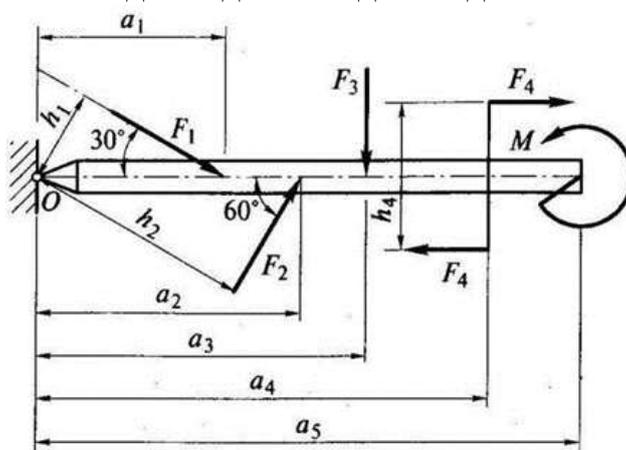
3.2 Перечертить рисунок.

3.3 Определить моменты относительно точки O

3.4 Определите сумму моментов всех сил относительно точки O

3.5 Полученные результаты свести в таблицу 1.2

Исходные данные для Задания 2:



№ варианта	F1 кН	F2 кН	F3 кН	F4 кН	M кН м	a1 м	a2 м	a3 м	a4 м	a5 м	h4 м
1	20	10	30	40	15	1	2	3	4	5	0,5
2	15	20	10	30	40	5	1	2	3	4	0,8
3	40	15	20	10	30	4	5	1	2	3	0,7
4	30	40	15	20	10	3	4	5	1	2	0,6
5	20	30	40	15	20	2	3	4	5	1	0,3
6	10	20	30	40	15	1	2	3	4	5	0,4
7	50	10	20	30	40	5	1	2	3	4	0,5
8	40	50	10	20	30	4	5	1	2	3	0,6
9	30	40	50	10	20	3	4	5	1	2	0,3
10	25	30	40	50	10	2	3	4	5	1	0,4
11	10	25	30	40	50	1	2	3	4	5	0,5
12	20	10	25	30	40	2	1	2	3	4	0,6
13	35	20	10	25	30	3	2	1	2	3	0,7
14	40	35	20	10	25	4	3	2	1	2	0,8
15	30	40	35	20	10	5	4	3	2	1	0,3
16	50	30	40	35	20	1	5	4	3	2	0,4
17	15	50	30	40	35	2	1	5	4	3	0,5
18	20	15	50	30	40	3	2	1	5	4	0,6
19	30	20	15	50	30	4	3	2	1	5	0,7
20	40	30	20	15	50	5	4	3	2	1	0,8

Таблица 1.2 – Результаты выполнения Задания 2

Наименование параметра	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$h_4$	$M(F_1)$	$M(F_2)$	$M(F_3)$	$M(F_4)$	$M$
Значение параметра									
Сумма моментов относительно точки O									

4. Ответить на контрольные вопросы

5. Сделать вывод.

### **Содержание отчета**

1. **Задание 1.**

— исходные данные для своего варианта;

— рисунок прямоугольной системы координат  $x - O - y$ , с указанием сил, углов и проекций сил (рисунок выполнить в масштабе);

— таблица 1.1 с результатами вычислений

2. **Задание 1.**

— исходные данные для своего варианта;

— рисунок нагруженного стержня;

— таблица 1.2 с результатами вычислений

3. Ответы на контрольные вопросы

4. Вывод

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте определение силы в статике.

2. Какими признаками характеризуется понятие силы?

3. Как графически изображается сила и как она изображается в тексте?

4. Что такое проекция силы на ось и как она определяется?

5. Напишите формулу для определения момента силы относительно какой-либо точки тела.

6. Как определяется знак момента силы относительно какой-либо точки?

7. В чем сходство и отличие вращательных воздействий, оказываемых на тело силой и парой сил?

## **ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 2).**

### **Исследование плоской системы сходящихся сил**

**Цель работы:** выявить усвоение теоретических знаний и умения определять равнодействующую заданной плоской системы сходящихся сил геометрически и аналитически.

#### **Основные теоретические положения**

Плоской системой сходящихся сил называется система сил, линии действия которых лежат в одной плоскости и пересекаются в одной точке (рис. 2.1).

Чтобы выяснить, будет ли данное тело находиться в равновесии под действием плоской системы сходящихся сил, необходимо найти ее

равнодействующую силу. Если равнодействующая равна нулю, система находится в равновесии, если не равна нулю – не находится в равновесии.

Существует два способа определения равнодействующей силы плоской системы сходящихся сил: геометрический и аналитический.

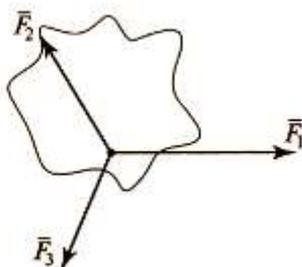


Рисунок 2.1 - Система сходящихся сил

**Геометрический способ определения равнодействующей** – построение силового многоугольника: в произвольно выбранную точку переносится объект равновесия, в эту точку помещается начало первого вектора, перенесенного параллельно самому себе; к концу первого вектора переносится начало второго вектора, к концу второго – начало третьего и т.д.

Если построенный силовой многоугольник окажется незамкнутым, значит, данная система сил не находится в равновесии. В этом случае вектор равнодействующей силы соединит начало первого вектора с концом последнего (рис.2.2).

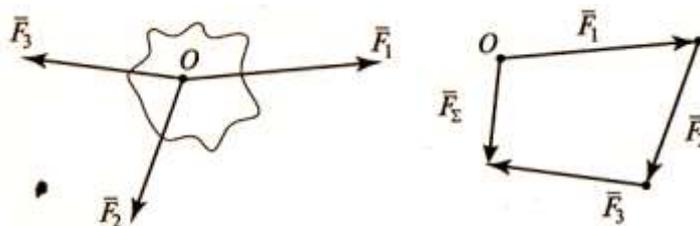


Рисунок 2.2 - Построение силового многоугольника

$$R = F_{\Sigma} = \Sigma F_i \neq 0 \quad (2.1)$$

Геометрическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил заключается в замкнутости силового многоугольника, т.е. при построении силового многоугольника конец последнего вектора совпадает с началом первого (рис.2.3).

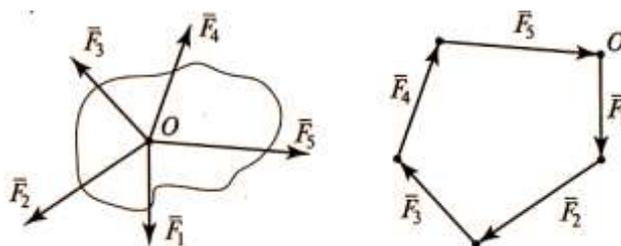


Рисунок 2.3- Геометрическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил

$$R = F_{\Sigma} = \Sigma F_i = 0 \quad (2.2)$$

Аналитический способ определения равнодействующей: все силы проектируются на две взаимно перпендикулярные оси координат, а затем находится алгебраическая сумма проекций всех сил на ось X и ось Y. Если алгебраическая сумма проекций всех сил равна нулю, данная система сил находится в равновесии.

Аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил:

$$F_{\Sigma x} = \Sigma F_{ix} = 0, \quad F_{\Sigma y} = \Sigma F_{iy} = 0. \quad (2.3)$$

В системе сходящихся сил равнодействующая (R) может быть найдена через проекции составляющих. Проецируя все силы на оси X и Y, получаем

$$\begin{aligned} F_{\Sigma x} &= F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + \dots \\ F_{\Sigma y} &= F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + \dots \end{aligned} \quad (2.4)$$

Численное значение равнодействующей через ее проекции определяется по формуле

$$R = F_{\Sigma} = \sqrt{(F_{\Sigma x})^2 + (F_{\Sigma y})^2}, \quad (2.5)$$

а ее направление по косинусам углов, которые равнодействующая образует с координатными осями:

$$\begin{aligned} \cos (F_{\Sigma} \wedge X) &= F_{\Sigma x} / F_{\Sigma}; \\ \cos (F_{\Sigma} \wedge Y) &= F_{\Sigma y} / F_{\Sigma}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Осью координат называется произвольно выбранный направленный отрезок прямой (рис.4).

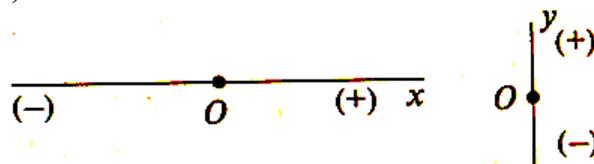


Рисунок 2. 4 - Оси координат

Проекция силы на ось координат – отрезок оси, отсекаемый перпендикулярами, опущенными из начала и конца вектора (рис.2.5). Проекция вектора считается положительной (+), если направление от начала проекции к ее концу совпадает с положительным направлением оси. Проекция вектора считается отрицательной (—), если направление от начала проекции к ее концу противоположно положительному направлению оси.

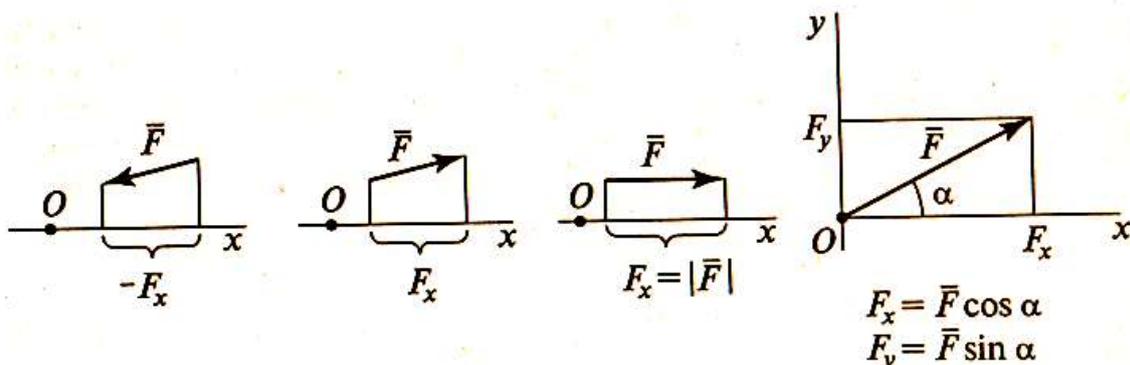


Рисунок 2.5 - Проекция силы на ось координат

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выбрать схему сил и исходные данные согласно вариант (см. табл.2.1).
3. Определить равнодействующую силу плоской системы сходящихся сил геометрическим способом:
  - построить в выбранном масштабе силовой многоугольник;
  - измерить замыкающий вектор силового многоугольника;
  - с учетом выбранного масштаба записать числовое выражение величины равнодействующей силы.  $R$  ;
  - измерить с помощью транспортира угол между вектором равнодействующей силы  $R$  и положительным направлением оси  $X$ , записать его значение.
4. Определить равнодействующую силу плоской системы сходящихся сил аналитическим способом:
  - вычислить проекции всех заданных сил на ось  $X$  ( $F_{ix}=F \cos \alpha$ );
  - вычислить проекции всех заданных сил на ось  $Y$  ( $F_{iy}=F \sin \alpha$ );
  - вычислить алгебраическую сумму проекций на каждую из двух координатных осей  $X$  и  $Y$  -  $F_{\Sigma x}$  и  $F_{\Sigma y}$  - (формула 2.4);
  - вычислить значение равнодействующей  $R$  через ее проекции (формула 2.5);
  - определить направление равнодействующей  $R$ , вычислив углы, образуемые вектором равнодействующей  $R$  с осями (формула 2.6);
5. Сравнить полученные геометрически и аналитически результаты равнодействующей  $R$  и углов, образуемых вектором равнодействующей  $R$  с осями. Посчитать относительную ошибку результатов работы по формулам:  
$$\Delta R = (|R_{ан} - R_{геом}|) / R_{ан} ;$$
$$\Delta \alpha = (|\alpha_{ан} - \alpha_{геом}|) / \alpha_{ан} .$$
6. Сделать вывод о проделанной работе.
7. Ответить на вопросы тест-задания.

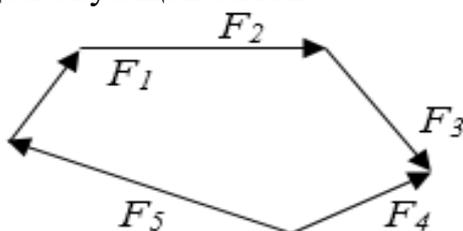
### ***Содержание отчета***

1. Схема и исходные данные задания.
2. Расчет выбора масштаба и построение силового многоугольника.
3. Вычисления при решении задания аналитическим способом.
4. Относительную ошибку результатов вычисления равнодействующей  $R$  и углов, образуемых ее вектором с осями, полученных геометрически и аналитически.
5. Краткие выводы.
6. Ответы на тест-задание.

### ***Тест-задание***

1. Реакция всегда направлена:
  - а) противоположно действующей силе;
  - б) по направлению действия силы;
  - в) перпендикулярно действия силы.

2. Реакция гибкой связи направлена:
- перпендикулярно связи;
  - по самой связи;
  - всегда по вертикали.
3. Реакция гладкого тела, соприкасающегося с опорой по линии, направлена:
- перпендикулярно поверхности;
  - по поверхности;
  - всегда по вертикали.
4. Реакция шарнирно-подвижной опоры направлена перпендикулярно опорной поверхности в случае, когда на тело действует:
- одна сила;
  - две силы;
  - независимо от числа.
5. Какой вид связи исключает возможность любых перемещений и поворот вдоль осей?
- гладкая опора;
  - нить;
  - шарнирно-неподвижная опора;
  - жесткая заделка.
6. При сложении сходящихся сил, на плоскости стрелка равнодействующей всегда направлена:
- по направлению обхода силового многоугольника;
  - навстречу обходу силового многоугольника;
  - перпендикулярно первому вектору силы силового многоугольника.
7. Какой из способов сложения плоской системы сходящихся сил дает наиболее точные результаты?
- аналитический;
  - геометрический;
  - графический.
8. Условием равновесия сходящейся системы сил является:
- равенство нулю модуля равнодействующей;
  - равенство нулю проекции равнодействующей силы на оси координат;
  - замкнутость силового многоугольника.
9. Какой вектор силового многоугольника является равнодействующей силой?



- $F_1$ ;
- $F_2$ ;
- $F_4$ ;
- $F_5$

10. Проекция силы равна нулю, если угол между силой и осью равен:

- а)  $0^{\circ}$ ;
- б)  $90^{\circ}$ ;
- в)  $180^{\circ}$ .

**Таблица 2.1- Исходные данные**

№ варианта	№ схемы	$F_1$ , кН	$F_2$ , кН	$F_3$ , кН	$F_4$ , кН
1	1	25	22	24	8
2	2	50	16	10	38
3	3	15	44	30	26
4	4	40	20	55	18
5	5	12	36	10	52
6	1	35	24	8	40
7	2	28	10	38	50
8	3	42	8	26	48
9	4	45	38	18	14
10	5	22	26	52	34
11	1	16	18	40	20
12	2	44	52	50	25
13	3	20	48	48	50
14	4	36	50	14	15
15	5	24	40	34	40
16	1	10	14	20	12
17	2	30	34	25	35
18	3	55	20	50	28
19	4	10	25	15	42
20	5	8	50	40	45

СХЕМА 1

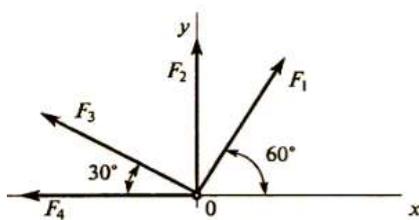


СХЕМА 2

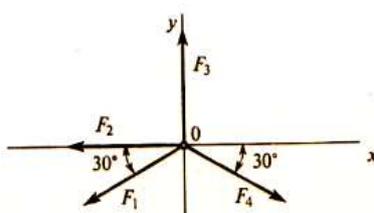


СХЕМА 3

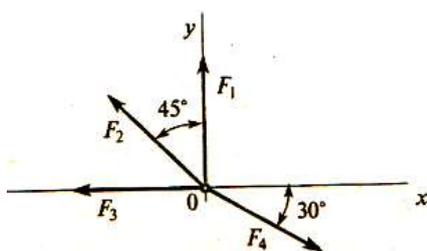


СХЕМА 4

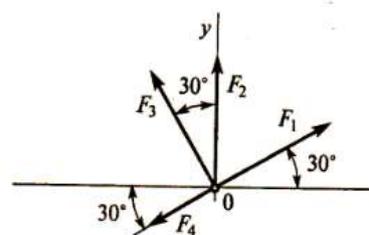
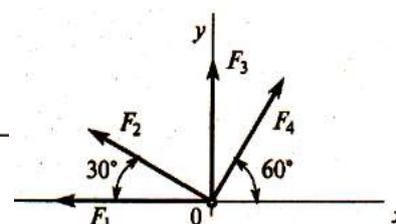


СХЕМА 5



ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 3).

**Сопоставление и оценка вариантов ограничений (связей), препятствующие перемещению тела в пространстве.**

**Цель работы:** Проанализировать возможные направления реакций в опорах, дать развернутую характеристику связям

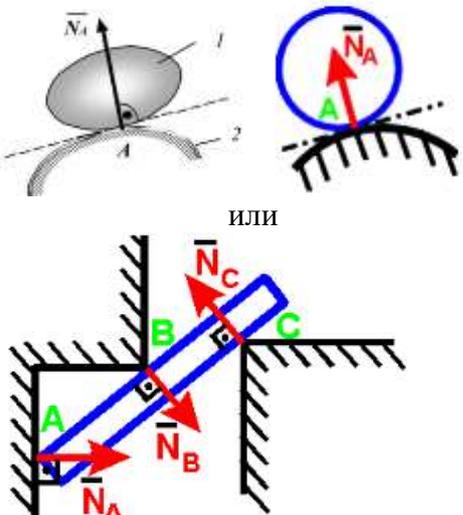
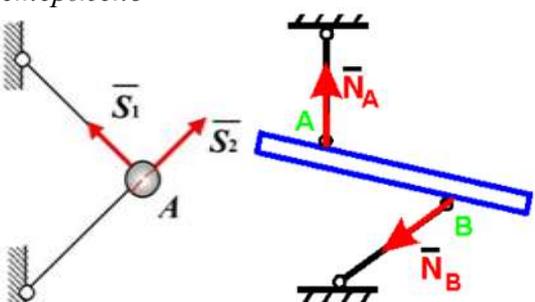
**Основные теоретические положения**

Тело, перемещение которого ограничено в пространстве, называется несвободным. Все то, что ограничивает перемещение этого тела, есть *связь*. Связями называются любые ограничения, препятствующие перемещению тела в пространстве.

Сила, с которой данная связь действует на тело, называется силой реакции (противодействия) связи, или просто *реакцией связи*. Она направлена в сторону, противоположную той, куда связь не дает перемещаться телу. По закону о равенстве действия и противодействия, связь будет действовать на тело с такой же по модулю, но противоположно направленной силой.

Одним из основных положений механики является *принцип освобожденности* от связей: всякое несвободное тело можно рассматривать как свободное, если отбросить связи и заменить их действие реакциями связей. Реакция связи направлена в сторону, противоположную той, куда связь не дает перемещаться телу. Основные виды связей и их реакции приведены в табл.3.1.

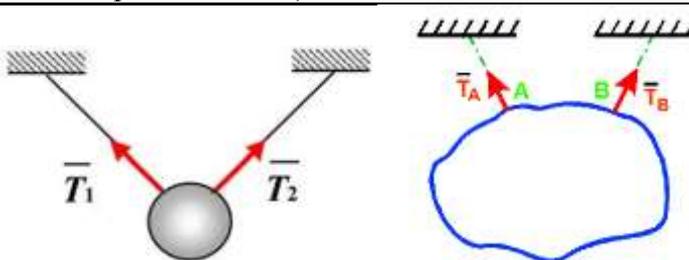
Таблица 3.1 - Виды связей и их реакции

Характеристика связи	Условное обозначение
<p>Поверхность, не имеющая трения. Реакция этой связи всегда направлена перпендикулярно касательной, проведенной через точку <math>A</math> соприкосновения тела <math>1</math> с опорной поверхностью <math>2</math>. <math>N_A, N_B, N_C</math> – реакция связи.</p>	<p style="text-align: center;"><i>Гладкая поверхность (опора)</i></p> 
<p>Стержень, весом которого по сравнению с воспринимаемой нагрузкой можно пренебречь. Реакция <math>N</math> невесомого стержня направлена вдоль стержня. Обычно реакция <math>N</math> изображается от тела по стержню, в предположении, что в равновесии стержень растянут.</p>	<p style="text-align: center;"><i>Невесомый стержень</i></p> 

*Нить (гибкая, нерастяжимая)*

Связь, осуществлённая в виде нерастяжимой нити (провода, канаты, цепи, ремни), не позволяет телу удалиться от точки подвеса.

Реакция  $\vec{T}$  направлена вдоль нити к точке подвеса.



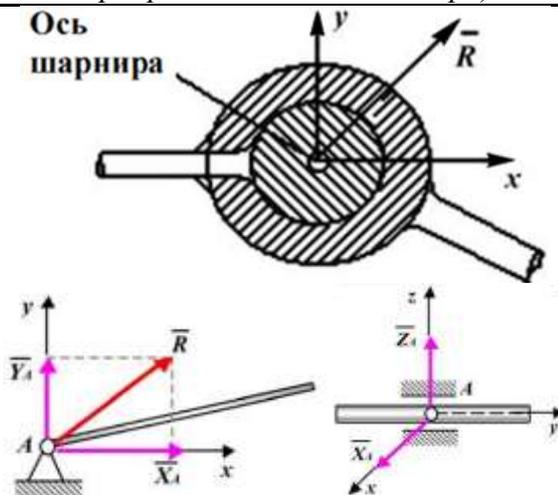
*Цилиндрический шарнир (подшипник, шарнирно-неподвижная опора)*

Одно тело может поворачиваться относительно другого вокруг общей оси, называемой осью шарнира.

Модуль и направление полной реакции определяют две составляющие реакции в этой плоскости.

Реакция  $R_A$  цилиндрического шарнира может иметь любое направление в плоскости, перпендикулярной оси вращения, т. е. в плоскости  $Ax$ .

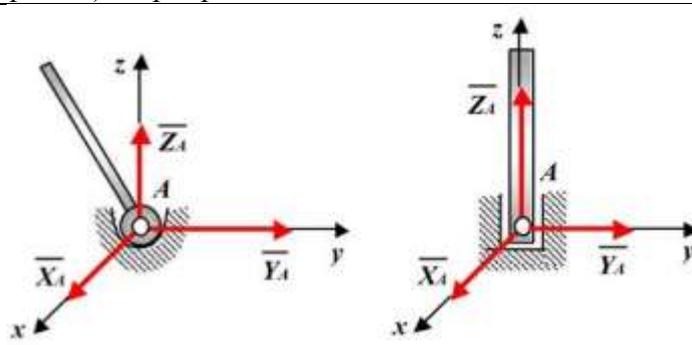
Обычно ее раскладывают на две составляющие  $X_A$  и  $Y_A$  по двум взаимноперпендикулярным направлениям



*Сферический (шаровый) шарнир, подпятник*

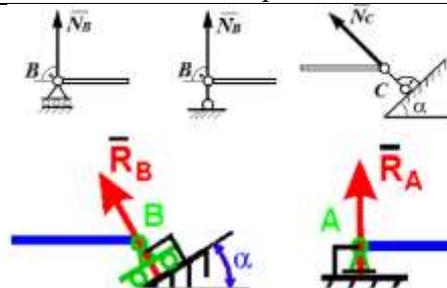
Тела, соединённые с помощью сферического шарнира, могут как угодно поворачиваться относительно центра шарнира. Реакция сферического шарнира  $\vec{R}$  может иметь любое направление в пространстве.

Три составляющие  $\vec{X}_A$ ,  $\vec{Y}_A$ ,  $\vec{Z}_A$  реакции определяют модуль и направление полной реакции.



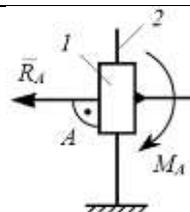
*Подвижный шарнир, шарнирно-подвижная опора*

Реакция  $N, R$  проходит через ось шарнира и направлена перпендикулярно к опорной плоскости



*Ползун на стержне*

Реакция  $\vec{R}$  направлена перпендикулярно стержню 2, момент пары сил  $M_A$  препятствует повороту ползуна 1 относительно точки A.



<i>Ползун в направляющих</i>	
<p>Рекция <math>\vec{N}_A</math> направлена перпендикулярно направляющим, момент пары сил <math>M_A</math> препятствует повороту ползуна <math>I</math> относительно точки <math>A</math>.</p>	
<i>Жесткая заделка</i>	
<p>В плоскости жесткой заделки будут две составляющие реакции, <math>\vec{X}_A, \vec{Y}_A</math> и момент пары сил <math>M_A</math>, который препятствует повороту балки <math>I</math> относительно точки <math>A</math>.</p> <p>Нахождение реакции жесткой заделки сводится к определению составляющих <math>X_A</math> и <math>Y_A</math> препятствующих линейному перемещению балки в плоскости действия сил, и алгебраической величине момента <math>M_A</math> препятствующего вращению балки под действием приложенных к ней сил</p>	

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выполнить рисунок своего варианта
3. Обозначить активные силы.
4. Обозначить силы реакции связей.
5. Показать направление сил реакции связей.
6. Дать название и характеристику видов реакций связей.
7. Ответить на вопросы теста
8. Сделать вывод.

### ***Пояснение к выполнению задания***

1. *Указывают точку, равновесие которой рассматривается.* В задачах для практической работы такой точкой является центр тяжести тела или точка пересечения всех стержней и нитей.

2. *Прикладывают к рассматриваемой точке активные силы.* В задачах для практической работы активными силами являются собственный вес тела или вес груза, которые направлены вниз (правильнее — к центру тяжести земли). При наличии блока вес груза действует на рассматриваемую точку вдоль нити. Направление действия этой силы устанавливается из чертежа. Вес тела принято обозначать буквой  $G$ .

3. *Мысленно отбрасывают связи, заменяя их действие реакциями связей.* В предлагаемых задачах используются три вида связей — идеально гладкая плоскость, идеально жесткие прямолинейные стержни и идеально

гибкие нити, в дальнейшем именуемые соответственно плоскостью, стержнем и нитью.

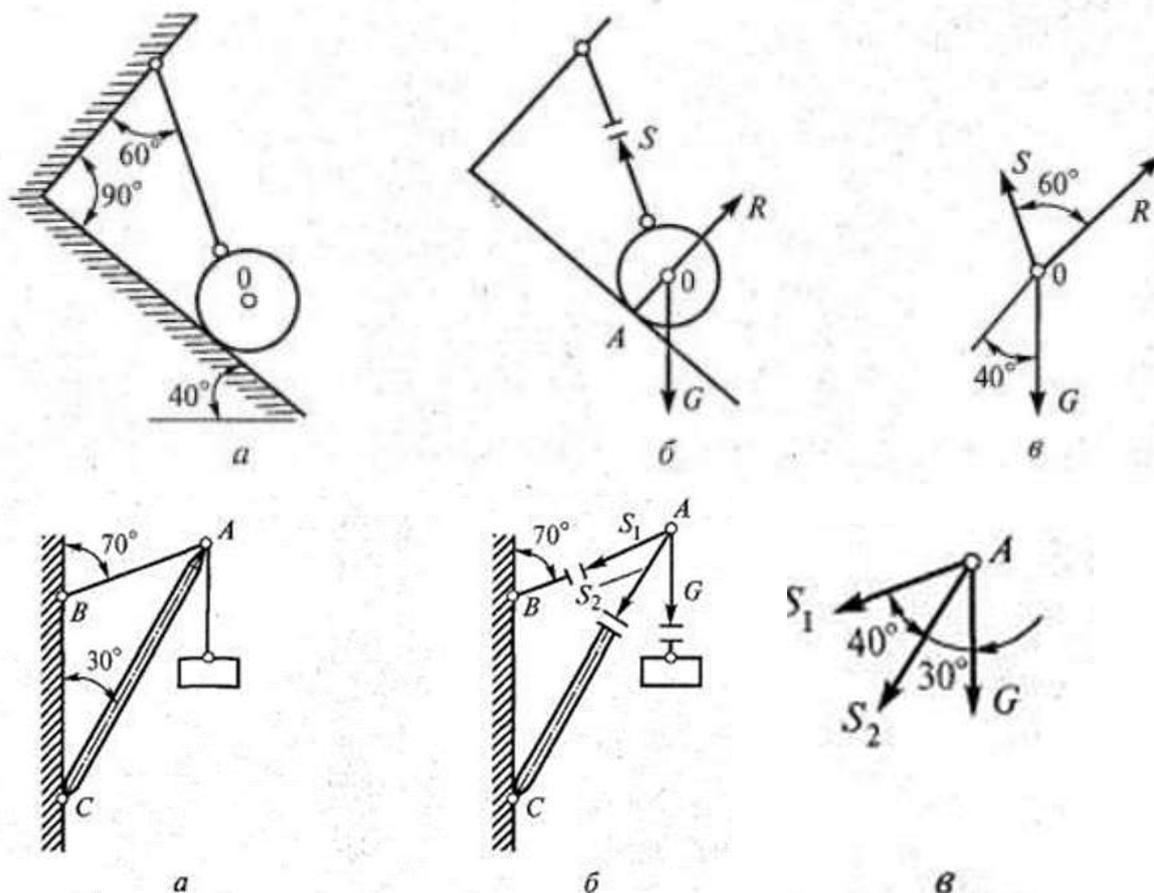


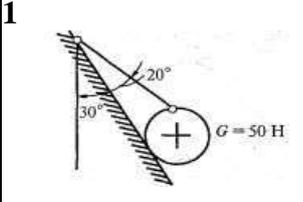
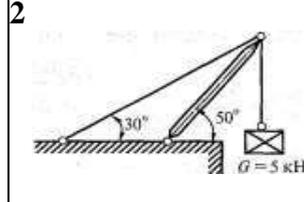
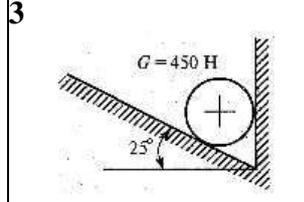
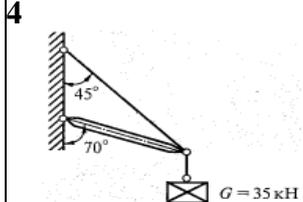
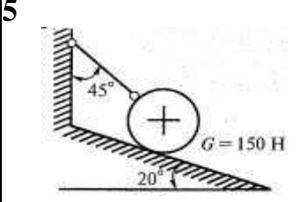
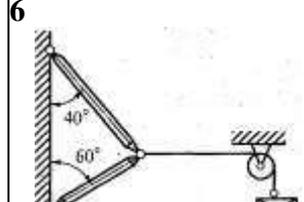
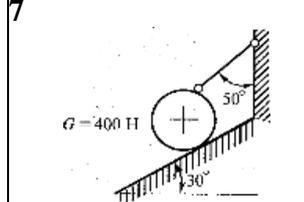
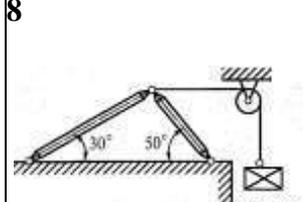
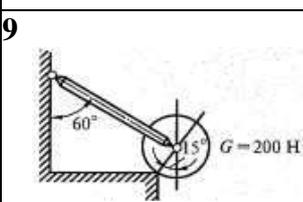
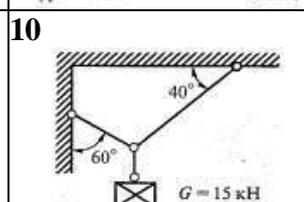
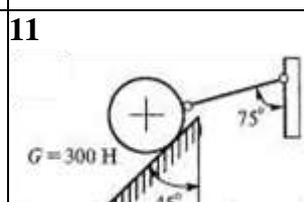
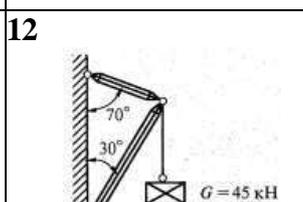
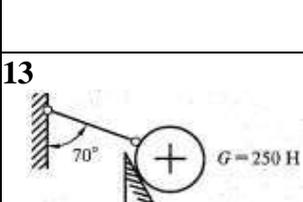
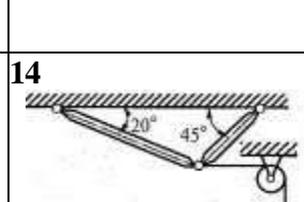
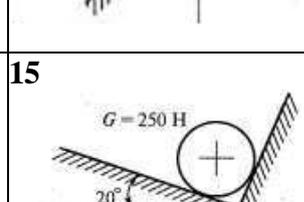
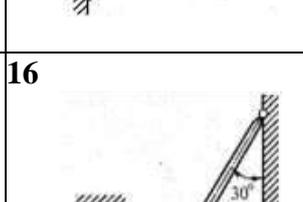
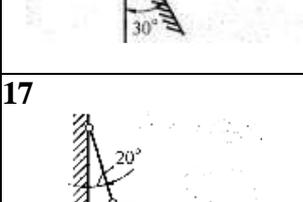
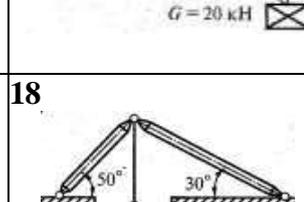
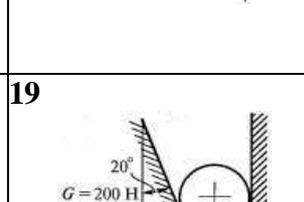
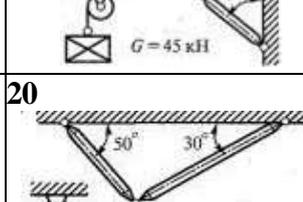
Рисунок 3.1 - Примеры решения задания

При замене связей их реакциями следует помнить, что реакция плоскости направлена по нормали (перпендикуляр) к ней в точке контакта (соприкосновения), а реакции стержня и нити — по их осям. При этом реакция плоскости направлена от нее и проходит через центр тяжести тела, а реакция нити — от рассматриваемой точки или тела (нить всегда испытывает растяжение). Направление реакции стержня заранее неизвестно, поэтому оно может быть принято произвольно. Если направление реакции стержня трудно определить из схемы, то его принимают растянутым, и реакцию направляют от рассматриваемой точки. Истинное направление будет установлено после решения уравнений.

Реакции нити и стержня принято называть усилиями. Реакцию плоскости обозначают буквой  $R$ , а усилие в нити и стержне —  $S$  или  $N$ . В дальнейшем, если не указывается вид связи или говорится о разных связях, то будет применяться термин «реакция».

К рассматриваемой точке прикладывают реакции связей. Лучше сделать это на отдельном чертеже, выполненном схематически, придерживаясь масштаба при изображении углов. В результате получают систему трех сходящихся сил. Активная сила (груз или собственный вес тела) известна, а реакции связей (их две) неизвестны.

## Исходные данные по вариантам

<b>1</b> 	<b>2</b> 	<b>3</b> 	<b>4</b> 
<b>5</b> 	<b>6</b> 	<b>7</b> 	<b>8</b> 
<b>9</b> 	<b>10</b> 	<b>11</b> 	<b>12</b> 
<b>13</b> 	<b>14</b> 	<b>15</b> 	<b>16</b> 
<b>17</b> 	<b>18</b> 	<b>19</b> 	<b>20</b> 

### Список вопросов теста

1. Какое тело считается свободным?
  - а) если равнодействующая всех сил равна нулю;
  - б) имеющее одну точку опоры;
  - в) находящееся в равновесии;
  - г) тело, которое не скреплено с другими телами и может совершать любые перемещение в пространстве.
2. Какое тело считается несвободным?
  - а) Тело, которое может перемещаться по всем направлениям;
  - б) тело, движение которого ограничено связью;
  - в) тело, которое может двигаться по вертикали;
  - г) тело, которое может двигаться по горизонтали;
  - д) тело, которое может вращаться.
3. Что называют связью?

- а) препятствие, которое ограничивает перемещение тела в пространстве;
  - б) сила, действующая на тело, которое может перемещаться;
  - в) сила, действующая на тело, которое не может перемещаться;
  - г) тело, которое может свободно перемещаться;
  - д) тело, которое не может свободно перемещаться.
4. Что называют реакцией связи?
- а) сила, с которой связь действует на тело;
  - б) сила, с которой рассматриваемое тело действует на связь;
  - в) взаимодействие между телом и связью;
  - г) любая неизвестная сила.
5. Как направлена реакция нити, шнура, троса?
- а) реакция образует произвольный угол с направлением связи;
  - б) вдоль нити, шнура, троса от рассматриваемого тела;
  - в) вдоль нити, шнура, троса к рассматриваемому телу;
  - г) перпендикулярно нити, шнуру, тросу;
  - д) под углом 45 градусов к нити, шнуру, тросу.
6. Куда направлены реакции связи?
- а) всегда параллельно оси;
  - б) всегда перпендикулярно оси симметрии;
  - в) в сторону противоположной той куда связь не дает перемещаться телу;
  - г) в сторону, куда связь не дает перемещаться телу;
  - д) вниз или вверх.

#### ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 4).

#### **Сравнительный анализ координат положения центра тяжести плоской фигуры, найденных аналитически и экспериментально**

**Цель работы:** Оценка погрешности определения положения центра тяжести фигуры, найденных аналитическим и экспериментальным способом

#### ***Основные теоретические положения***

По закону всемирного тяготения на все частицы тела, находящегося вблизи земной поверхности, действуют силы притяжения их к Земле, т.е. силы их тяжести. Эти силы направлены вертикально вниз и пересекаются приблизительно в центре Земли; но так как расстояние до центра Земли чрезвычайно велико по сравнению с расстояниями между частицами тела обычных размеров, то с очень большой точностью можно считать силы тяжести всех отдельных частиц тела параллельными.

Равнодействующая сил тяжести всех отдельных частиц тела называется *силой тяжести тела*; модуль этой силы называется *весом тела*.

Как бы мы ни поворачивали тело и ни изменяли его положение в пространстве, силы тяжести его отдельных частиц останутся параллельными друг другу (вертикальными); относительно тела они будут поворачиваться вокруг своих точек приложения, сохраняя свою параллельность и свою величину. Но при таком повороте равнодействующая параллельных сил всегда

проходит через одну и ту же точку - центр данной системы параллельных сил. Отсюда следует, что центр тяжести находится в совершенно определенной для каждого тела точке и не изменяет своего положения относительно этого тела при изменении положения самого тела.

*Центр тяжести* тела есть такая, неизменно связанная с этим телом, точка, через которую проходит линия действия силы тяжести данного тела при любом положении тела в пространстве.

Заметим, что неправильно представлять себе центр тяжёсти как материальную частицу тела, к которой непосредственно приложена сила тяжести тела. Последняя есть равнодействующая, которой мы можем лишь условно заменить в задачах механики (и притом не во всех) действие на тело сил тяжести, приложенных к его элементарным частицам. Центр же тяжести тела есть лишь точка, через которую всегда проходит линия действия этой равнодействующей. Центр тяжести тела может лежать в точке, где вовсе нет материальных частиц, принадлежащих данному телу.

Так, например, центром тяжести однородного шара с концентрической полостью служит его геометрический центр, так как при любом положении шара через эту точку будет проходить равнодействующая сил тяжести его элементарных частиц.

Большое практическое значение имеет определение центра тяжести тонких плоских однородных пластин. Их толщиной обычно можно пренебречь и считать, что центр тяжести расположен в плоскости.

Если координатную плоскость  $xOy$  совместить с плоскостью фигуры, то положение центра тяжести определяется двумя координатами:

$$X_c = (\sum S_i \cdot X_i) / S = (S_1 \cdot X_1 + S_2 \cdot X_2 + \dots + S_n \cdot X_n) / S ; \quad (4.1)$$

$$Y_c = (\sum S_i \cdot Y_i) / S = (S_1 \cdot Y_1 + S_2 \cdot Y_2 + \dots + S_n \cdot Y_n) / S , \quad (4.2)$$

где  $S_i$  - площадь части фигуры,  $\text{мм}^2$  ( $\text{см}^2$ );

$X_i, Y_i$  - координаты центра тяжести частей фигуры,  $\text{мм}$  ( $\text{см}$ ).

Простыми будем называть тела (плоские фигуры), для которых площадь (длина) и координаты центра тяжести заданы, либо легко определяются.

Приведем примеры плоских фигур, для которых эти параметры определяются по формулам (табл. 4.1).

На рисунке 4.1. показана однородная плоская фигура сложной формы. Ее можно разбить на четыре простые фигуры: треугольник, квадрат, полукруг и прямоугольник.

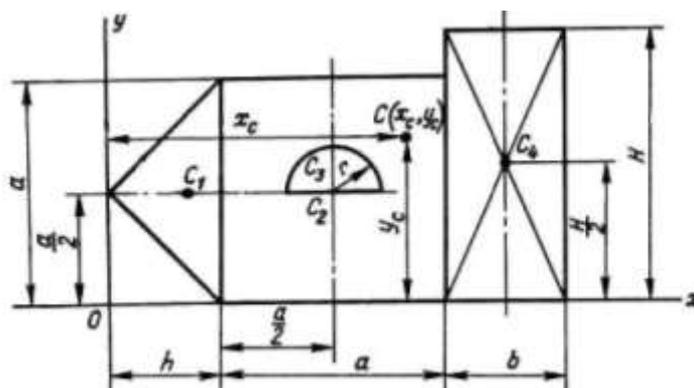
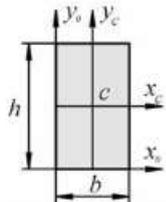
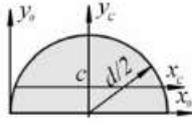
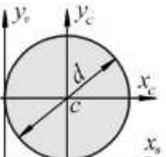
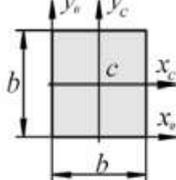
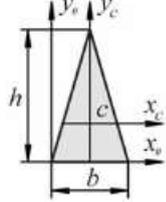
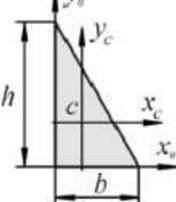


Рисунок 4.1 - Однородная плоская фигура сложной формы

Таблица 4.1 - Площадь и координаты центра тяжести некоторых фигур

Форма сечения	Площадь сечения	Координаты центра тяжести	Форма сечения	Площадь сечения	Координаты центра тяжести
	$A = b \cdot h$	$x_c = \frac{b}{2}$ $y_c = \frac{h}{2}$		$A = \frac{\pi \cdot d^2}{8}$	$x_c = \frac{d}{2}$ $y_c = \frac{2 \cdot d}{3 \cdot \pi}$
	$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$	$x_c = y_c = \frac{d}{2}$		$A = b^2$	$x_c = y_c = \frac{b}{2}$
	$A = \frac{1}{2} b \cdot h$	$x_c = \frac{b}{2}$ $y_c = \frac{h}{3}$		$A = \frac{1}{2} b \cdot h$	$x_c = \frac{b}{3}$ $y_c = \frac{h}{3}$

Проведя систему координат xOy, для каждой простой фигуры определяем координаты центра тяжести:

- $C_1 (2/3h; a/2);$
- $C_2 [(h+a)/2]; a/2];$
- $C_3 [(h+a)/2]; (a/2+4/3 \cdot R/\pi);$
- $C_4 [(h+a+b)/2]; H/2].$

и их площади:

- $S_1 = a \cdot h/2;$
- $S_2 = a^2;$
- $S_3 = -\pi R^2/2;$
- $S_4 = b \cdot H.$

Знак минус у площади показывает, что это площадь отверстия. Координаты центра тяжести всей фигуры вычисляются по формулам

## 2. Установка для испытания

Установка для опытного определения координат центра тяжести способом подвешивания состоит из вертикальной стойки 1 (рис.4.2) к которой прикреплен штырь 2.

Плоская фигура 3 подвешивается на штырь сначала в точке A, а потом в точке B. С помощью отвеса 4, закрепленного на том же штыре, на фигуре прочерчивают карандашом или мелом вертикальную линию, соответствующую нити отвеса. Центр тяжести C фигуры будет находиться и точке пересечения

вертикальных линий, нанесенных при подвешивании фигуры в точках  $A$  и  $B$ .

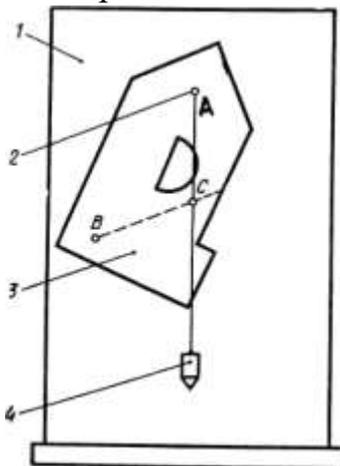


Рисунок 4.2 - Установка для испытания

### 3. Пример аналитического определения центра тяжести плоской фигуры

Дано:

$$AH = 2 \text{ см} \quad HG = 1,5 \text{ см} \quad AB = 3 \text{ см} \quad BK = 10 \text{ см} \quad EF = 4 \text{ см} \quad ED = 2 \text{ см}$$

Проводим оси  $Ox$  и  $Oy$  и разбиваем пластину на три прямоугольника:  $AHGL$ ,  $LRKB$  и  $EDRF$  (линии разреза показаны на рис.4. 3).

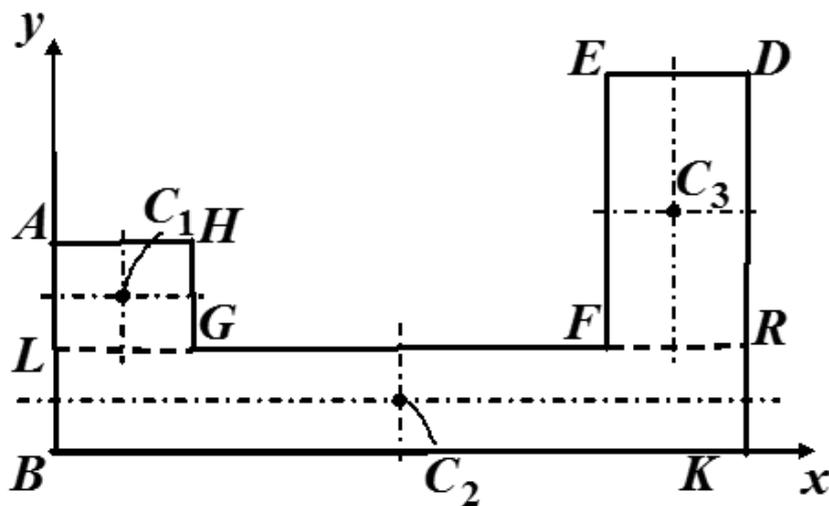


Рисунок 4.3 – Пример фигуры для решения

Вычисляем координаты центров тяжести каждого из прямоугольников и их площади:

Для прямоугольника  $AHGL$

$$S_1 = AH \cdot HG \quad x_1 = AH/2 \quad y_1 = LB + HG/2$$

Так как  $LB = AB - HG = 3 - 1,5 = 1,5 \text{ см}$ , то

$$S_1 = 2 \cdot 1,5 = 3 \text{ см}^2 \quad x_1 = 2/2 = 1 \text{ см} \quad y_1 = 1,5 + 1,5/2 = 2,25 \text{ см}$$

Для прямоугольника  $LRKB$

$$S_2 = BK \cdot LB \quad x_2 = BK / 2 \quad y_2 = LB / 2$$

т.е.

$$S_2 = 10 \cdot 1,5 = 15 \text{ см}^2 \quad x_2 = 10 / 2 = 5 \text{ см} \quad y_2 = 1,5 / 2 = 0,75 \text{ см}$$

Для прямоугольника *EDRF*

$$S_3 = ED \cdot EF \quad x_3 = BK - ED / 2 \quad y_3 = LB + EF / 2$$

т.е.

$$S_3 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ см}^2 \quad x_3 = 10 - 2 / 2 = 9 \text{ см} \quad y_3 = 1,5 + 4 / 2 = 3,5 \text{ см}$$

По формулам 1, 2 получаем:

$$x_c = \frac{1 \cdot 3 + 5 \cdot 15 + 9 \cdot 8}{3 + 15 + 8} = \frac{150}{26} = 5,8 \text{ см}$$

$$y_c = \frac{2,25 \cdot 3 + 0,75 \cdot 15 + 3,5 \cdot 8}{3 + 15 + 8} = \frac{46}{26} = 1,8 \text{ см}$$

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Ознакомиться с устройством установки для определения центра тяжести плоской фигуры.
3. Вырезать из картона фигуру (форма и размеры из своего варианта) и начертить ее.
4. Провести оси координат так, чтобы они охватывали всю фигуру, разбить сложную фигуру на простые части, определить, площадь и координаты центра тяжести каждой простой фигуры относительно выбранной системы координат.
5. Вычислить координаты центра тяжести всей фигуры аналитически.
6. Получить экспериментальное положение центра тяжести фигуры методом двух подвесов.
7. Полученные результаты свести в таблицу 4.2

Таблица 4.2 – Результаты работы

<b><i>Экспериментальный метод</i></b>			
$x_c$ , см		$y_c$ , см	
<b><i>Аналитический метод</i></b>			
Элементарная фигура	Площадь, см <sup>2</sup>	$x_i$ , см	$y_i$ , см
1			
2			
3			
Фигура целиком			

8. Оценить погрешность положения центра тяжести фигуры, найденных аналитическим и экспериментальным способом.

9. Ответить на контрольные вопросы

10. Сделать вывод.

### *Содержание отчета*

1. Макет фигуры из картона.

2. Чертеж выбранной фигуры с указанием номера площади и координат центра тяжести каждой фигуры ( см. табл. 4.3 с исходными данными).

3. Вычисление координат  $x_C$ ,  $y_C$  центра тяжести всей фигуры по формулам 1 и 2 (положение центра тяжести нанести на чертеж фигуры).

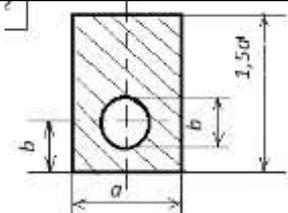
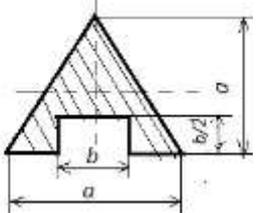
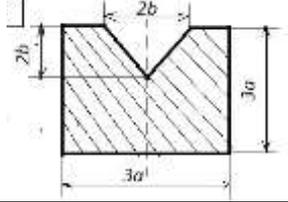
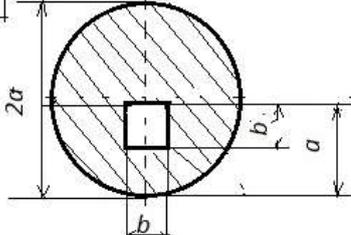
4. Значение координат центра тяжести фигуры, найденных при подвешивании фигуры в двух точках:  $x_C$  (опыт);  $y_C$  (опыт).

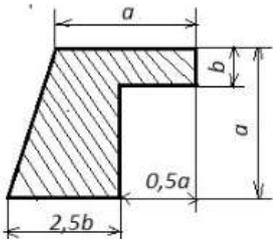
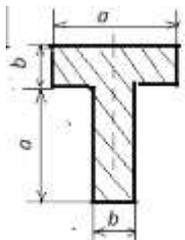
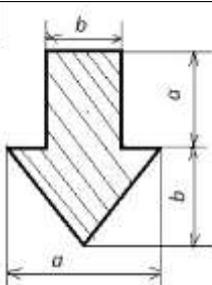
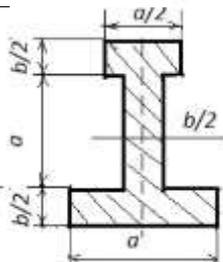
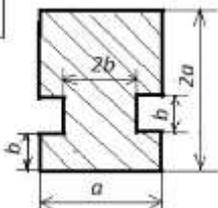
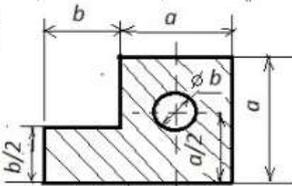
5. Таблица – Результаты работы

6. Заключение о положении центра тяжести при аналитическом и опытном определении (вычислить погрешность по формулам:

$$\Delta x_C = (x_C - x_{C(\text{опыт})}) / x_C; \quad \Delta y_C = (y_C - y_{C(\text{опыт})}) / y_C.$$

**Таблица 4.3 – Исходные данные**

№ варианта	Рисунок	Размеры, см	
		<i>a</i>	<i>b</i>
1, 11		18	6
2, 12		20	8
3, 13		6	4
4, 14		10	5

5, 15		20	4
6, 16		20	8
7, 17		20	10
8, 18		18	10
9, 19		15	5
10, 20		20	10

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте определение центра тяжести тела.
2. Что такое вес тела?
3. Почему при любом положении тела в пространстве равнодействующая сил тяжести всегда проходит через центр тяжести?
4. Как можно определить положение центра тяжести сложного тела аналитически?
5. Почему у симметричного тела центр тяжести всегда лежит на оси

его симметрии?

6. Может ли находиться центр тяжести вне тела?

7. Укажите, какой способ определения центра тяжести может дать наиболее быстрый ответ, если фигуру трудно разбить на небольшое число простых фигур.

### ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 5).

#### Определение опорных реакций балки при действии вертикальных нагрузок

**Цель работы:** закрепление полученных знаний при определении опорных реакций в балочных системах, используя три уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил.

#### Основные теоретические положения

Очень часто в машинах и конструкциях встречаются тела удлиненной формы, называемые балками (или балочными системами).

Балка — это элемент конструкции, который имеет длину гораздо больше поперечных размеров и несет на себе поперечные нагрузки (рис 5.1, а). На балку давит нагрузка (рис 5.1, б) — сила, в свою очередь, балка давит на опоры. И чтобы балка лежала на опорах (никуда не проваливалась), опоры выполняют свою основную функцию — удерживают балку. А чтобы удерживать балку, опоры должны компенсировать тот вес, с которым балка давит на них.

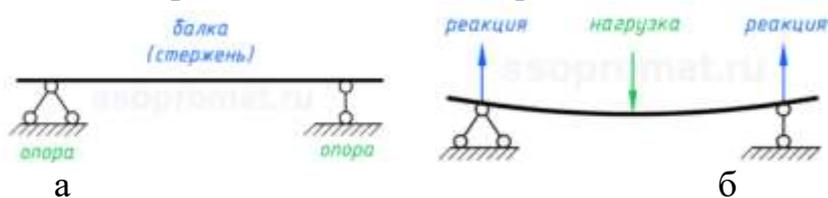


Рисунок 5.1 - Балка (стержень), лежащая на опорах

Соответственно, действие опор можно представить в виде некоторых сил, так называемых — *реакций опор*.

Для балки, и нагрузка, и реакции опор, будут являться внешними силами, которые нужно обязательно учитывать при расчёте балки.

Связи — это способы закрепления элементов конструкций. Опоры — это тоже связи.

Существуют три типа балочных опор:

*Шарнирно-подвижная* (рис. 5.2).

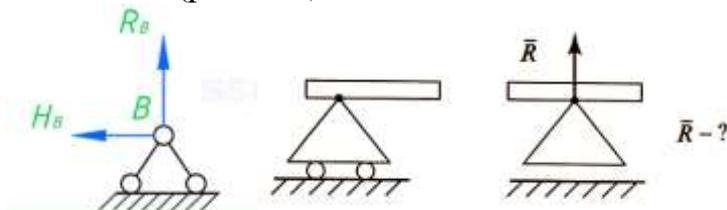


Рисунок 5.2 – Шарнирно-подвижная опора

Дает возможность балке вращаться вокруг центра шарнира и перемещаться в горизонтальном направлении. В шарнирно-подвижной опоре

возникает только вертикальная реакция. Для этой опоры *известны* точка приложения реакции (находится в центре шарнира) и направление реакции (направлена перпендикулярно поверхности опоры). *Неизвестна* только величина реакции.

*Шарнирно-неподвижная* (рис. 5.3).

Позволяет балке поворачиваться вокруг оси шарнира, но не дает возможности перемещаться в горизонтальном направлении. В шарнирно-неподвижной опоре возникает две реакции: вертикальная и горизонтальная. Для этой опоры *известна* только точка приложения реакции (находится в центре шарнира). *Неизвестна* величина и направление реакции. Поэтому для данной опоры необходимо найти две составляющие реакции:  $R_x$  и  $R_y$ .

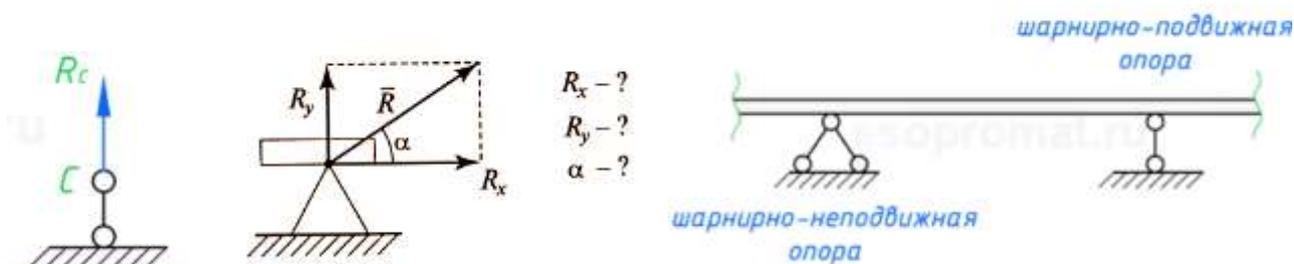


Рисунок 5.3 - Шарнирно-неподвижная опора

*Жесткая заделка (защемление)* (рис.5.4).

Не позволяет балке ни поворачиваться, ни перемещаться. О реакции этой опоры *ничего не известно*. Поэтому для этой опоры необходимо найти три составляющие реакции:  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $M$ .

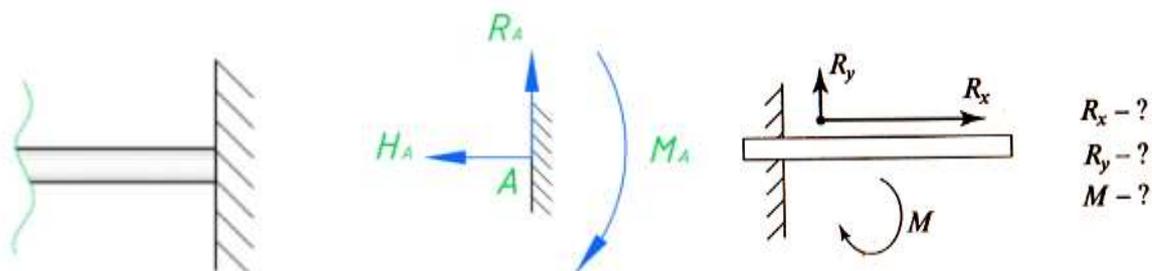


Рисунок 5.4 - Жесткая заделка (защемление)

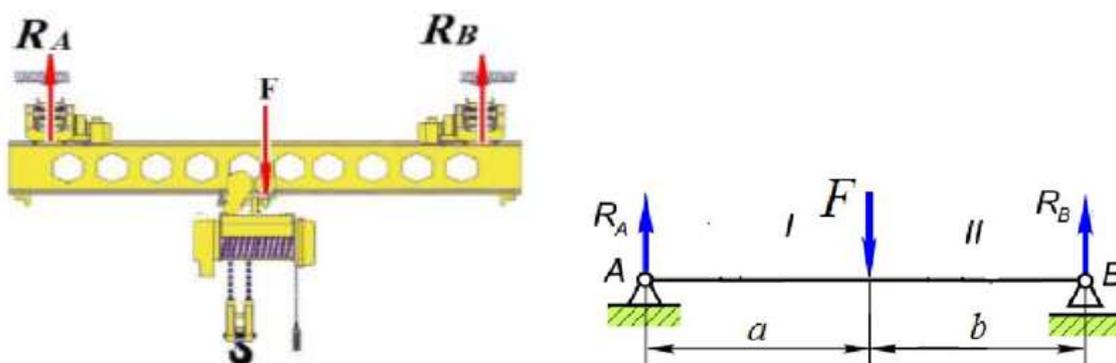


Рисунок 5.5 - Балочная система

Момент силы — это произведение силы на плечо. Где плечо — это кратчайшее расстояние от точки до силы, то есть перпендикуляр. На рис. 5.6 показано, как определить момент силы  $F$ , относительно точки  $O$ .



Рисунок 5.6 - Момент силы

*Правило знаков для моментов:*

Также для моментов, нужно задаться каким-то правилом знаков. Я в своих уроках буду придерживаться такого правила:

- если сила относительно точки стремится повернуть ПРОТИВ часовой стрелки, то момент отрицательный;
- если она стремится повернуть ПО часовой стрелке, то момент положительный.

*Порядок решения задач по определению реакции балочных опор.*

1. Строят расчетно-графическую схему, т.е. под балкой проводят прямую, параллельную ее оси, и к этой прямой переносят все действующие нагрузки.
2. Проводят оси координат: ось  $X$  вдоль оси балки, ось  $Y$  перпендикулярно ей.
3. Обозначают опоры. Общепринято их обозначать буквами  $A$  и  $B$ .
4. Освобождаются от опор и заменяют их действие на балку реакциями. Реакцию опоры  $A$  обозначают -  $R_A$ , а опоры  $B$  -  $R_B$ .

5. Составляют уравнения равновесия статики для произвольной плоской системы сил таким образом и в такой последовательности, чтобы решением каждого из этих уравнений было определение одной из неизвестных реакций опор:

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0; \\ \Sigma M_B &= 0; \\ \Sigma F_X &= 0.\end{aligned}$$

Следует иметь в виду:

— Моментом силы относительно точки называется произведение этой силы на плечо – кратчайшее расстояние от этой точки приложения силы (в общем случае до линии действия силы).

— Если сила стремится повернуть балку относительно рассматриваемой точки по часовой стрелке, то будем считать момент положительным, а если против – отрицательным.

— Сосредоточенный момент не умножается на расстояние до опоры, а правило знаков остается тем же, что для момента силы.

Решают уравнения и находят реакции  $R_A$  и  $R_B$

6. Проверить правильность найденных опорных реакций по уравнению, которое не было использовано для решения задачи:

$$\Sigma F_Y=0$$

Если оно удовлетворено, то реакции найдены правильно, а если нет, то в решении допущена ошибка.

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выбрать схему балки и исходные данные согласно варианту (см. табл. 5.1, рис. 5.4).
3. Построить расчетно-графическую схему.
4. Провести оси координат, обозначить опоры.
5. Составить уравнения равновесия.
6. Решить уравнения и найти реакции  $R_A$  и  $R_B$ .
7. Выполнить проверку решения.
8. Сделать вывод о проделанной работе.
9. Ответить на вопросы тест-задания.

### ***Тест-задание.***

1. Балка-это элемент конструкции, который....
  - а) имеет ширину гораздо больше поперечных размеров;
  - б) имеет длину гораздо больше поперечных размеров;
  - в) несет на себе поперечные нагрузки;
  - г) несет на себе продольные нагрузки.
2. Равнодействующая равномерно распределенной нагрузки зависит от:
  - а) интенсивности нагрузки;
  - б) длины участка, на котором она действует;
  - в) интенсивности нагрузки и длины участка, на котором она действует.
3. Какой вид связи исключает возможность любых перемещений и поворот вдоль осей:
  - а) гладкая опора;
  - б) нить;
  - в) шарнирно-неподвижная опора;
  - г) жесткая заделка.
4. Момент силы, относительно точки равен нулю, если:
  - а) линия действия этой силы проходит через эту точку;
  - б) плечо =  $\infty$ ;
  - в) плечо = 0;
  - г) плечо = 1.
5. Единицей измерения момента сил является:
  - а)  $H^*m$ ;
  - б)  $H/m$ ;
  - в)  $H$ ;

Таблица 5.1 - Исходные данные

Вариант	Сила, кН		Момент силы $M$ , кН·м	№ схемы балки
	$F_1$	$F_2$		
1	75	30	10	I
2	70	40	20	II
3	65	50	30	III
4	60	20	40	IV
5	55	15	50	V
6	50	20	60	VI
7	45	30	5	VII
8	40	35	10	VIII
9	55	50	15	IX
10	30	50	20	X
11	55	20	10	I
12	50	40	20	II
13	45	15	30	III
14	40	20	5	IV
15	55	30	10	V
16	30	35	15	VI
17	75	50	20	VII
18	70	30	40	VIII
19	65	40	50	IX
20	60	50	60	X

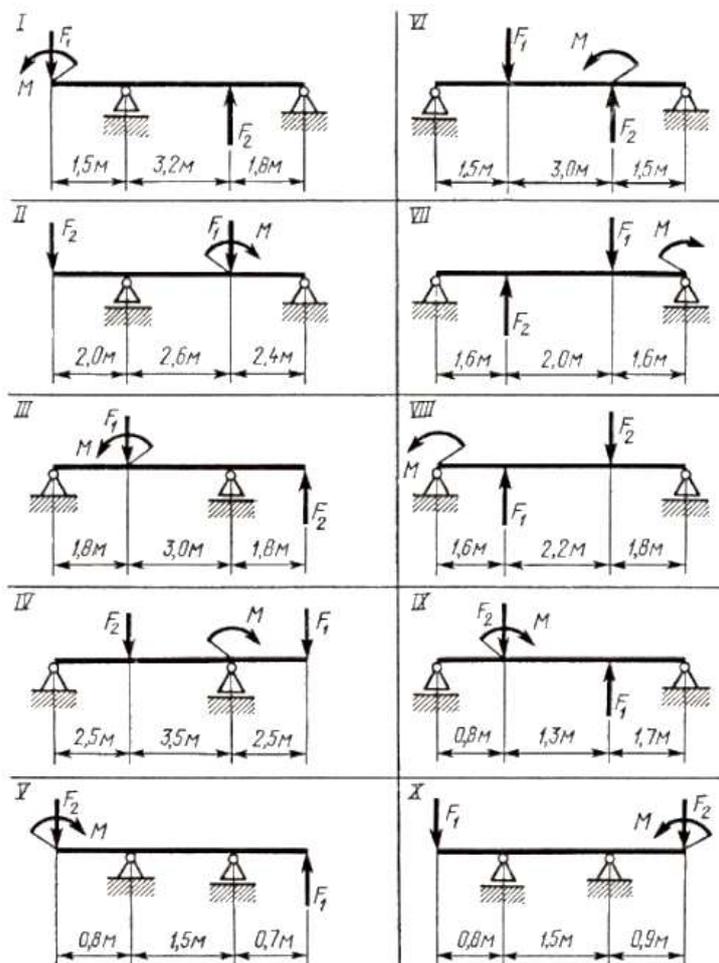


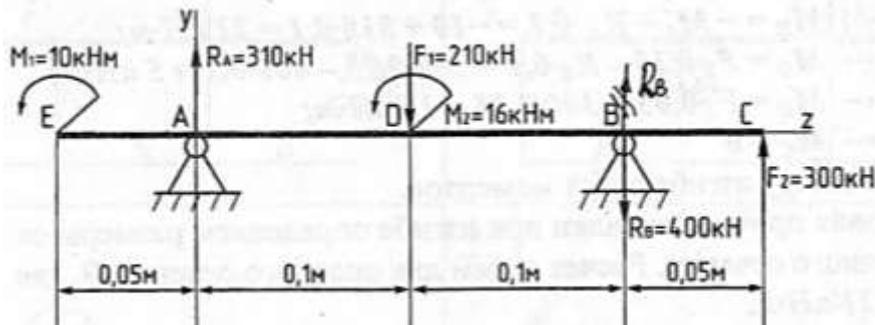
Рисунок 5.7 – Схемы балок для задания

### Содержание отчета

1. Схема и исходные данные задания.
2. Расчетно-графическая схема.
3. Составление уравнений равновесия и определение реакций опор.
4. Проверка решения.
5. Краткие выводы.
6. Ответы на тест-задание.

### Пример решения практического задания

1. Изображаем балку со всеми нагрузками.



2. Показываем направление осей  $y$  и  $z$ .
3. Опоры A и B заменяем реакциями опор  $R_A$  и  $R_B$ , предварительно направив их вверх.
4. Составляем уравнения равновесия и определяем величину реакции опор.  
 $\Sigma M_A(F_i) = 0; -M_1 + F_1 \cdot 0,1 - M_2 - R_B \cdot 0,2 - F_2 \cdot 0,25 = 0;$   
 $R_B = -400 \text{ кН}$   
 $\Sigma M_B(F_i) = 0; -M_1 + R_A \cdot 0,2 - F_1 \cdot 0,1 - M_2 - F_2 \cdot 0,05 = 0.$   
 $R_A = 310 \text{ кН}$
5. Составляем проверочное уравнение:

$$\Sigma F_{iy} = 0; R_A - F_1 - R_B + F_2 = 0$$
$$310 - 210 - 400 + 300 = 0$$

Реакции опор определены верно. Реакция  $R_B$  получилась отрицательной, то есть направлена не вверх, а вниз, что и показываем на чертеже, перечеркивая предварительно выбранное направление. Найденные значения  $R_A$  и  $R_B$  проставляем на чертеже.

### ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 6).

#### Исследование вида и параметров движения шкива привода установки для перемещения сварочных аппаратов по кинематическому графику

**Цель работы:** анализ кинематических графиков движения шкива привода, выявление взаимосвязи кинематических параметров движения с построением графиков угловых перемещений и угловых ускорений.

#### Основные теоретические положения

В зависимости от ускорения существуют следующие виды движения:

*Равномерное* – это движение с постоянной скоростью.

— Для прямолинейного равномерного движения -  $\alpha_t = 0$ ,  $\alpha_n = 0$ .

— Для криволинейного движения -  $\alpha_t = 0$ ,  $\alpha_n = V^2/r$ .

Уравнение движения  $S = S_0 + V*t$ .

*Равнопеременное движение* – это движение с постоянным ускорением.

— Для прямолинейного равнопеременного движения -  $\alpha = \alpha_t = 0$ ,  $\alpha_n = 0$ .

— Для криволинейного движения -  $\alpha_t \neq 0$ ,  $\alpha_n \neq 0$ .

Уравнение движения  $S = S_0 + V_0*t + \alpha*t^2/2$ .

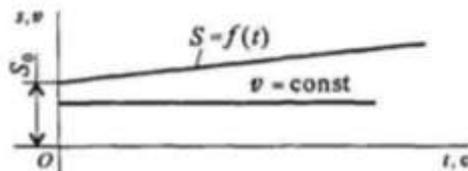
Уравнение скорости.  $V = V_0 + \alpha*t$

*Неравномерное движение* – это движение, при котором скорость и ускорение с течением времени изменяются.

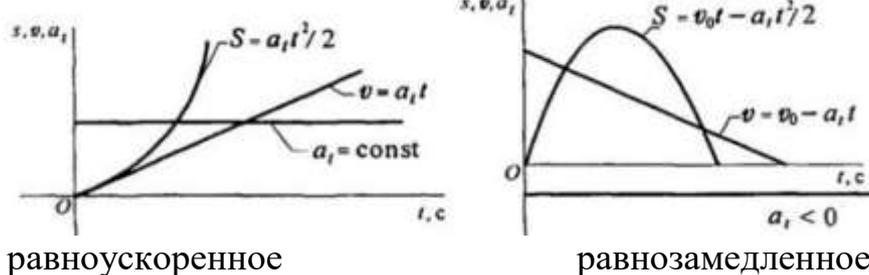
Уравнение движения — это уравнение третьей  $S = f(t^3)$  и выше степени.

*Кинематические графики* – это графики изменения пути, скорости и ускорения в зависимости от времени.

Равномерное движение



Равнопеременное движение



равноускоренное

равнозамедленное

Простейшие виды движения твердого тела:

*Поступательное движение* – это движение твердого тела, при котором всякая прямая линия на теле при движении остается параллельной своему начальному положению. При поступательном движении все точки тела движутся одинаково.

*Вращательное движение* – это движение, при котором все точки тела описывают окружности вокруг общей неподвижной оси, которая называется осью вращения.

Для описания вращательного тела вокруг неподвижной оси используют угловые характеристики:

Угол поворота тела  $\varphi$ , измеряется в радианах. Уравнение движения  $\varphi = f(t)$ .

Угловая скорость  $\omega$ , определяет изменение угла поворота в единицу времени. Измеряется рад/с. Угловая скорость определяется как первая производная от угла поворота по времени  $\omega = \varphi'$ .

Иногда для оценки быстроты вращения используют угловую частоту вращения  $n$ , которая оценивается в оборотах в минуту. Между угловой скоростью и частотой вращения существует зависимость:  $\omega = \pi*n/30$ .

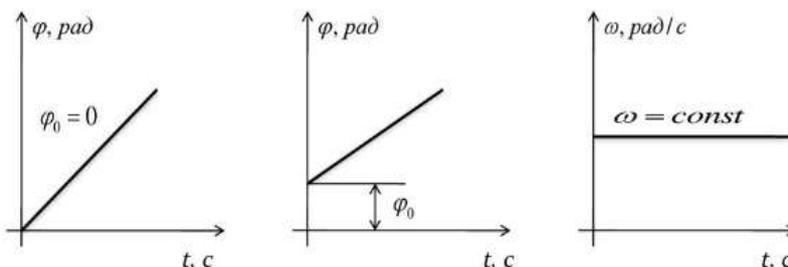
Угловое ускорение, определяет изменение угловой скорости во времени. Измеряется рад/с<sup>2</sup>. Угловое ускорение определяется как первая производная от угловой скорости по времени или вторая производная от угла поворота по времени  $\alpha = \omega' = \varphi''$ .

Частные случаи вращательного движения

*Равномерное вращение* – угловая скорость постоянна  $\omega = const$ :

Уравнение равномерного вращения  $\varphi = \varphi_0 + \omega * t$ .

### Кинематические графики



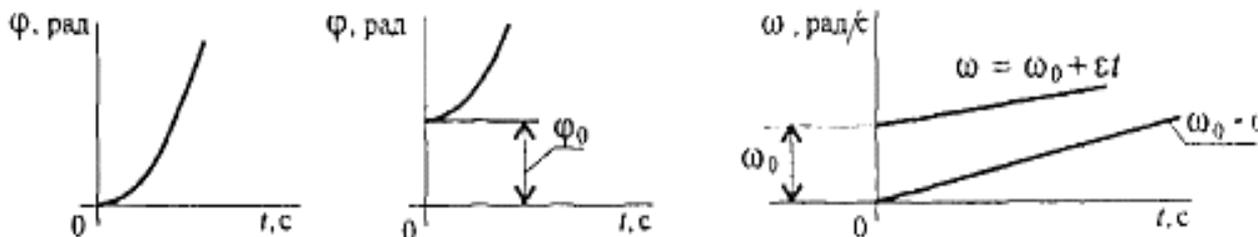
*Равнопеременное вращение* - угловое ускорение постоянно  $\alpha = const$ .

Уравнение равнопеременного вращения  $\varphi = \varphi_0 + \omega_0 * t + \alpha * t^2 / 2$ .

Угловое ускорение при ускоренном движении – величина положительная, угловая скорость возрастает.

Угловое ускорение при замедленном движении – величина отрицательная, угловая скорость убывает.

### Кинематические графики



*Скорости и ускорения точек вращающегося тела:*

Путь точки А:  $S_A = \varphi * r_A$ .

Линейная скорость точки А:  $v_A = \omega * r_A$ .

Ускорение точки А:  $\alpha_r = \alpha * r$ , – касательное;

$\alpha_n = \omega^2 * r_A$  – нормальное,

где  $r_A$  - радиус траектории точки А

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать данные своего варианта (см. табл. 6.1).
3. Определить вид движения на каждом участке по приведенному кинематическому графику.
4. Записать законы движения шкива на каждом участке. Параметры движения в конце каждого участка являются начальными параметрами

движения на каждом последующем.

5. Определить полный угол поворота шкива за время вращения. Использовать формулу для перехода от угловой частоты вращения к угловому ускорению.

6. Определить полное число оборотов шкива, используя формулу.

$$N = \frac{\varphi}{2\pi}$$

7. Построить графики угловых перемещений и угловых ускорений.

8. Определить нормальное и касательное ускорения точки на ободе шкива в указанные моменты времени.

9. Сделать вывод.

### **Содержание отчета**

1. Задание. Схема - график «Изменение частоты вращения шкива диаметром  $d$  в течении 10 секунд. Данные своего варианта (см. табл. 6.1).

2. Пояснения вида движения на каждом участке по приведенному кинематическому графику.

3. Законы движения шкива на каждом участке.

4. Вычисление полного угла поворота шкива за время вращения.

5. Вычисление полного числа оборотов шкива за время движения.

6. Графики угловых перемещений и угловых ускорений.

7. Вычисление нормального и касательного ускорения точки на ободе шкива в указанные моменты времени.

8. Вывод.

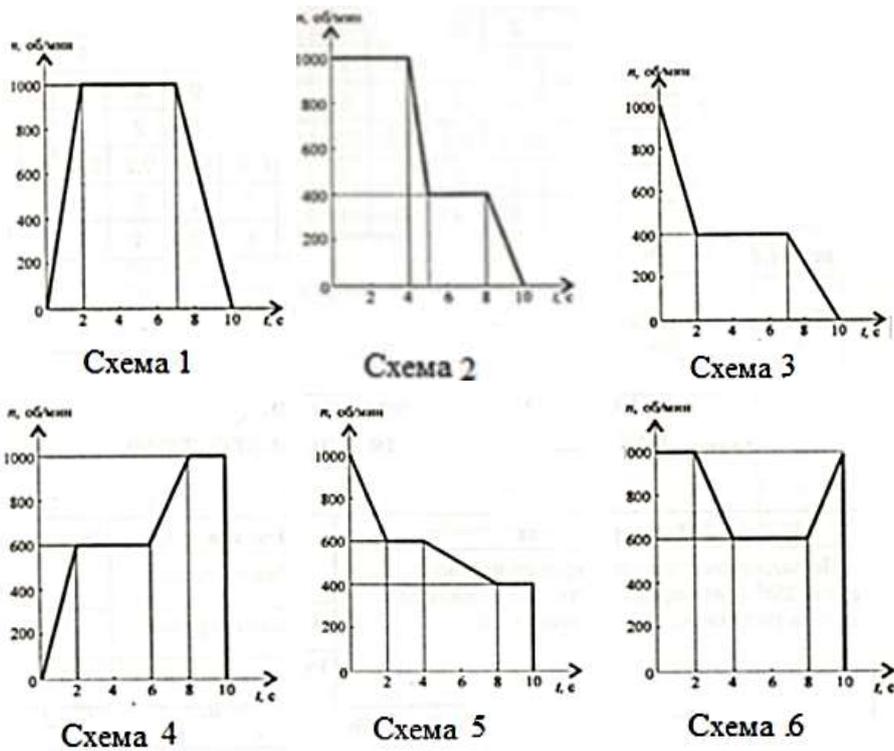
### **Исходные данные**

#### **Задание:**

Частота вращения шкива диаметром  $d$  привода установки для перемещения сварочных аппаратов меняется согласно графику. Определить полное число оборотов шкива за время движения и среднюю угловую скорость за это же время. Построить графики угловых перемещений и угловых ускорений шкива. Определить ускорение точек обода колеса в момент времени  $t_1$  и  $t_2$ .

**Таблица 6.1 – Исходные данные**

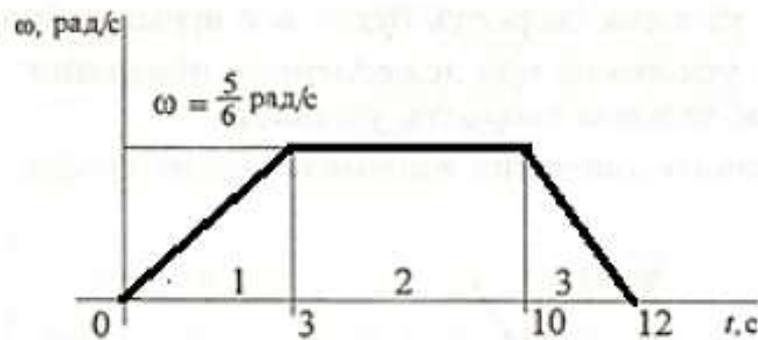
Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вариант	1	2	3	4	5	6	4	5	2	1
Номер схемы	1	2	3	4	5	6	4	5	2	1
Диаметр шкива ,м	0,2	0,3	0,4	0,6	0,5	0,8	0,7	0,9	0,2	0,3
$t_1$ , с	1	2	3	1	2	3	1	2	3	3
$t_2$ , с	8	9	8	9	8	6	9	8	9	6
Вариант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Номер схемы	5	1	3	6	4	5	3	2	6	1
Диаметр шкива ,м	0,4	0,6	0,2	0,3	0,4	0,6	0,5	0,8	0,7	0,9
$t_1$ , с	1	2	3	1	2	3	1	2	3	2
$t_2$ , с	8	9	8	9	8	6	9	8	9	6



Схемы к исходным данным

**Пример решения практического задания**

По заданному графику угловой скорости определить вид движения. Определить полное число оборотов шкива за время движения. Построить графики угловых перемещений и угловых ускорений шкива.



Решение:

1. Из графика определяем вид движения:

Участок 1 – скорость возрастает равномерно, движение равноускоренное;

Участок 2 – скорость постоянна - движение равномерное;

Участок 3 – скорость убывает равномерно – движение равноускоренное.

2. Определяем угловое ускорение

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t}$$

:

Участок 1 -  $\omega_0 = 0$  рад/с;  $\omega_1 = \frac{5}{6}$  рад/с;  $\alpha_1 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1} = \frac{\frac{5}{6}}{3} = 0,278$  рад/с<sup>2</sup>

Участок 2 -  $\omega_1 = \frac{5}{6}$  рад/с;  $\omega_2 = \frac{5}{6}$  рад/с;  $\alpha_2 = 0$  рад/с<sup>2</sup>;

Участок 3 -  $\omega_2 = \frac{5}{6}$  рад/с;  $\omega_3 = 0$  рад/с.  $\alpha_3 = \frac{\omega_3 - \omega_2}{t_3} = \frac{0 - \frac{5}{6}}{2} = -0,417$  рад/с<sup>2</sup>.

3. Определяем угол поворота :  $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$ ;  $\varphi = \varphi_0 + \omega_0 t + \frac{\alpha t^2}{2}$ ;  $\varphi_0 = 0$ .

Участок 1 -  $\varphi_1 = \varphi_0 + \omega_0 t + \frac{\alpha_1 t^2}{2} = \frac{0,278 \cdot 3^2}{2} = 1,25$  рад;

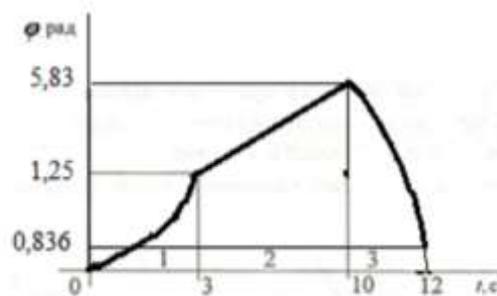
Участок 2 -  $\varphi_2 = \varphi_0 + \omega_1 t + \frac{\alpha_2 t^2}{2} = \frac{5}{6} \cdot 7 = 5,83$  рад;

Участок 3 -  $\varphi_3 = \varphi_0 + \omega_2 t + \frac{\alpha_3 t^2}{2} = \frac{5}{6} \cdot 2 + \frac{(-0,417) \cdot 2^2}{2} = 0,836$  рад.

4. Определяем полное число оборотов шкива за время движения:

$$N = \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{7,912}{2 \cdot 3,14} = 1,26 \text{ об.}$$

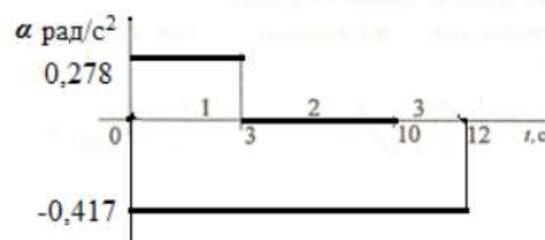
5. Строим графики угловых перемещений:



Участок 1 -  $\varphi_1 = 1,25$  рад;

Участок 2 -  $\varphi_2 = 5,83$  рад;

Участок 3 -  $\varphi_3 = 0,836$  рад.



6. Строим графики угловых ускорений.

Участок 1 -  $\alpha_1 = 0,278$  рад/с<sup>2</sup>

Участок 2 -  $\alpha_2 = 0$  рад/с<sup>2</sup>;

Участок 3 -  $\alpha_3 = -0,417$  рад/с<sup>2</sup>.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 7, 8, 9).

**Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений при деформации растяжении. Подбор сечения стержня. Анализ напряжений в конструктивных элементах при деформации растяжении.**

**Цель работы:** освоить порядок расчета на прочность при растяжении (сжатии), построения эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса, определения перемещения свободного конца бруса.

### **Основные теоретические положения**

При работе бруса на растяжение (сжатие) в его поперечных сечениях возникает продольная сила  $N$ .

Внутренние силы определяются с помощью метода сечений.

Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех внешних сил, приложенных по одну сторону от проведенного сечения.

Для расчета на прочность и определение перемещений поперечных сечений бруса надо знать закон изменения продольных сил по его длине.

При растяжении продольную силу будем считать положительной, при сжатии – отрицательной (рисунок 7.1).

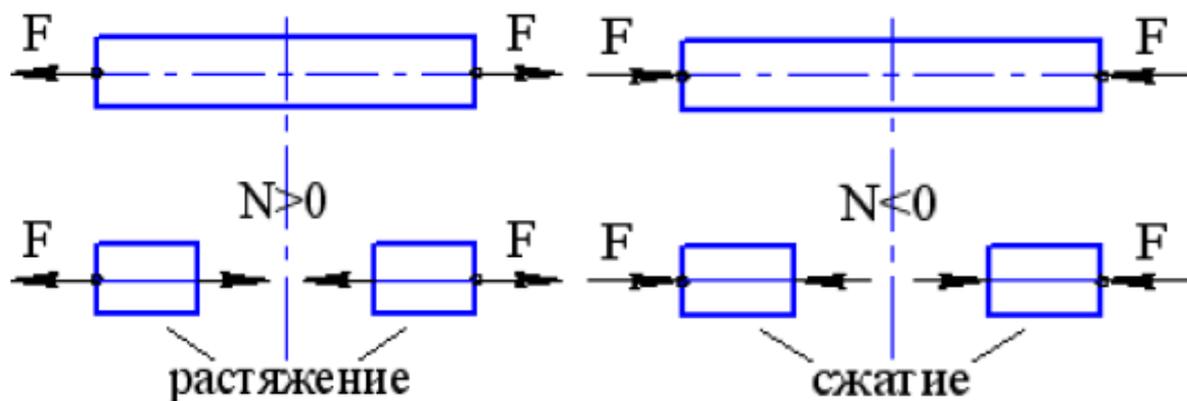


Рисунок 7.1 – Правило знаков для продольной силы  $N$

Условие прочности при растяжении и сжатии имеет вид:

$$\sigma = N / A \leq [\sigma],$$

где  $\zeta$ ,  $N$  – соответственно нормальное напряжение и продольная сила в опасном сечении (т.е. сечении, в котором возникают наибольшие напряжения);

$A$  – площадь поперечного сечения бруса;

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение.

Учитывая, что  $N / A = \sigma$ , формулу для абсолютного удлинения  $\Delta l$  можно представить в виде  $\Delta l = \sigma / E$ .

В таком виде формула удобна в тех случаях, когда предварительно определены напряжения.

Для ступенчатого бруса удлинение (укорочение) определяются по формуле

$$\Delta l = \sum \Delta l_i = \sum N_i l_i / E A_i = \sum \zeta_i l_i / E,$$

где  $N_i$ ,  $l_i$ ,  $A_i$  – соответственно продольная сила, длина и площадь сечения в пределах каждого участка стержня.

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать данные своего варианта.
3. Изобразить расчетную схему бруса
4. Найти реакцию опоры (заделки).
5. Из уравнений равновесия найти продольные силы  $N_i$  на каждом участке.
6. Из условия прочности определить площадь  $A$  поперечного сечения стержня
7. Определить нормальное напряжение на каждом  $i$ -м участке
8. Построить эпюры продольной силы  $N$  и нормальных напряжений  $\sigma$ .
9. Найти удлинения (укорочения) участков бруса  $\Delta l_i$  и полное изменение длины стержня  $\Delta l$ . Построить эпюру абсолютных перемещений.
10. Определить коэффициент запаса прочности
11. Сделать вывод
12. Ответить на контрольные вопросы.

### Пример решения

Для заданного стального бруса (сталь Ст.3 с  $\sigma_T = 240\text{Н/мм}^2$ ) требуется:

1. Построить эпюры продольных сил, нормальных напряжений и абсолютных перемещений по длине бруса;
2. С помощью принципа суперпозиции определить удлинение (укороченное) бруса;
3. Определить коэффициент запаса прочности

Дано:

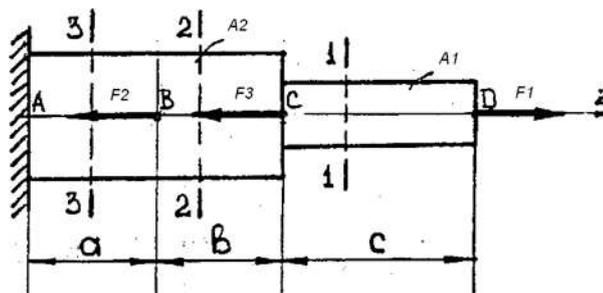
$$F_1 = 30\text{кН} \quad F_2 = 60\text{кН} \quad F_3 = 10\text{кН}$$

$$A_1 = 200\text{ мм}^2 \quad A_2 = 400\text{ мм}^2$$

$$a = 0,3\text{м}$$

$$b = 0,4\text{м}$$

$$c = 0,7\text{м}$$



Решение:

#### 1. Построение эпюры продольных сил.

Изображаем расчетную схему и определяем реакцию опоры в заделке, которую направляем с внешней стороны заделки. Если в результате определения реакции  $R_A$  окажется отрицательной, то это указывает на то, что ее направление противоположно.

Ступенчатый брус под действием сил  $F_1$ ,  $F_3$ ,  $F_2$  и реакции  $R_A$  находится в равновесии, поэтому для определения  $R_A$  достаточно составить одно уравнение проекций всех сил на ось  $z$ , совпадающую с осью бруса.

$$\Sigma F_z = F_1 - F_3 - F_2 - R_A = 0$$

Разграничим брус на участки. Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние силы, а для напряжений также и места изменения размеров поперечного сечения.

Пользуясь методом сечений, определяем для каждого участка величину и знак продольной силы. Проведем сечение 1–1 и рассмотрим равновесие правой отсеченной части бруса.

Внутренние силы в каждом сечении условно направляем в сторону отброшенной части. Если внутренняя продольная сила положительна на участке, имеет место деформация растяжения; отрицательна – сжатие.

По определению продольная сила в любом поперечном сечении равна алгебраической сумме проекций на продольную ось бруса всех сил, приложенных к отсеченной части.

$$N_1 = \Sigma F_{iz} = F_1 = 30 \text{ (кН)}$$

$$N_2 = \Sigma F_{iz} = F_1 - F_3 = 30 - 10 = 20 \text{ (кН)}$$

$$N_3 = \Sigma F_{iz} = F_1 - F_3 - F_2 = 30 - 10 - 60 = -40 \text{ (кН)}$$

Брус испытывает растяжение на первом и втором участках, сжатие — на третьем.

Эпюра продольной силы строится в следующей последовательности:

В разграниченном на участки брусе провести через точки приложения внешних сил линии, перпендикулярные его оси.

На некотором расстоянии от оси бруса провести линию параллельную его оси: на перпендикуляре к этой линии отложить в выбранном масштабе отрезок, соответствующий продольной силе для каждого участка: положительные вверх от оси эпюры, отрицательные – вниз. Через концы отрезков провести линии, параллельные оси. Ось эпюры проводят тонкой линией, а саму эпюру очерчивают толстыми линиями, эпюру штрихуют тонкими линиями, перпендикулярными ее оси. В масштабе каждая линия равна продольной силе в соответствующем сечении бруса. На эпюре указывают знаки плюс и минус и в характерных ее точках, где изменяется сила, проставляют ее значение. В сечениях, в которых приложены сосредоточенные силы, на эпюре имеются скачки – резкое изменение продольной силы "Скачок" продольной силы равен внешней силе, приложенной в данном сечении, что является проверкой правильности построенной эпюры.

## 2. Построение эпюры нормальных напряжений.

По гипотезе Бернулли при растяжении (сжатии) приложения внешних сил остаются плоскими и движутся поступательно в направлении деформации. Все точки поперечного сечения находятся в одинаковых условиях, поэтому нормальные напряжения можно определять по формуле:

$$\sigma = N / A$$

где  $N$  (в  $H$ ) — продольная сила в данном сечении;  
 $A$  (в  $мм^2$ ) — площадь сечения.

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{30 \cdot 10^3}{200} = 150 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{20 \cdot 10^3}{400} = 50 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{-40 \cdot 10^3}{400} = -100 \text{ Н/мм}^2$$

Так как сталь одинаково сопротивляется растяжению(сжатию), то наиболее нагруженным является первый участок  $\sigma_{\max} = |\sigma_1| = 150 \text{ Н/мм}^2$ .

### 3. Построение эпюры абсолютных перемещений.

При растяжении (сжатии) важно знать не только общее удлинение (укорочение) бруса, но и то, как деформируются (направление перемещений) средние сечения бруса. Эпюру абсолютных перемещений строим с защемления, так как абсолютное перемещение сечения А  $\lambda_a = 0$ ; абсолютное перемещение сечения В

$$\lambda_B = \lambda_a + \lambda_{Ba},$$

где  $\lambda_{Ba}$  - относительное перемещение сечения В относительно сечения А.

Из общего закона Гука

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE},$$

получим, что

$$\lambda_{BA} = \frac{N_3 \cdot a}{A_2 \cdot E} = \frac{40 \cdot 0.3 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,15 \text{ (мм)}.$$

$$\lambda_B = 0 - 0,15 = -0,15 \text{ (мм)}.$$

Абсолютное перемещение сечения С

$$\lambda_C = \lambda_B + \lambda_{CB}$$

$$\lambda_{CB} = \frac{N_2 \cdot b}{A_2 \cdot E} = \frac{20 \cdot 0.4 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0,1 \text{ (мм)}.$$

$$\lambda_C = -0,15 + 0,1 = -0,05 \text{ (мм)}.$$

Абсолютное перемещение сечения D (полное удлинение |укороченное| бруса):

$$\lambda_D = \lambda_C + \lambda_{DC} \quad \lambda_{DC} = \frac{N_1 \cdot c}{A_1 \cdot E} = \frac{30 \cdot 0.7 \cdot 10^6}{200 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0,525 \text{ (мм)}. \quad \lambda_D = -0,05 + 0,525 = 0,475 \text{ (мм)}.$$

Наибольшее положительное перемещение относительно защемления получает сечение D  $\lambda_D = 0,475$ . Наибольшее отрицательное перемещение относительно защемления получает сечение В  $\lambda_B = -0,15$  мм. Определение полного удлинения (укорочения) бруса с помощью принципа суперпозиции.

По этому принципу полная деформация стержня не зависит от последовательности приложения нагрузок и равна сумме деформаций от действия каждой нагрузки в отдельности.

Из общего закона Гука:  $\Delta l = N \cdot l / A \cdot E$  получим, что  $\Delta l_{\text{полн}} = \Delta l_{F_1} + \Delta l_{F_2} + \Delta l_{F_3}$

Сила  $F_1$  удлиняет весь брус

$$\Delta l_{F_1} = \frac{F_1 \cdot c}{A_1 \cdot E} + \frac{F_1 \cdot (a+b)}{A_2 \cdot E} = \frac{30 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{200 \cdot 2 \cdot 10^5} + \frac{30 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0,525 + 0,2625 = 0,7875 \text{ (мм)}$$

Сила  $F_3$  укорачивает часть бруса длиной  $l = a+b$

$$\Delta l_{F_3} = \frac{F_3 \cdot (a+b)}{A_2 \cdot E} = \frac{10 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,0875 \text{ (мм)}$$

Сила  $F_2$  укорачивает часть бруса длиной  $a$

$$\Delta l_{F_2} = - \left( \frac{F_2 \cdot a}{A_2 \cdot E} \right) = - \frac{60 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,225 \text{ (мм)}$$

$$\Delta l_{\text{полн}} = 0,7875 - 0,0875 - 0,225 = 0,475 \text{ мм}$$

т. е.  $\Delta l_{\text{полн}} = \lambda_D$ ,

Этим самым мы проверили правильность построения эпюры абсолютных перемещений.

#### 4. Определение коэффициента запаса прочности.

По определению коэффициент запаса прочности равен отношению предельного напряжения для данного материала к максимальному рабочему:

$$n = \sigma_{\text{пред}} / |\sigma_{\text{max}}|$$

Для пластичных материалов в качестве предельного принимают предел текучести

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2 / |\sigma_{\text{max}}| = 150 \text{ Н/мм}^2$$

Тогда действительный коэффициент запаса прочности :

$$n = 240 / 150 = 1,6$$

Допускаемый коэффициент запаса прочности для сталей  $[n] = 1,4 \dots 2,0$ .

Действительный коэффициент запаса получился в пределах допускаемого, следовательно, наш брус прочен и экономичен.

#### Содержание отчета

1. Схема и исходные данные задания.
2. Расчет и построение эпюры продольной силы  $N$  и нормальных напряжений  $\sigma$ .
3. Расчет и построение эпюры абсолютных перемещений  $\lambda$ .
4. Определение коэффициента запаса прочности
5. Вывод
6. Ответы на контрольные вопросы.

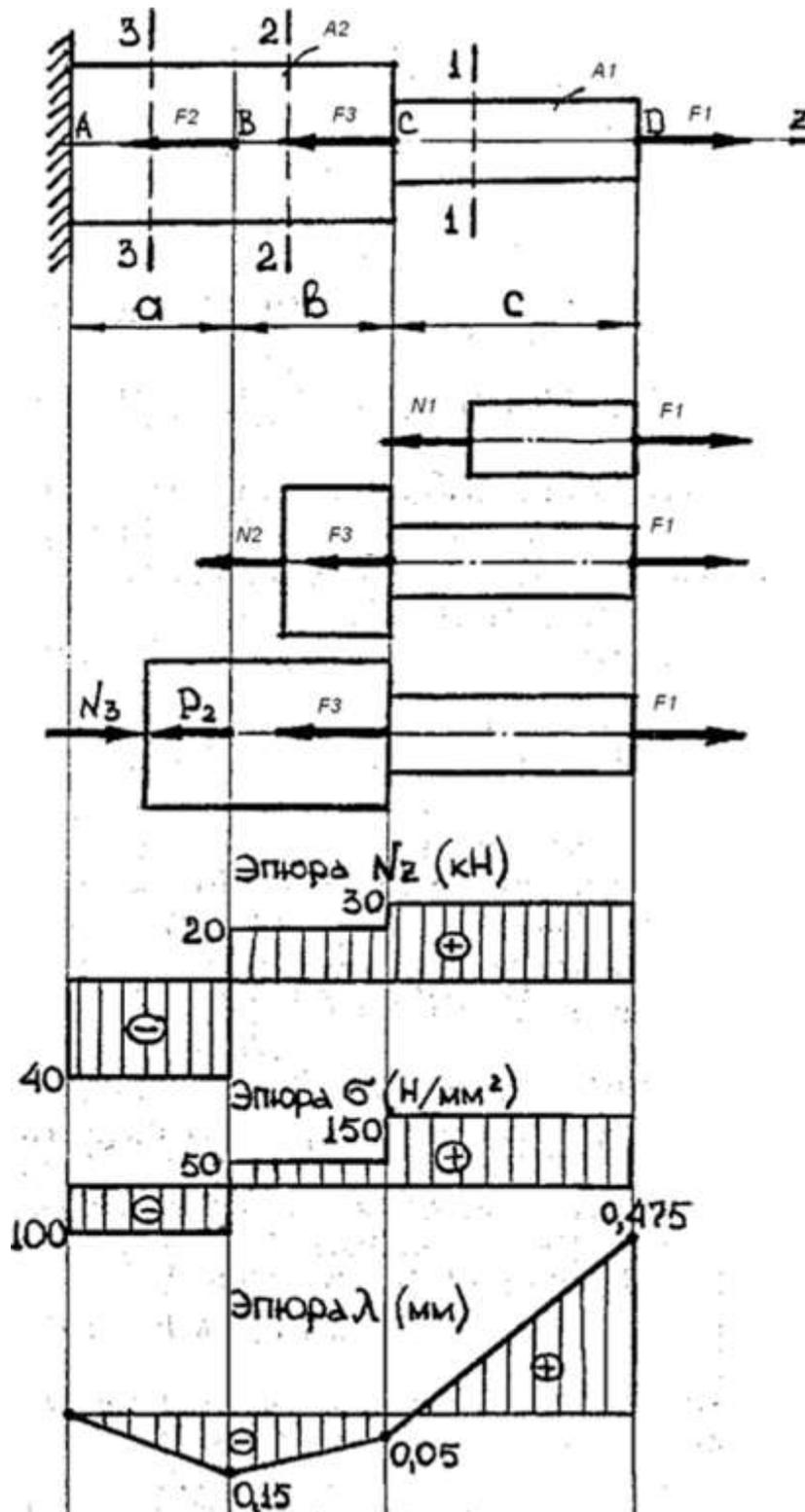


Рисунок 7.2 – Эпюры внутренних силовых факторов

### Контрольные вопросы:

*четные варианты – четные вопросы, нечетные варианты – нечетные вопросы*

1. Какие внутренние силовые факторы возникают в сечении бруса при растяжении и сжатии?
2. Какой внутренний силовой фактор и какое напряжение рассматриваются при деформации растяжения (сжатия)?

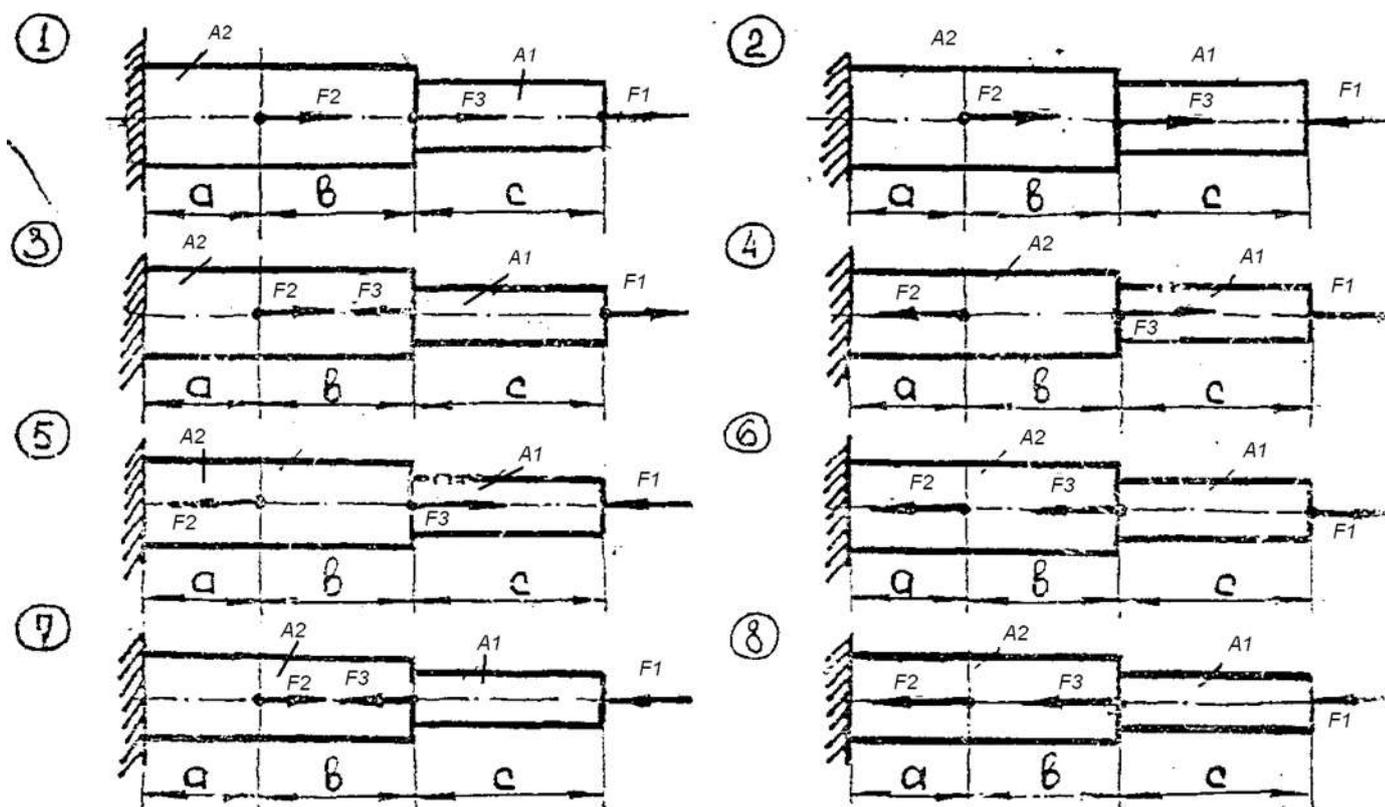
3. Как назначаются знаки продольной силы и нормального напряжения?
4. Что показывает эпюра продольной силы?
5. Как проверяется правильность построения эпюры продольных сил?
6. Что называется опасным сечением?
7. Сформулируйте условие прочности при растяжении и сжатии.
8. Отличаются ли условия прочности при расчете на растяжение и расчете на сжатие.
9. Как распределены напряжения по сечению при растяжении и сжатии?
10. Запишите формулу для расчета нормальных напряжений при растяжении и сжатии.
11. Как изменится величина напряжения, если площадь поперечного сечения возрастет в 4 раза?
12. Как изменится масса конструкции, если при подборе ее сечения уменьшить коэффициент запаса прочности?

### Задание

Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса. Двухступенчатый стальной брус нагружен силами  $F_1, F_2, F_3$ . Площади поперечных сечений  $A_1$  и  $A_2$ . Принять  $E = 2,105 \text{ Н/мм}^2$ . Данные взять из таблицы 7.1.

Таблица 7.1 – Исходные данные

Вариант	Схема	$F_1$	$F_2$	$F_3$	$A_1$	$A_2$	$a$	$b$	$c$
		кН			мм <sup>2</sup>		м		
1	1	12	6	12	120	260	0,2	0,4	0,60
2	2	13	5	12	110	270	0,25	0,45	0,50
3	3	11	8	13	130	280	0,35	0,35	0,40
4	4	10	9	14	125	250	0,4	0,25	0,50
5	5	15	7	30	100	320	0,15	0,40	0,55
6	6	14,5	8,5	27	125	310	0,18	0,25	0,65
7	7	16	9	27,5	130	300	0,22	0,35	0,70
8	8	15,5	7,5	28,5	140	350	0,25	0,45	0,75
9	1	18	22	9	160	360	0,20	0,50	0,65
10	2	17,5	23	8	150	350	0,22	0,48	0,70
11	3	16,5	24	7,5	155	370	0,25	0,62	0,75
12	4	13,5	23	10	167	380	0,30	0,75	0,80
13	5	18	52	5	120	310	0,10	0,25	0,50
14	6	17	51	6	125	320	0,20	0,35	0,80
15	7	16	49	6	130	300	0,55	0,55	0,90
16	8	15	50	7	120	290	0,25	0,45	0,8
17	1	20	80	42	140	350	0,60	0,80	0,3
18	2	21	81	41	145	340	0,50	0,75	0,4
19	3	21	79	40	150	330	0,55	0,75	0,5
20	4	18	78	41	160	360	0,45	0,80	0,6



## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 10).

### Анализ диаграммы испытания на растяжение образца низкоуглеродистой стали. Явление наклепа

**Цель работы:** усвоить поведение материала при растяжении до разрушения; проанализировать диаграмму растяжения и установить основные механические характеристики материала.

#### *Основные теоретические положения*

Различают физические, химические, механические, технологические и эксплуатационные свойства конструкционных материалов. Механические свойства относятся к числу основных характеристик, определяющих надежность и долговечность деталей механизмов и машин. В процессе работы детали машин подвержены различным видам нагрузок. Для того, чтобы определить работоспособность сплавов в различных условиях нагружения проводят их испытания на растяжение, сжатие, изгиб, кручение и т. д.

Деформацией твердого тела в механике называют изменения формы и размеров тела, которые возникают при механическом воздействии. Деформации, полностью исчезающие после прекращения действия на тело внешних сил, называют упругими, а деформации, сохраняющиеся и после того, как внешние силы перестали действовать на тело, пластическими. Различают деформации растяжения и сжатия, изгиба, кручения и сдвига. Центральное растяжение бруса под действием внешней силы — это вид деформации, при котором в поперечном сечении бруса возникает только продольная сила (растягивающая), а все остальные внутренние усилия равны нулю.

При проведении расчета на прочность важно знать предельные возможности материала, из которого изготавливается конструкция или деталь машины. Эти свойства материала называются *механическими характеристиками*.

Центральное (осевое) растяжение имеет место в том случае, когда все действующие на брус внешние нагрузки, включая опорные реакции в связях или их равнодействующие, направлены вдоль оси бруса.

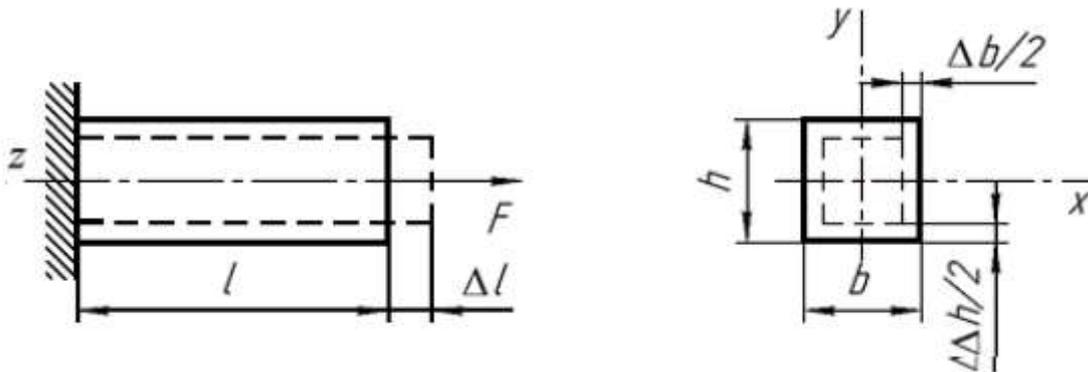


Рисунок 10.1 - Центральное растяжение бруса под действием внешней силы  
 $l$  – первоначальная длина бруса;  $\Delta l$  – абсолютное продольное удлинение;  
 $\Delta h$  – абсолютное поперечное укорочение бруса по оси  $x$  ( $\Delta b$ ) и по оси  $y$  ( $\Delta h$ )

При воздействии внешней силы  $F$ , происходит удлинение бруса на  $\Delta l$  и уменьшение поперечных размеров на  $\Delta h$  и  $\Delta b$ .

В сопротивлении материалов деформации рассчитываются в относительных единицах:

1. Относительное удлинение –  $\varepsilon = \varepsilon_z = \frac{\Delta l}{l}$ .
2. Относительное сужение –  $\varepsilon_x = \frac{\Delta b}{b}$ ,  $\varepsilon_y = \frac{\Delta h}{h}$ .

Для того, чтобы определить удлинение бруса под действием внешних сил (растягивание, сжатие) применяют запись закона Гука в относительной форме:

$$\sigma = \frac{F}{A} = E\varepsilon = E \frac{\Delta l}{l}$$

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA}$$

Чтобы определить механические характеристики материалов, нужно провести специальные испытания. Наиболее распространенным испытанием является растяжение стандартного образца до полного разрыва. Для проведения опыта применяют специальные разрывные машины, которые способны развить значительные растягивающие усилия. Машины оборудуются автоматической записью диаграммы испытания в координатах сила – удлинение, это так называемая рабочая или индикаторная диаграмма. измерительными

механизмами для определения основных параметров процесса: растягивающего усилия и удлинения.

Для испытаний готовят стандартные образцы стандартной длины и стандартного сечения (рис. 10.2).

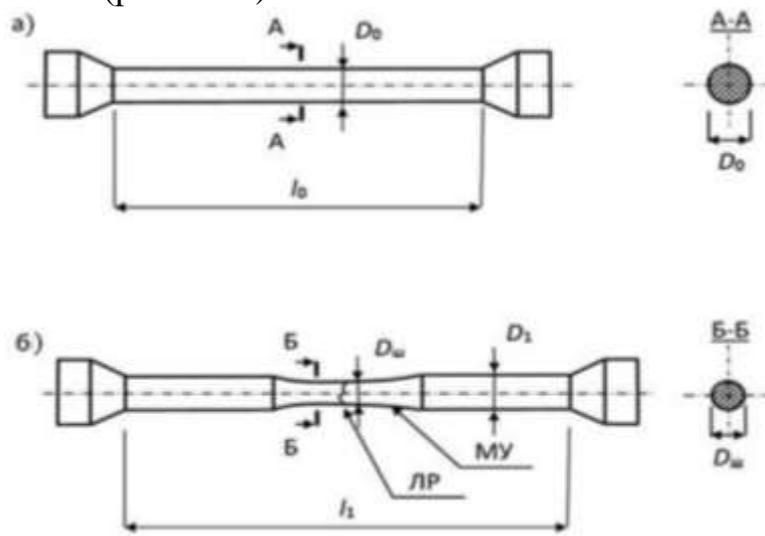


Рисунок 10.2 – Форма и размеры образца до и после испытания на растяжение:

а – образец до испытания; б – образец после разрыва;

МУ – зона местного утонения (шейка образца); ЛР – линия разрыва

Схема испытательной машины показана на рис. 10.3. При эксперименте испытательный образец 1 закрепляется в верхнем 2 и нижнем 3 захватах разрывной машины и закрывается защитными экранами 4. Образец нагружается растягивающей силой, которая создается при помощи электродвигателя 5. Запуск двигателя осуществляется кнопочным пускателем 6, при этом начинает вращаться горизонтальная гайка 7 и навинчиваться на винт 8, связанный с нижним захватом. Захват опускается вниз и вызывает растяжение образца, реактивное усилие на котором создается через рычаг 9 и тягу 10 маятником 11.

Машина снабжена устройством для записи диаграммы растяжения – диаграммным аппаратом 12. Его работа осуществляется через удлинение образца и преобразование линейного перемещения через редуктор 13 во вращение диаграммного барабана 14. Величина усилия, пропорциональная отклонению маятника, фиксируется стрелкой на шкале силоизмерителя 15 и пером 16 на бумаге диаграммного аппарата. Скорость нагружения характеризуется скоростью перемещения движущегося захвата машины. Сложение вращения барабана и перемещения пера самописца дает график поведения образца под нагрузкой – диаграмму растяжения.

Условная диаграмма напряжений образца (зависимость напряжений от относительных деформаций) отображает поведение стали в процессе продольного деформирования. По ней можно установить характерные точки и характерные участки, и величины упругих  $\epsilon_{упр}$ , остаточных (пластических)  $\epsilon_{ост}$  и полных  $\epsilon_{полн}$  деформаций (рис. 10.4)

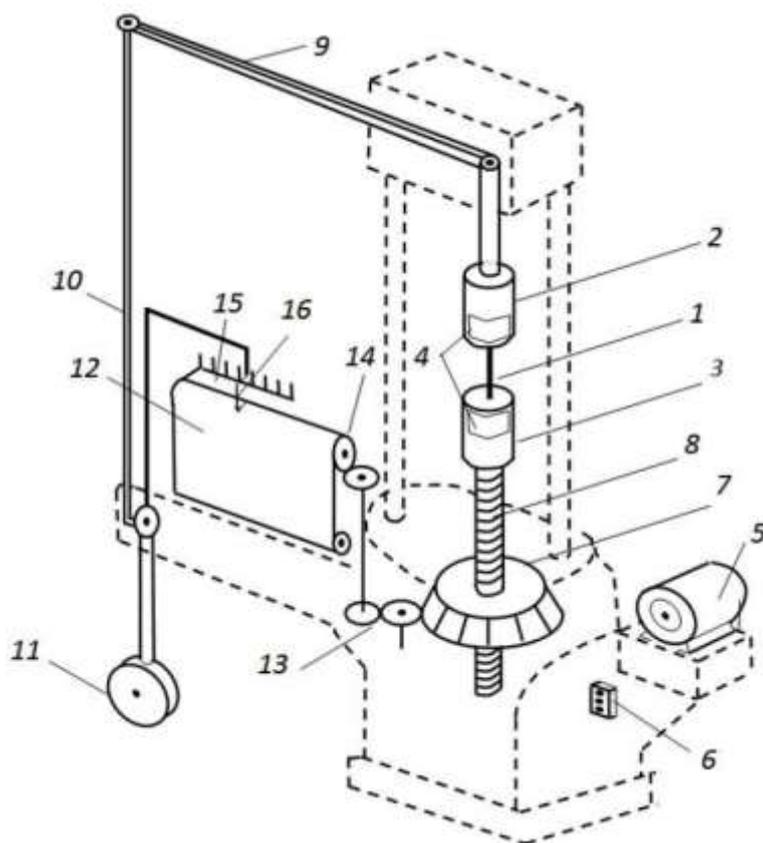


Рисунок 10.3 – Схема испытательной машины ИМ-12А:

- 1 – образец; 2 – нижний захват; 3 – верхний захват; 4 – защитные экраны;  
 5 – электродвигатель; 6 – кнопка «пуск-стоп»; 7 – горизонтальная гайка;  
 8 – винт; 9 – рычаг; 10 – тяга; 11 – маятник; 12 – диаграммный аппарат;  
 13 – редуктор; 14 – диаграммный барабан; 15 – шкала силоизмерителя;  
 16 – пишущее перо

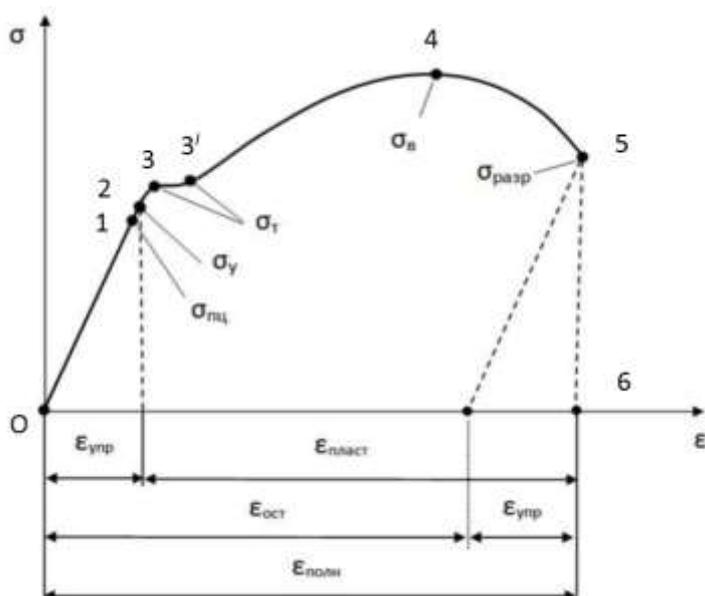


Рисунок 10.4 - Условная диаграмма растяжения образца из стали ВСт3сп5

Характерные участки и характерные точки отображают особенности процесса деформирования:

1) на участке 0–1 – от начала нагружения образца (0) до предела пропорциональности  $\sigma_{\text{пц}}$  (1), зависимость напряжений от деформаций линейна. В образце возникают только упругие, прямо пропорциональные деформации, они обратимы и исчезают со снятием нагрузки. Поведение стали на этом участке описывается законом Гука):

$$\sigma = \varepsilon E ,$$

где  $E$  – коэффициент пропорциональности между напряжением  $\sigma$  и относительным удлинением  $\varepsilon$ , который носит название модуль упругости первого рода. Он характеризует способность материала сопротивляться деформированию;

$\varepsilon$  – безразмерная величина, следовательно, размерности  $\sigma$  и  $E$  совпадают.

2) на участке 1–2 – от предела пропорциональности  $\sigma_{\text{пц}}$  (1) до предела упругости  $\sigma_y$  (2), линейная зависимость  $\varepsilon$ – $\sigma$  нарушается и деформации имеют хотя и упругий, обратимый, но не пропорциональный характер. Деформации также исчезают со снятием нагрузки. Закон Гука на этом участке и на других далее не действует. Предел пропорциональности  $\sigma_{\text{пц}}$  – наибольшее напряжение, при котором деформации в материале растут пропорционально напряжению:

$$\sigma_{\text{пц}} = \frac{N_{\text{пц}}}{A_0}$$

3) на участке 2–3 – от предела упругости  $\sigma_y$  (2) до предела текучести  $\sigma_T$  (3) – возникают первичные пластические деформации, незначительные по величине. Эти деформации не исчезают со снятием нагрузки

Предел упругости  $\sigma_y$  – наибольшее напряжение, при котором материал не теряет упругих свойств:

$$\sigma_y = \frac{N_y}{A_0} .$$

4) на участке 3–3', который называется особым образом – площадка текучести, ему соответствует предел текучести  $\sigma_T$  (3, 3'), возникают заметные, значительные пластические деформации, которые не исчезают после снятия нагрузки, поэтому их называют остаточными деформациями. Деформации растут при практически постоянной нагрузке, такое поведение материала называется текучестью. Достижение напряжений в стали такого уровня приводит к тому, что деталь механизма невозможно эксплуатировать, т. к. деформации изменяют форму образца за пределы допусков

Предел текучести  $\sigma_T$  – напряжение, при котором в материале возникают деформации без увеличения нагрузки:

$$\sigma_T = \frac{N_T}{A_0} .$$

5) на участке 3'–4 – от предела текучести  $\sigma_T$  (3') до предела временной прочности  $\sigma_B$  (4) происходит вторичное упрочнение стали. Это означает, что для получения дополнительных деформаций образца необходимо дополнительное увеличение нагрузки. При этом также возникают остаточные пластические деформации. Предел прочности – это критическое напряжение, достижение которого приводит к полному разрушению элемента

Предел прочности (временное сопротивление)  $\sigma_B$  – напряжение, равное отношению наибольшей нагрузки к первоначальной площади поперечного сечения образца:

$$\sigma_B = \frac{N_{\max}}{A_0}$$

6) на участке 4–5 – от предела временной прочности  $\sigma_B$  (4) до разрушения образца  $\sigma_{\text{разр}}$  (разрушающее напряжение) (5) в наиболее ослабленном месте происходит образование шейки на образце (местное утонение). Наблюдение за этим этапом особенно важно при оценке способности стали к пластической обработке штамповкой, волочением;

Напряжение в момент разрушения материала образца выше его предела прочности:

$$\sigma_P = \frac{N_P}{A_{\text{ш}}}$$

где  $N_P$  – величина продольной силы в момент разрыва;

$A_{\text{ш}}$  – площадь поперечного сечения шейки после разрыва.

7) на участке 5–6 – от момента разрушения образца  $\sigma_{\text{разр}}$  до окончания эксперимента (6) перо диаграммного аппарата рисует вертикальную линию, это означает, что при разрыве образца исчезают упругие деформации, в то время как пластические (остаточные) сохраняются.

8) Относительное остаточное удлинение образца носит название продольной деформации:

$$\varepsilon = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \cdot 100 \%$$

где  $l_1$  – длина расчетной части образца после разрыва;

$l_0$  – первоначальная расчетная длина образца.

9) Относительное остаточное сужение площади поперечного сечения образца носит название поперечной деформации:

$$\psi = \frac{A_0 - A_{\text{ш}}}{A_0} \cdot 100 \%$$

где  $A_0$  – начальная площадь поперечного сечения образца. Чем больше  $\varepsilon$  и  $\psi$ , тем более пластичным считается материал.

Процесс изменения упруго-пластических свойств стали при снятии нагрузки с образца на этапе нагружения от предела текучести  $\sigma_T$  до предела

временной прочности  $\sigma_v$  называется явлением наклепа. В ходе этого процесса возрастают упругие свойства и снижаются пластические стали.

Явление наклепа имеет как положительную, так и отрицательные стороны. Положительная – в связи с увеличением участка упругих деформаций наклепанная сталь, при том же запасе прочности, может иметь более высокий уровень допускаемого напряжения  $[\sigma]_2$  по сравнению с допускаемым напряжением  $[\sigma]_1$  обычной стали. Отрицательные – в связи с уменьшением величины пластических деформаций: – возможно неожиданное разрушение объекта; – уменьшаются возможности для пластической обработки стали (штамповка, гибка, волочение)

На практике явление наклепа можно встретить: – при случайной перегрузке объекта; – при производственном использовании специально изготовленной на металлургическом заводе наклепанной стали (она обозначается добавкой к марке индексами «накл», например: ВСтЗсп5 накл).

*Использование характеристик механических свойств при оценке прочности*

В результате проведения механических испытаний устанавливают предельные напряжения, при которых происходит утрата работоспособности или разрушение деталей конструкции.

Предельным напряжением при статической нагрузке для пластических материалов является предел текучести  $\zeta_t$ , для хрупких – предел прочности  $\sigma_{пр}$ .

Для обеспечения работоспособности деталей необходимо, чтобы напряжения, возникающие в них в процессе эксплуатации, были меньше предельных. Для количественного сопоставления указанных значений напряжений используется коэффициент запаса прочности, определяемый по формуле

$$n = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma}$$

где  $\sigma_{пред}$  – такие напряжения, при достижении которых появляются признаки разрушения конструкции или возникают пластические деформации материала. Для пластических материалов в качестве предельных напряжений принимают предел текучести  $\sigma_t$ .

Минимально необходимое значение коэффициента запаса прочности называется нормативным  $[n]$ . Его значение определяется рядом факторов (погрешностями при расчетах нагрузок, качеством материала элементов конструкции и т. д.) и в первую очередь – ответственностью и последствиями разрушения машины или конструкции. В объектах общего технического назначения принимаются следующие значения нормативных коэффициентов запаса прочности:

- для пластичных материалов  $[n] = 2-4$ ;
- для хрупких  $[n] = 4-6$ .

Отношение предельного напряжения к нормативному коэффициенту запаса прочности называют допускаемым напряжением:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[n]}$$

Условие прочности детали машины или элемента конструкции определяется неравенством

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$$

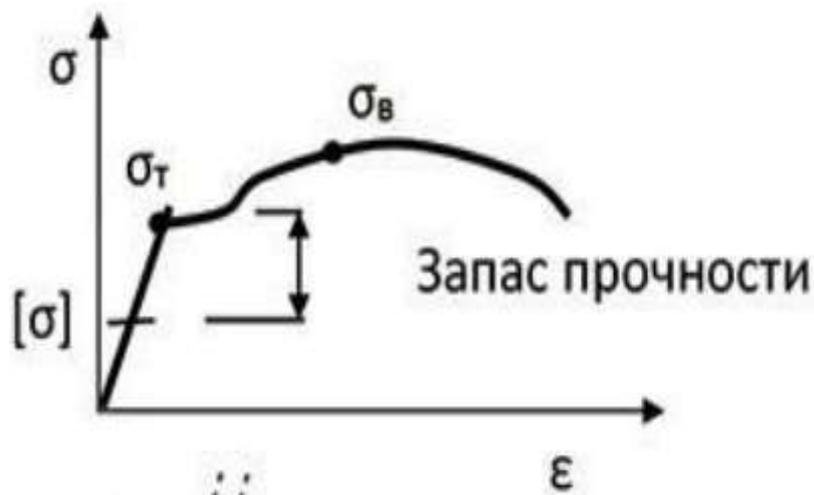


Рисунок 10. 5- Диаграмма условных напряжений пластичной стали

#### *Виды расчетов на прочность*

С учетом расчетной зависимости при оценке напряжений для данного вида нагружения

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{A} \leq [\sigma]$$

При расчетах на прочность возникают три вида задач:

- проверочный расчет, при котором требуется выполнение условия

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$$

- проектный расчет по определению размеров (площади поперечного сечения) элементов конструкции:

$$A = \frac{N_{\text{max}}}{[\sigma]}$$

- определение предельно допустимой нагрузки на деталь, машину, конструкцию:

$$[N_{\text{max}}] = A[\sigma]$$

#### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать данные своего варианта.
3. Зарисовать схему испытательной машины (рис. 10.6).
4. Составить алгоритм проведения испытания на растяжение.

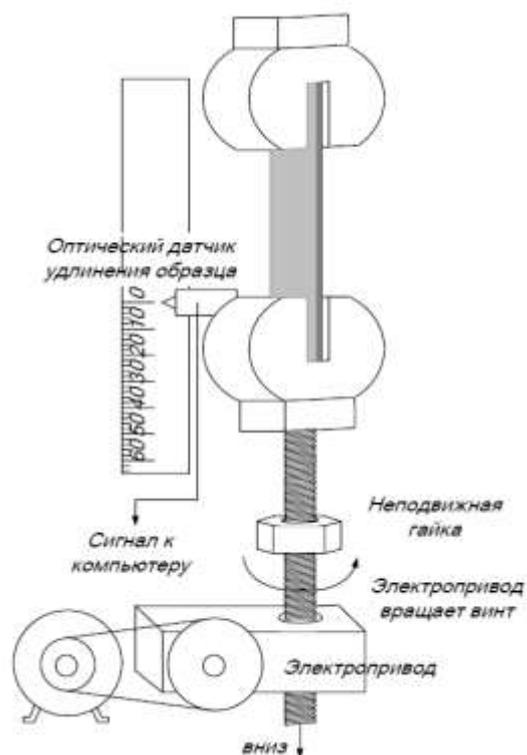


Рисунок 10. 6 – Схема испытательной машины

5. Вычертить эскиз образца для испытания на разрывной машине (рис. 10.7).

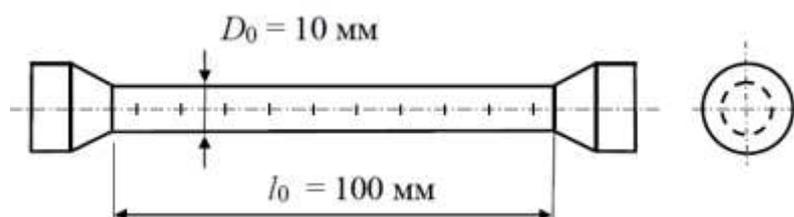


Рисунок 10.7 – Схема образца для испытаний стали на растяжение

6. Определить остаточную деформацию  $\Delta l_{\text{ост.обр}}$  (см. рис. 10.2 и рис. 10.7, исходные данные)

$$\Delta l_{\text{ост.обр}} = l_1 - l_0$$

7. Вычислить начальную площадь сечения образца  $A_0$  (см. рис. 10.7). Занести в табл. 1.

$$A_0 = \frac{\pi D_0^2}{4}$$

8. Определить площадь шейки образца  $A_w$  (см. рис. 10.2 и исходные данные). Занести в табл. 10.1.

$$A_w = \frac{\pi D_{\text{ш}}^2}{4}$$

9. Вычертить таблицу 10.1 результатов расчета.

Таблица 10.1 - Результаты расчета

Размеры образца						Относительные удлинения, %						Характеристики								
до испытания			после испытания									прочности, МПа				пластичности, %				
D <sub>0</sub> мм	l <sub>0</sub> мм	A <sub>0</sub> мм <sup>2</sup>	D <sub>ш</sub> мм	l <sub>1</sub> мм	A <sub>ш</sub> мм <sup>2</sup>	ε <sub>пц</sub>	ε <sub>y</sub>	ε <sub>T</sub>	ε' <sub>T</sub>	ε <sub>B</sub>	ε <sub>p</sub>	σ <sub>пц</sub>	σ <sub>y</sub>	σ <sub>T</sub>	σ' <sub>T</sub>	σ <sub>B</sub>	σ <sub>p</sub>	δ	ψ	

10. Вычислить напряжения в характерных точках диаграммы – характеристики прочности и относительные удлинения. Занести в табл. 10.1.

$$\sigma_i = N_i \cdot A_i \quad [\text{МПа}]$$

где  $N_i$  в Н,  $A_i$  в мм<sup>2</sup>

$$\varepsilon_i = (\Delta l_i / l_0) \cdot 100 \%$$

11. Определить допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}$$

12. Построить по значениям  $\sigma_i$  и  $\varepsilon_i$  диаграмму условных напряжений стали (график зависимости  $\sigma_i - \varepsilon_i$ ) (образец - рис. 10.4).

13. Проанализировать диаграммы, проставить характерные точки

14. Вычислить по формулам характеристики пластичности стали. Занести в табл. 10.1:

– относительное остаточное удлинение  $\delta$

$$\delta = \frac{\Delta l}{l_0} \times 100\%$$

– относительное остаточное сужение  $\psi$

$$\psi = \frac{A_0 - A_{ш}}{A_0} \cdot 100 \%$$

15. Установить марку стали, используя справочные данные (таблица 10.2). При выборе марки принимают ту строку, которая наиболее точно подходит по трём характеристикам: пределу текучести, пределу прочности и относительному удлинению.

16. Сделать вывод: *Испытание на растяжение является одним из видов испытания, позволяющим выявить наиболее важные свойства материалов. Мы ознакомились с методикой проведения испытания на растяжение, определили механические характеристики материала. Из диаграммы растяжения мы можем предположить, что данный образец изготовлен из стали .....*

17. Ответить на контрольные вопросы.

Таблица 10.2- Механические характеристики сталей

Материал	Временное сопротивление (предел прочности) $\sigma_{\sigma}$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %	Предел выносливости, МПа		
				$\sigma_{-1p}$	$\sigma_{-1u}$	$\sigma_{-1k}$
<b>Углеродистые стали обыкновенного качества</b>						
Ст 2кп	330...420	200...220	30...33	120...160	170...220	80...130
Ст2пс(сп)	340...440	210...230	29...32			
Ст 3кп	370...470	220...240	24...27	120...160	170...220	100...130
Ст 3пс(сп)	380...490	230...250	23...26			
Ст 4кп	410...520	240...260	22...25	-	190...250	-
Ст 4пс(сп)	420...540	250...270	21...24			
Ст 5пс(сп)	500...640	270...290	17...20	170...220	220...300	130...180
Ст 6пс(сп)	600	300...320	12...15	190...250	250...340	150...200
<b>Углеродистые качественные стали (нормализованные)</b>						
10	340...420	210	31	120...150	160...220	80...120
20	420...500	250	25	120...160	170...220	100...130
30	500...600	300	21	170...210	200...270	110...140
40	580...700	340	19	180...240	230...320	140...190
45	610...750	360	16	190...250	250...340	150...200
50	640...800	380	14	200...260	270...350	160...210
60	690...900	410	12	220...280	310...380	180...220
<b>Легированные стали</b>						
20X	720...850	400...650	12	-	310...380	170...230
40X	730...1050	650...900	15,5	240...340	320...480	210...260
45X	850...1060	700...950	9	-	400...500	-
40XH	1000...1450	800...1300	-	310...420	460...600	-
30XГСА	1100...1700	850...1500	7	-	480...700	280...400
60Г	710	420	11	250...320	-	-

### *Содержание отчета*

1. Данные своего варианта (см. табл. 10.3)
2. Схема испытательной машины
3. Алгоритм проведения испытания на растяжение
4. Эскиз образца для испытания на разрывной машине
5. Вычисление параметров испытания.
6. Заполненная таблица 10.1.
7. Диаграмма условных напряжений стали по выполненным расчетам.
8. Расчет допускаемого напряжения
9. Предполагаемую марку стали
10. Вывод
11. Ответы на контрольные вопросы

**Таблица 10.3 – Исходные данные**

Вариант	$D_{ш}$	$l$	$\Delta l_{шц}$	$\Delta l_y$	$\Delta l_T$	$\Delta l'_T$	$\Delta l_B$	$\Delta l_p$	$N_{шц}$	$N_y$	$N_T$	$N'_T$	$N_B$	$N_p$
	мм	мм	мм						кН					
1, 11	6,7	118	16	18	20	25	165	196	23,31	24,98	24,96	24,96	31,98	22,08
2, 12	5,6	123	14	17	19	23	94	121	17,60	21,05	21,0	21,1	30,5	20,0
3, 13	5,7	120	15	16	18	22	155	186	21,31	22,98	22,96	22,96	30,98	20,08
4, 14	5,9	121	16	17	21	24	99	131	19,05	23,05	23,0	23,1	32,2	21,0
5, 15	6,7	123	14	17	19	23	94	121	17,60	21,05	21,0	21,1	30,5	20,0
6, 16	5,6	120	15	16	18	22	155	196	23,31	24,98	24,96	24,96	31,98	22,08
7, 17	5,7	121	16	17	21	24	99	121	17,60	21,05	21,0	21,1	30,5	20,0
8, 18	6,7	123	14	17	19	23	94	186	21,31	22,98	22,96	22,96	30,98	20,08
9, 19	5,6	120	15	16	18	22	155	131	19,05	23,05	23,0	23,1	32,2	21,0
10,20	5,7	118	16	18	20	25	165	196	19,05	23,05	23,0	23,1	32,2	21,0

**Контрольные вопросы**

*(нечетные варианты – нечетные вопросы, четные варианты – четные вопросы)*

1. Что называется деформацией?
2. Что называется механическим напряжением и в чём оно измеряется?
3. Укажите, с какой целью строится диаграмма растяжения образца и в каких координатах.
4. Сформулируйте закон Гука. Как этот закон изображается графически?
5. Что называется пределом пропорциональности?
6. Что называется пределом упругости?
7. Что называется пределом текучести?
8. Что называется временным сопротивлением или пределом прочности?
9. Для чего определяются основные характеристики механических свойств материала?
10. Что называется прочностью материала? Чем она характеризуется?
11. Что представляет собой наклёп?
12. Что называется пластичность материала? Чем она характеризуется?

**ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА** (практическое занятие № 11).

**Проверка прочности заклёпочных соединений**

**Цель работы:** построение алгоритма расчета на прочность элементов соединения конструкций, проверка прочности заклёпочного соединения.

**Основные теоретические положения**

На практике целый ряд деталей и элементов конструкций работает в таких условиях, что внешние силы стремятся их разрушить именно путем сдвига.

В соответствии с этим при проверке прочности таких элементов на первый план выступают касательные напряжения.

Простейшими примерами подобных деталей являются болтовые и заклёпочные соединения. Заклепки во многих случаях уже вытеснены сваркой, однако они имеют еще очень большое применение для соединения частей

всякого рода металлических конструкций: стропил, ферм мостов, кранов, для соединения листов в котлах, судах и т.п.

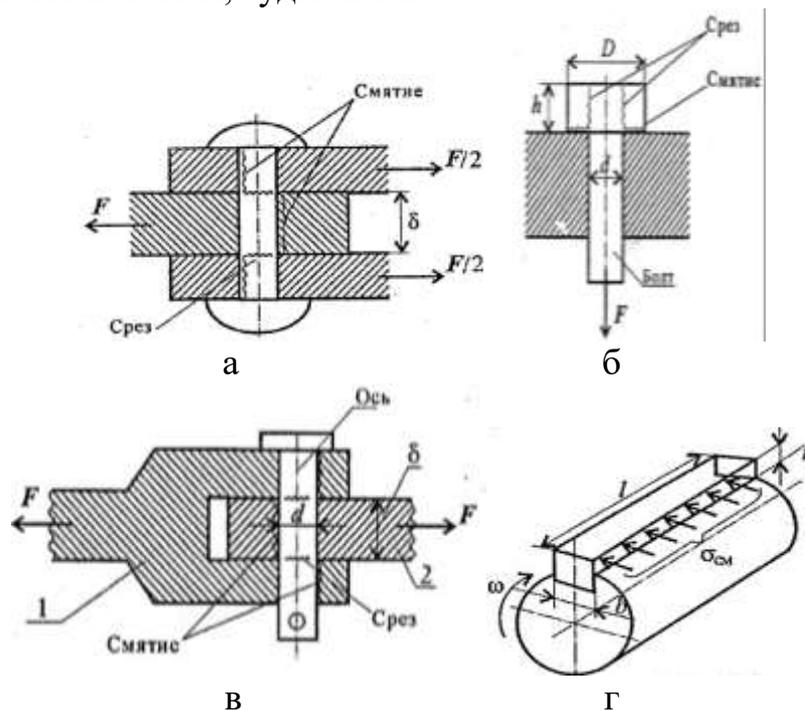


Рисунок 11.1 - Примеры деталей, работающих на сдвиг (срез) и смятие  
а – заклепка, б – болт в – ось г - шпонка

Для изучения работы заклепок рассмотрим пример заклепочного соединения (рисунок 11.2). Восемь заклепок, расположенных в два ряда, соединяют три листа.

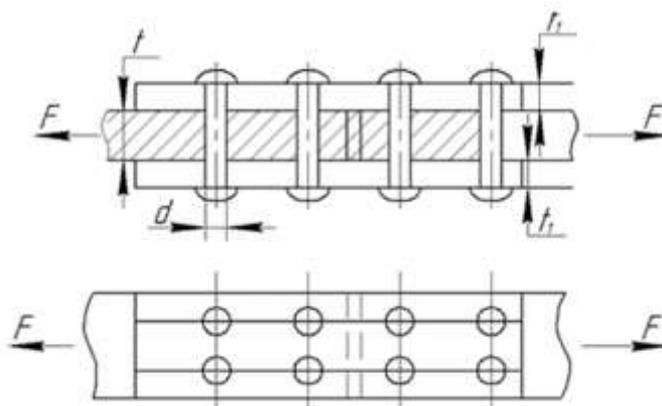


Рисунок 11.2 – Заклепочное соединение

Под действием сил F эти листы стремятся сдвинуться в противоположных направлениях, чему препятствуют заклепки, на которые и будет передаваться действие сил F.

Заклепки рассчитываются на срез и на смятие. Условие прочности на срез:

$$\tau_{среза} = \frac{Q}{A_{среза}} \leq [\tau]; \quad (11.1)$$

где  $A_{среза}$  - площадь среза,  $\text{мм}^2$ ;

i - число срезов одной заклепки, (на рисунке 1,  $i=2$ );

$n$  - число заклепок с одной стороны стыка.

Поперечная сила, действующая в плоскости среза численно равна внешней силе, а площадь среза определяется как:

$$Q = F; \quad A_{cp} = \frac{\pi d^2}{4} m \cdot n. \quad (11.2)$$

Величину допускаемого касательного напряжения  $[\tau]$ , или, как говорят, допускаемого напряжения на срез, принято определять в виде:

$$[\tau] = (0,7 \div 0,8)[\sigma]. \quad (11.3)$$

Необходимое число заклепок с одной стороны стыка определяется из условия прочности (2):

$$n = \frac{4F}{\pi d^2 m [\tau]}. \quad (11.4)$$

Так как передача сил на заклепочный стержень происходит путем нажатия стенок заклепочного отверстия на заклепку, то необходимо установить, не произойдет ли наружное обмятие этого стержня или стенок отверстия, — произвести проверку на смятие.

На рисунке 11.3 указана примерная схема передачи давлений на стержень заклепки. Принято считать, что неравномерное давление, передающееся на поверхность заклепки от листа, распределяется равномерно по диаметральной плоскости сечения заклепки.

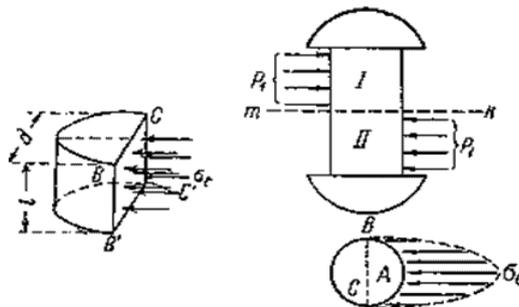


Рисунок 11.3 - Схема передачи давлений на стержень заклепки

При этом напряжение по этой диаметральной плоскости оказывается примерно равным наибольшему сминающему напряжению  $\sigma_c$  в точке А поверхности заклепки. Чтобы вычислить это условное напряжение смятия, необходимо разделить силу, приходящуюся на заклепку, на площадь диаметрального сечения ВСС'В'.

Эта площадь представляет собой прямоугольник, одной стороной которого служит диаметр заклепки, другая же равна толщине листа, передающего давление на стержень заклепки.

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}}, \quad (11.5)$$

$$A_{см} = t \cdot d \cdot n.$$

Тогда условие прочности при смятии запишется как:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{t \cdot d \cdot n} \leq [\sigma_{см}] \quad (11.6)$$

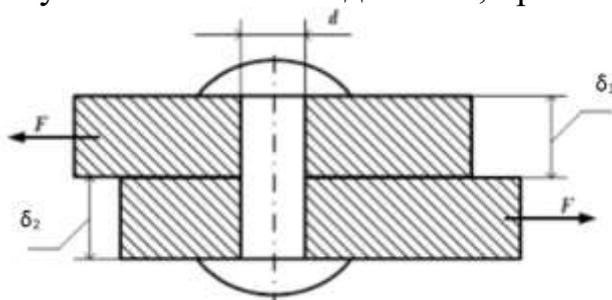
Кроме расчета заклепки необходимо проверить прочность листа, ослабленного заклепочным отверстием:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{t(b - n_1 d)} \leq [\sigma] \quad (11.7)$$

где  $n_1$  - число заклепок в ряду, перпендикулярном линии действия силы;  
 $b$  - ширина листа.

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать исходные данные своего варианта.
3. Вычертить схему заклепочного соединения, проставив свои размеры.



4. Определить прочность заклепок на срезе:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср} \cdot i \cdot n}$$

где  $i$  - число плоскостей среза

$n$  - число заклепок

$A_{ср}$  - площадь среза заклепки,  $мм^2$   $A_{ср} = \frac{\pi d^2}{4}$

5. Определить прочность соединения на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см} \cdot i \cdot n}$$

где  $A_{см}$  - площадь смятия заклепки,  $мм^2$   $A_{см} = d \cdot \delta_{min}$

$\delta_{min}$  - меньшая из толщин соединяемых деталей, мм

6. Определить прочность соединения деталей на растяжение

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p \cdot i \cdot n}$$

где  $A_p = (p - d) \cdot \delta_{min}$

7. Определить прочность соединения деталей на срезе

$$\tau'_{ср} = \frac{F}{A'_{ср} \cdot i \cdot n}$$

где  $A'_{ср} = 2 \cdot (l - \frac{d}{2}) \cdot \delta_{min}$

Из условия равнопрочности соединений принимают шаг заклепок

$p = (3 \dots 6) \cdot d$ , расстояние между рядами заклепок берется равным  $l = (2 \dots 3) \cdot d$ , где  $d$  - диаметр заклепки.

8. Дать заключение о работоспособности заклепочного соединения по всем вычисленным параметрам деформаций.
9. Ответить на контрольные вопросы.

### **Содержание отчета**

1. Данные своего варианта (см. табл. 11.1)
2. Схема соединения
3. Алгоритм выполнения задания с расчетами по пунктам.
4. Заключение о работоспособности заклепочного соединения.
5. Ответы на контрольные вопросы

**Таблица 11.1 – Исходные данные**

№ вар.	F, кН	d, мм	n	$\delta_1$ , мм	$\delta_2$ , мм
1, 11	120	10	3	3	5
2, 12	150	12	4	4	6
3, 13	220	14	5	7	5
4, 14	250	16	8	8	4
5, 15	280	18	4	6	3
6, 16	170	20	6	4	8
7, 17	150	22	8	2	6
8, 18	130	24	4	8	4
9, 19	100	26	3	9	7
10, 20	200	20	5	10	5

В расчетах принять:  $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$ ;  $[\sigma_{см}] = 320 \text{ МПа}$ ;  $[\tau] = 100 \text{ МПа}$

### **Контрольные вопросы**

1. Поясните понятие «неразъемное соединение».
2. Перечислите виды неразъемных соединений.
3. Какие внутренние силовые факторы возникают при сдвиге и смятии?
4. Как обозначается деформация при сдвиге?
5. Сформулируйте условие прочности при срезе и смятии.
6. Перечислите виды расчетов при срезе и смятии.
7. Укажите единицы измерения напряжений сдвига.
8. Как учесть количество деталей, использованных для передачи нагрузки при расчетах на сдвиг и смятие?

ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 12).

### **Проверка прочности болтового соединения с неконтролируемой затяжкой**

**Цель работы:** построение алгоритма расчета на прочность элементов соединения конструкций, проверка прочности и подбор болтового соединения.

#### **Основные теоретические положения**

Резьбовыми соединениями называют разъемные соединения деталей с помощью резьбовых крепежных деталей –винтов, болтов, шпилек, гаек или резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы. Образованные таким образом выступы и канавки носят название витков резьбы.

Термин «резьба» произошел от технологического процесса ее изготовления –нарезания.

Термин «винт» применяется как общий (объединяющий также болты и шпильки) и как частный (винт, вращаемый при завинчивании и отвинчивании, т.е. ввинчивающийся в деталь).

Резьбовые соединения имеют большое распространение в машиностроении. Детали, имеющие резьбу, составляют 60% от общего количества деталей. К ним относят крепежные детали (болты, винты, шпильки, гайки), большинство корпусных деталей с резьбовыми отверстиями

Широкое применение резьбовых соединений обусловлено следующими факторами :

- 1) возможностью создания больших осевых сил ввиду клинового действия резьбы, а также большого отношения длины ключа к радиусу резьбы;
- 2) возможность фиксирования зажима в любом положении благодаря самоторможению;
- 3) удобными формами и малыми габаритами;
- 4) простотой и возможностью точного изготовления.

Для крепежных деталей разработаны материалы, обладающие высокими прочностными характеристиками.

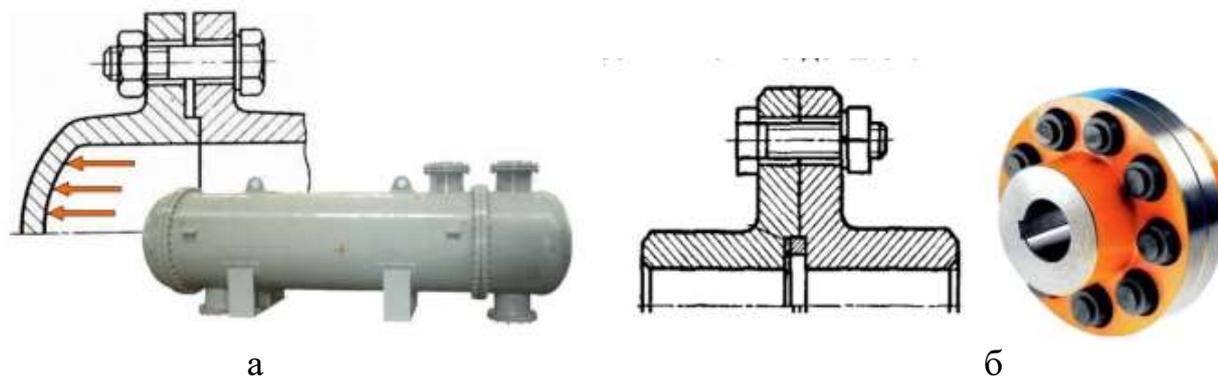


Рисунок 12.1 – Примеры применения резьбовых соединений

а). соединение крышки с корпусом ёмкостного аппарата, болты работают на раскрытие стыка

б). муфта фланцевая с болтовым соединением, работающим на сдвиг

Главная цель болта и гайки – прижимать детали друг к другу с надлежащим усилием для предотвращения расшатывания при эксплуатации.

Существует два способа затягивания болтов: "Неконтролируемый " и "Контролируемый".

Неконтролируемая затяжка. Использование оборудования и / или операций, которые не могут быть измерены. Предварительная нагрузка на болт и гайку обеспечивается с помощью молотка и гаечного ключа или других видов ударных инструментов.

Контролируемая затяжка. Использование калиброванного и измеряемого оборудования, соблюдение предписанных процедур и осуществление операций обученным персоналом.

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.

2. Записать задание:

Стальные полосы соединены с помощью двух болтов, поставленных в отверстия с зазором, и нагружены постоянной силой  $F$  (рисунок 12.2).

Материал болтов – сталь, класс прочности.

Затяжка неконтролируемая.

Определить резьбу болтов.

3. Выписать исходные данные своего варианта (Таблица 12.1).

**Таблица 12.1 - Исходные данные**

Вариант	$F$ , кН	Сталь	Класс прочности
1/11	2,5	Углеродистая	4,6
2/12	2,6	Легированная	5,6
3/13	2,7	Углеродистая	5,6
4/14	2,8	Легированная	4,6
5/15	2,9	Углеродистая	4,6
6/16	2,5	Легированная	5,6
7/17	2,6	Углеродистая	4,6
8/18	2,7	Легированная	4,6
9/19	2,8	Углеродистая	4,6
10/20	2,9	Углеродистая	4,6

4. Вычертить расчетную схему болтового соединения.

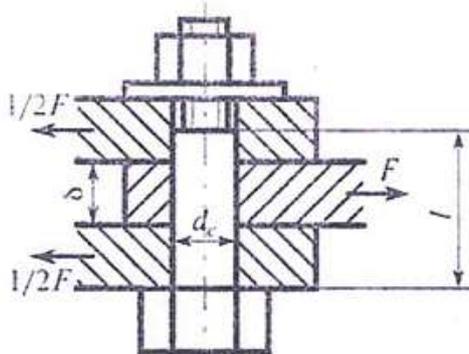


Рисунок 12.2 - Схема для расчета болтового соединения

5. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой по таблице 12.2 принять  $[s]_T$ , в предположении, что диаметр резьбы находится в выбранном интервале.

Таблица 12.2 - Значения коэффициента запаса прочности  $[s]_T$  при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

Сталь	Диаметр резьбы, мм		
	6...16	16...30	30...60
	Значения коэффициента запаса прочности $[s]_T$ при $d$ , мм		
Углеродистая	5...4	4...2,5	2,5...1,6
Легированная	6...5	5...3,3	3,3...3,0

6. Определить предел текучести  $\sigma_T$ , Н/мм<sup>2</sup> по таблице 12.3.

Таблица 12.3 - Классы точности и марки стали для болтов, винтов, шпилек и гаек (выборка)

Класс прочности	Временное сопротивление $\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_T$ , Н/мм <sup>2</sup>	Марка стали	
			болта	гайки
4.6	400	240	20	Ст3кп
5.6	500	300	30, 45	10, 10кп
6.8	600	480	45, 40Г	20, 20кп, 35
10.9	1000	900	30ХГСА	16ХСН

7. Определить допускаемое напряжение растяжения  $[\sigma]_p$ , МПа:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]_T} \quad (12.1)$$

8. Принять коэффициент запаса по сдвигу  $K=1,6$  и коэффициент трения  $f=0,16$ .

Число стыков  $i=2$  (рисунок 12.2).

9. Необходимая сила затяжки болта  $F_0$ , кН:

$$F_0 = \frac{K \cdot F}{i \cdot f \cdot z} \quad (12.2)$$

10. Определить расчетную силу  $F_{расч}$ , кН:

$$F_{расч} = 1,3F_0 \quad (12.3)$$

11. Минимально допустимое значение расчетного диаметра резьбы:

$$d'_p \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma]_p}} \quad (12.4)$$

12. По табл. 12.4 принять резьбу с шагом  $p$ , для которой определить  $d_2$ ,  $d_3$ .

Таблица 12.4 - Резьба метрическая (выборка)

Номинальный диаметр резьбы $d$ , мм	Резьба с крупным шагом		
	шаг $p$	средний диаметр $d_2$	внутренний диаметр $d_3$ винта по дну впадины
10	1,50	9,026	8,160
12	1,75	10,863	9,853
16	2,00	14,701	13,546
20	2,50	18,376	16,933
24	3,00	22,051	20,319

13. По формуле определить расчетный диаметр резьбы

$$d_p = (d_2 + d_3) / 2 \quad (12.5)$$

14. Сделать вывод о пригодности\непригодности выбранного болта

### Содержание отчета

1. Данные своего варианта (см. табл. 12.1)

2. Расчетная схема болтового соединения
3. Алгоритм выполнения задания с расчетами по пунктам.
4. Заключение о пригодности\непригодности выбранного болта.
5. Ответы на контрольные вопросы

### ***Контрольные вопросы***

1. Основные геометрические параметры резьбы.
2. К какому виду соединений относятся резьбовые соединения?
3. Чем обусловлено широкое применение резьбовых соединений?
4. Отличие способа затягивания болтов: "Неконтролируемый " и "Контролируемый".
5. Назовите критерии работоспособности резьбовых крепежных деталей.
6. Как определить расчётный диаметр резьбы?

ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 13).

### **Конструктивные элементы сварных соединений и швов. Работа с нормативной документацией**

***Цель работы:*** анализ конструкций сварных соединений, применимости видов сварных швов, работа с нормативной документацией.

#### ***Основные теоретические положения***

*Сварным соединением* называют участок конструкции, в котором отдельные её элементы соединены путём местного сплавления или совместного пластического деформирования материала этих элементов по их примыкающим поверхностям, в результате чего возникает прочное сцепление металлов, основанное на межатомном взаимодействии. В сварное соединение входят сварной шов, зона термического влияния и примыкающие к ней участки основного металла.

В зависимости от взаимного расположения в пространстве соединяемых металлических деталей различают соединения: стыковое, угловое, тавровое и нахлесточное

Стыковым называется сварное соединение двух элементов, расположенных в одной плоскости или на одной поверхности.

Угловым называется соединение двух элементов, расположенных под прямым углом и сваренных в месте примыкания их краев.

Нахлесточным называется сварное соединение, в котором свариваемые элементы расположены параллельно и перекрывают друг друга.

Тавровым называется сварное соединение, в котором к боковой поверхности одного элемента примыкает под углом и приварен торцом другой элемент.

Обозначение типа сварных соединений: «С» - стыковые, «У» - угловые, «Т» - тавровые, «Н» - нахлесточные и «О» - (особые) нестандартные. Буквенное обозначение сварного соединения сопровождается цифрой (С1, У3, Т7, Н4 и т. д.), характеризующей совокупность всех конструктивных особенностей шва, например, шов выполнен без скоса кромок, со скосом одной кромки, с двумя скосами одной кромки, односторонний или двусторонний.

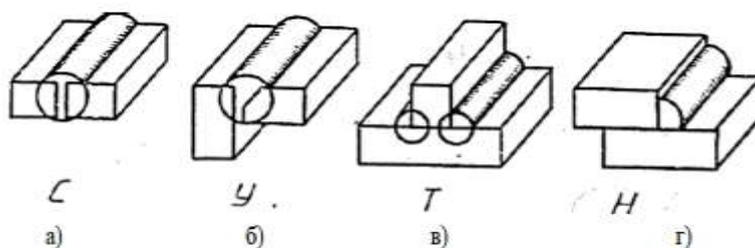


Рисунок 13.1 - Типы сварных соединений  
 а) стыковое; б) угловое; в) тавровое; г) нахлесточное

*Сварной шов* — участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации металла сварочной ванны.

К конструктивным элементам сварных швов и соединений относятся размеры кромок под сварку и размеры сварного шва (см. рис.13.2 и рис. 13.3).

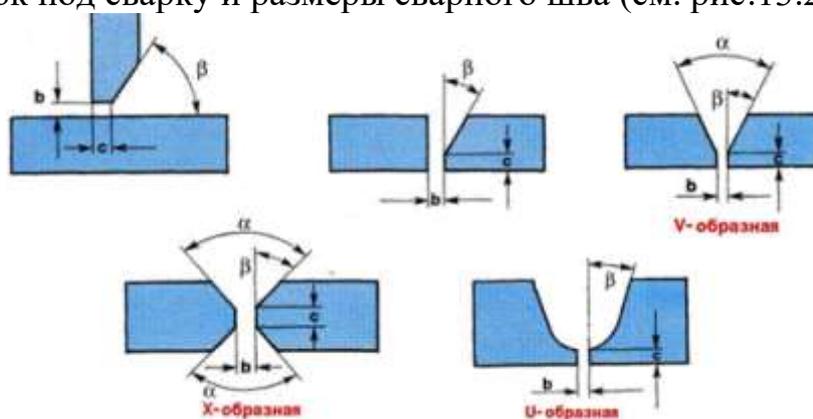


Рисунок 13.2 – Размеры кромок под сварку

Кромками называются соединяемые края деталей при сварке. Размеры подготовленных кромок свариваемых деталей и размеры сварного шва регламентируются в зависимости от условного обозначения соединения и толщины металла в соответствии с ГОСТом и РД на сварные соединения различных способов сварки.

Конструктивные элементы сварных соединений в справочной литературе называются *геометрическими параметрами*.

Зазор— расстояние между кромками (b).

Притупление— нескошенная часть торца кромки (c).

Угол разделки кромок— угол между скошенными кромками свариваемых частей ( $\alpha$ ).

Угол скоса кромки— острый угол между плоскостью скоса кромки и торцом ( $\beta$ ).

Ширина шва— расстояние между видимыми линиями сплавления на лицевой стороне шва (e)

Стыковым называется сварное соединение двух элементов, расположенных в одной плоскости или на одной поверхности.

Размеры e и k указаны на чертежах сварных конструкций. Глубина провара h обычно равна толщине металла S. Остальные размеры даны в соответствующих ГОСТах.

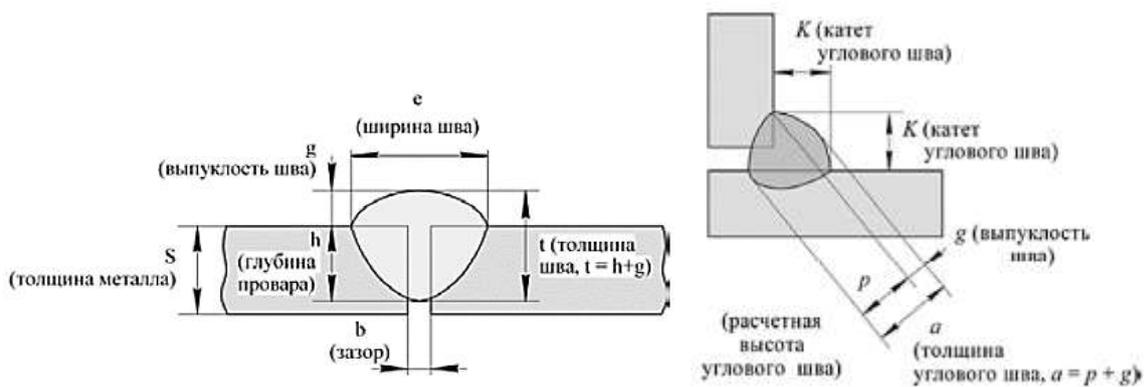


Рисунок 13.3 - Конструктивные размеры стыкового и углового сварного шва

Размеры подготовленных кромок свариваемых деталей и размеры сварного шва регламентируются в зависимости от условного обозначения соединения и толщины металла

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать исходные данные своего варианта.
3. Зарисовать вид сварного соединений указанного в исходных данных. Для образца воспользоваться таблицей 13.2.
4. Дать развернутую характеристику заданному виду сварного соединения, указать тип шва.
5. Выполнить изображение сварных швов С....., У....., Т....., Н..... в соответствии с ГОСТ.....(см. исходные данные, табл. 13.1, соответствующий ГОСТ). Толщину металла выбрать самостоятельно. Пример изображений сварных швов представлены на рисунке 13.5.
6. Ответить на контрольные вопросы.

Таблица исходных данных к заданию

Вариант	Тип сварного соединений (для п. 3)	Вид сварного шва (для п. 5) / Государственные стандарты			
		ГОСТ 5234	ГОСТ 14771	ГОСТ 8713	ГОСТ 14806
1	«С»	С2	У10	Т8	Н1
2	«У»	Н1	С17	У5	Т6
3	«Т»	Т8	Н2	С29	У8
4	«Н»	У8	Т6	Н1	С7
5	«С»	С8	У6	Т7	Н2
6	«У»	Н2	С21	У7	Т1
7	«Т»	Т2	Н1	С4	У5
8	«Н»	У5	Т3	Н2	С15
9	«С»	С17	У4	Т3	Н1
10	«У»	Н1	С7	У3	Т3
11	«Т»	Т7	Н2	С21	У9
12	«Н»	У7	Т9	Н1	С21
13	«С»	С25	У9	Т1	Н2
14	«У»	Н2	С12	У3	Т8
15	«Т»	Т6	Н1	С7	У6

### Контрольные вопросы

(четные варианты- четные вопросы, нечетные варианты-нечетные вопросы)

1. Что называется сварным соединением
2. Что называется сварным швом?
3. Какие параметры относятся к конструктивным элементам сварного шва?
4. Перечислите типы сварных соединений.
5. Перечислите виды сварных швов.
6. Что представляет собой усиление сварного шва?
7. Какими размерами характеризуется шов стыкового соединения?
8. Какими размерами характеризуется шов таврового и углового соединений со скосом кромок?
9. Назовите соединение и размеры подготовленных кромок и шва на рисунке 13.4 а) и б)..
10. Что обозначают размеры на рис.13.4 в). Чему равен зазор на рис.13.4 г).

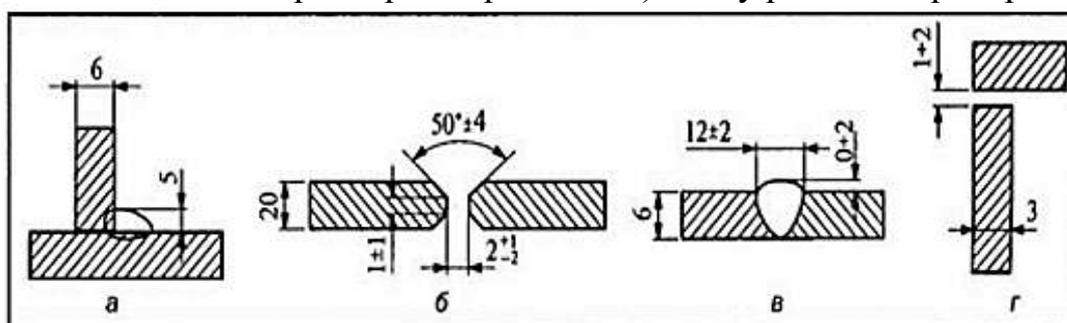
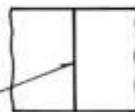
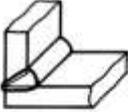
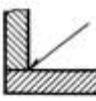
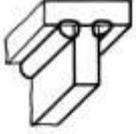
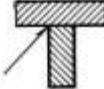
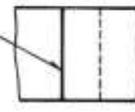
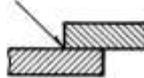


Рисунок 13.4 - Размеры подготовленных кромок свариваемых деталей

Таблица 13.1 – Государственные стандарты на основные типы и конструктивные элементы швов сварных соединений

ГОСТ	Способ сварки	Тип соединения	Условное обозначение шва
5264-80	Ручная дуговая	Стыковое	C1...C25
		Угловое	У1...У10
		Тавровое	T1...T11
		Нахлесточное	H1...H3
11534-75	То же (под острыми и тупыми углами)	Угловое	У1...У8
		Тавровое	T1...T8
14771-76	Дуговая в защитных газах	Стыковое	C1...C28
		Угловое	У1...У10
		Тавровое	T1...T10
		Нахлесточное	H1;H2
23518-79	То же (под острыми и тупыми углами)	Угловое	У1...У10
		Тавровое	T1...T9
8713-79	Автоматическая и полуавтоматическая под флюсом	Стыковое	C1...C34
		Угловое	У1...У10
		Тавровое	T1...T13
		Нахлесточное	H1...H6
11533-75	То же (под острыми и тупыми углами)	Угловое	У1...У6
		Тавровое	T1...T9
14806-80	Дуговая алюминия и алюминиевых сплавов (толщина элементов – 0,8 – 60 мм)	Стыковое	C1...C27
		Угловое	У1...У14
		Тавровое	T1...T12
		Нахлесточное	H1...H5

Таблица 13.2 – Изображение сварных соединений

Наглядное изображение	Чертеж	
	вид	разрез
Сварные соединения стыкового  С		
угловое  У		
таверное  Т		
внахлестку  Н		

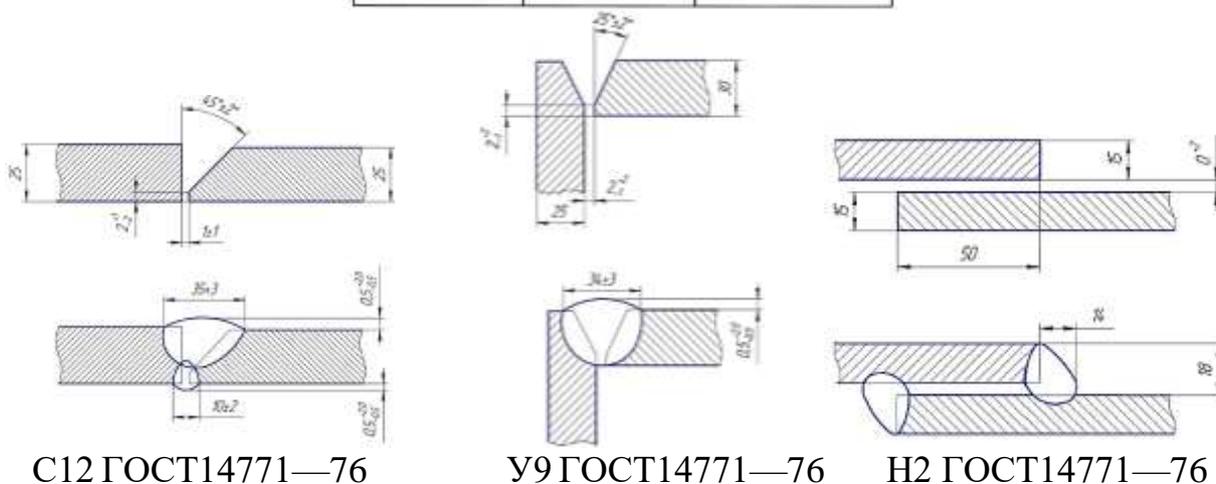


Рисунок 13.5 - Пример оформления практического задания: изображение сварных швов С12, У9, Н2 в соответствии с ГОСТ14771—76

**ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 14)**  
**Определение расчетной площади и длины сварных швов разных типов сварных соединений**

**Цель работы:** сформировать умения расчета площади и длины сварных швов заданной сварной конструкции

**Основные теоретические положения**

Чтобы все детали соединялись между собой в соответствии с нормой и согласно определенной технологии, необходимо конструктивно выполнить проектирование самого сварочного соединения.

Площадь поперечного сечения сварного соединения  $F_{шв}$  рассчитывается как сумма площадей элементарных геометрических фигур, из которых складывается поперечное сечение сварного соединения.

Длина сварного шва является одним из параметров, которые влияют на прочность всего соединения.

Длина сварных швов заданной сварной конструкции (рис. 14.1) складывается из длины продольного шва сварки обечайки и длины кольцевого шва приварки фланца к обечайке.

$$L = L_{пр} + L_{к} \quad (14.1)$$

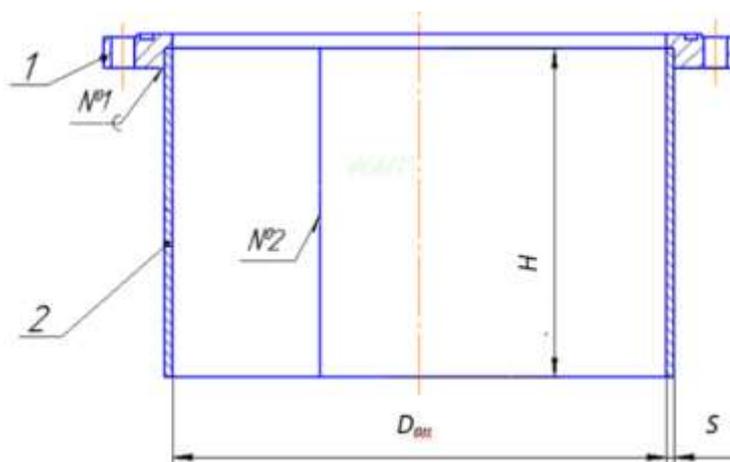


Рисунок 14.1 - Заданная сварная конструкция

Длина продольного шва  $L_{пр}$  определяется по рисунку.

Длина кольцевого шва определяется как длина окружности, найденной по наружному диаметру обечайки.

$$D_{н} = D_{вн} + 2 \cdot S \quad (14.2)$$

$$L_{к} = \pi \cdot D_{н} \quad (14.3)$$

Формулы для определения площади сварных швов сварной конструкции выбрать из **Приложения** согласно конструктивных элементов и размеров ГОСТ 5264 (тип сварного соединения задан в исходных данных).

### **Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать данные своего варианта
3. Перерисовать чертеж сварной конструкции с указанием заданных размеров.
4. Составить схему поперечного сечения заданного сварного шва, проставить необходимые обозначения и размеры.
6. Вычислить площадь поперечного сечения шва.
7. Определить по чертежу длину всех сварных швов.
8. Сделать вывод
9. Ответить на контрольные вопросы.

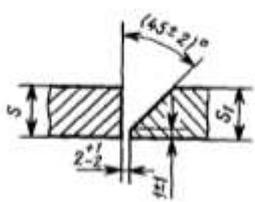
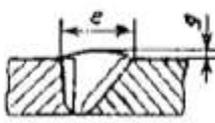
**Таблица 14.1 – Исходных данных к заданию**

Вариант	Размеры сварной конструкции			Тип продольного сварного шва	Тип кольцевого сварного шва
	Внутренний диаметр $D_{вн}$ , мм	Толщина $S$ , мм	Высота $H$ , мм		
1	300	4	100	С 2	У 4
2	400	8	200	С 8	У 5
3	800	16	600	С 17	У 6
4	500	10	400	С 25	Т1
5	200	3	100	С 2	У 6
6	700	14	500	С 8	Т1
7	600	12	800	С 17	У 5
8	1000	20	1000	С 25	Т1
9	250	3,5	150	С 2	У 4
10	1200	20	1400	С 8	У 6
11	600	18	1200	С 17	У 5
12	1600	28	2500	С 25	Т1
13	350	4	250	С 2	У 4
14	1400	24	2000	С 8	Т1
15	1200	22	2200	С 17	У 6
16	1500	26	3000	С 25	У 5

**Приложение**

**Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения С8 по ГОСТ 5264-80**

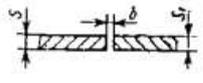
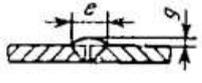
Размеры, мм

Условное обозначение сварного соединения	Конструктивные элементы		$s=s_1$	$e$		$g$	
	подготавливаемых кромок свариваемых деталей	сварного шва		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.
С8			От 3 до 5	8	±2	0,5	+1,5 -0,5
			Св. 5 до 8	12			
			Св. 8 до 11	16			
			Св. 1 до 14	20			
			Св. 14 до 17	24	±3		+2,0 -0,5
			Св. 17 до 20	28			
			Св. 20 до 24	32			
			Св. 24 до 28	35			
			Св. 28 до 32	38			
			Св. 32 до 36	41			
			Св. 36 до 40	44			

Площадь поперечного сечения сварного шва С8  $F_{шв} = sb + [(s-c)^2 \operatorname{tg}\alpha]/2 + 0.75eg$

## Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения C2 по ГОСТ 5264-80

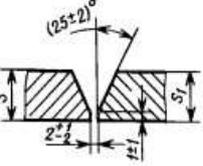
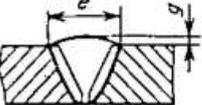
Размеры, мм

Условное обозначение сварного соединения	Конструктивные элементы		$s=s_1$	$b$		$e$ , не более	$g$	
	подготовленных кромок свариваемых деталей	сварного шва		Номин.	Пред. откл.		Номин.	Пред. откл.
C2			От 1,0 до 1,5	0	+0,5	6	1,0	±0,5
			Св. 1,5 до 3,0	1	±1,0	7	1,5	±1,0
			Св. 3,0 до 4,0	2	+1,0 -0,5	8	2,0	

Площадь поперечного сечения сварного шва C2  $F_{шв} = bs + 0.75eg$

## Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения C17 по ГОСТ 5264-80

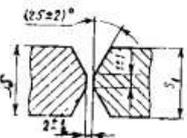
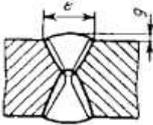
Размеры, мм

Условное обозначение сварного соединения	Конструктивные элементы		$s = s_1$	$e$		$g$	
	подготовленных кромок свариваемых деталей	сварного шва		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.
C17			От 3 до 5	8	+2		+1,5 -0,5
			Св. 5 до 8	12			
			Св. 8 до 11	16			
			Св. 11 до 14	19	+3		
			Св. 14 до 17	22			
			Св. 17 до 20	26			
			Св. 20 до 24	30			
			Св. 24 до 28	34			

Площадь поперечного сечения сварного шва C17  $F_{шв} = sb + (s-c)^2 \operatorname{tg}\alpha + 0,75eg$

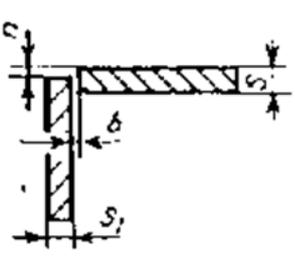
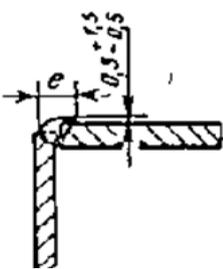
## Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения C25 по ГОСТ 5264-80

Размеры, мм

Условное обозначение сварного соединения	Конструктивные элементы		$s = s_1$	$e$		$g$	
	подготовленных кромок свариваемых деталей	сварного шва		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.
C25			Св. 8 до 11	10	+2		+1,5 -0,5
			Св. 11 до 14	12			
			Св. 14 до 17	14			
			Св. 17 до 20	16	+3		
			Св. 20 до 24	18			
			Св. 24 до 28	20			
			Св. 28 до 32	22			
			Св. 32 до 36	24			
			Св. 36 до 40	26			

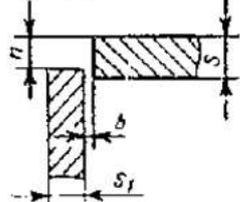
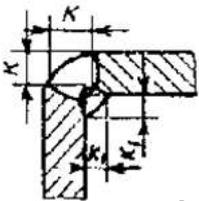
Площадь поперечного сечения сварного шва C25  $F_{шв} = [(s-c)^2 \operatorname{tg}\alpha]/2 + 1,5eg$

### Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения У4 по ГОСТ 5264-80

Условное обозначение свариваемого соединения	Конструктивные элементы		s	n	b		
	подготовленных кромок свариваемых деталей	сварного шва			Ном.	Пред. откл.	
У4			От 0,1 до 1,5	От 0	0	+0,5	6
			Св. 1,5 до 3,0			+1,0	8
			Св. 3,0 до 5,0	до 0,5			10
			Св. 5,0 до 6,0			+2,0	12

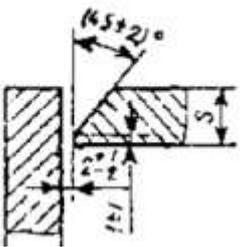
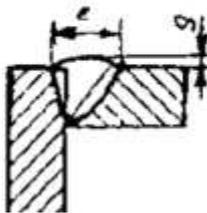
Площадь поперечного сечения сварного шва У4  $F_{шв} = Sb + 0,75lq$

### Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения У5 по ГОСТ 5264-80

Условное обозначение свариваемого соединения	Конструктивные элементы		s	n	b	
	подготовленных кромок свариваемых деталей	сварного шва			Номин.	Пред. откл.
У5			От 2 до 3	От 0,5	0	+1
			Св. 3 до 30	до s		+2

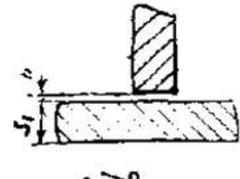
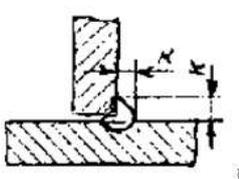
Площадь поперечного сечения .  $F_{шв. осн} = 1/2 * K^2 + 1,05K * h$  ( $h = 0,3 * K$ )  
 $F_{шв. подв} = 1/2 * K_1^2 + 1,05K_1 * h_1$  ( $h_1 = 0,3 * K_1$ )

### Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения У6 по ГОСТ 5264-80

Условное обозначение сварного соединения	Конструктивные элементы		s	e		g	
	подготовленных кромок свариваемых деталей	сварного шва		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.
У6			От 3 до 5	8			
			Св. 5 до 8	12	+2	+1,5	
			Св. 8 до 11	16		-0,5	
			Св. 11 до 14	20			
			Св. 14 до 17	24			
			Св. 17 до 20	28			
			Св. 20 до 24	32	0,5		

Площадь поперечного сечения св. шва У6  $F_{шв} = Sb + 1/2 * (S - C)^2 * tg\alpha + 0,75lq$

## Конструктивные элементы свариваемых кромок и сварного шва соединения Т1 по ГОСТ 5264-80

Условное обозначение свариваемого соединения	Конструктивные элементы		s	b	
	подготовленных кромок свариваемых деталей	сварного шва		Номинал	Пред. откл.
Т1	 $s_1 \geq 2$		От 2 до 3	0	+1
			Св. 3 до 15		+2
			Св. 15 до 40		+3

Площадь поперечного сечения сварного шва Т1

$$F_{шв} = 1/2 * K^2 + 1,05K * h \quad (h = 0,3 * K)$$

### Контрольные вопросы

*(четные варианты- четные вопросы, нечетные варианты-нечетные вопросы)*

1. Какой сварной шов носит название кольцевой?
2. Какой сварной шов носит название продольный?
3. Дайте пояснение, что такое Зазор, какой буквой принято его обозначение?
4. Дайте пояснение, что такое Притупление, какой буквой принято ее обозначение?
5. Дайте пояснение, что такое Ширина шва, какой буквой принято ее обозначение?
6. Дайте пояснение, что такое Угол скоса кромки, какой буквой принято его обозначение?

### ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 15)

#### Определение главных центральных моментов инерции сечения металлоконструкций геометрической формы, имеющих ось симметрии

**Цель работы:** приобрести необходимые практические навыки и умения в определении главных центральных моментов инерции сечения геометрической формы, имеющего ось симметрии

#### *Основные теоретические положения*

Главные центральные оси инерции — это главные оси, которые проходят через центр тяжести сечения.

Главные моменты инерции — это моменты инерции относительно главных осей.

Если фигура имеет ось симметрии, то она является одной из главных центральных осей, вторая проходит через центр тяжести сечения перпендикулярно первой. Это следует из того, что относительно оси симметрии и любой оси, ей перпендикулярной, центробежный момент инерции равен нулю.

Моменты инерции сечения входят в формулы для напряжений и

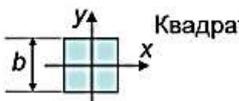
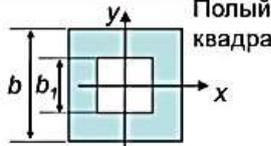
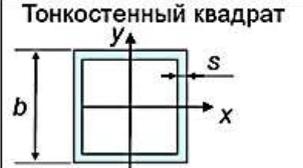
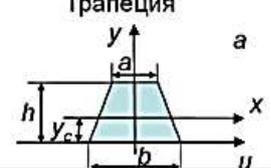
деформаций (например, при изгибе).

Момент инерции сложной фигуры равен сумме моментов инерции ее составных частей. Таким образом, для вычисления момента инерции сложной фигуры надо разбить ее на ряд простых фигур, вычислить моменты инерции этих фигур и затем просуммировать.

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать данные своего варианта (см. практическое занятие № 4).
3. Вычертить заданное геометрическое сечение.
4. Провести вспомогательные оси: ось  $Y$  - по оси симметрии, ось  $X$  - по нижней грани сечения.
5. Разбить заданное сечение на простые геометрические сечения. Определить их площади и суммарную площадь.
6. Найти координаты центра тяжести простых геометрических сечений и всего заданного сечения (см. практическое занятие № 4).
7. Вычислить осевые и центробежный моменты инерции относительно осей  $x$  и  $y$
8. Ответить на контрольные вопросы.

Таблица 15.1 – Формулы для определения геометрических характеристик сечения

Фигура	Координата ЦТ	Осевые моменты инерции	Моменты сопротивления
 <p>Квадрат</p>		$J_x = J_y = \frac{b^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{b^3}{6}$
 <p>Полый квадрат</p>		$J_x = J_y = \frac{b^4 - b_1^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{b^4 - b_1^4}{6b}$
 <p>Тонкостенный квадрат</p>		$J_x = J_y = \frac{2b^3s}{3}$	$W_x = W_y = \frac{4b^2s}{3}$
 <p>Треугольник</p>	$y_c = \frac{h}{3}$	$J_x = \frac{bh^3}{36}$ $J_y = \frac{hb^3}{48}$ $J_{u_1} = \frac{bh^3}{12}$ $J_{u_1} = \frac{bh^3}{4}$	$W_x = \frac{bh^2}{24}$ $W_y = \frac{hb^2}{24}$ $W_x = \frac{bh^2}{12}$ для основания
 <p>Трапеция</p>	$y_c = \frac{h}{3} \cdot \frac{b+2a}{b+a}$	$J_x = \frac{h^3(b^2 + 4ba + a^2)}{36(b+a)}$ $J_y = \frac{h}{48} \cdot \frac{b^4 - a^4}{b-a}$	$W_x = \frac{h^2(b^2 + 4ba + a^2)}{12(2b+a)}$ $W_y = \frac{h}{24} \cdot \frac{b^4 - a^4}{b^2 - ba}$

### Контрольные вопросы

(четные варианты- четные вопросы, нечетные варианты-нечетные вопросы)

1. Охарактеризуйте осевые и центробежные моменты инерции поперечного сечения.
2. Раскройте понятие «полярный момент инерции поперечного сечения».
3. Как связаны между собой полярный и осевые моменты инерции?
4. Какие оси называются центральными?
5. Какие оси называются главными?
6. Какими свойствами обладают оси симметрии поперечного сечения?

### Пример решения задания

Для фигуры, показанной на рис. 15.1, определить осевые и центробежный моменты инерции относительно осей  $x$  и  $y$ .

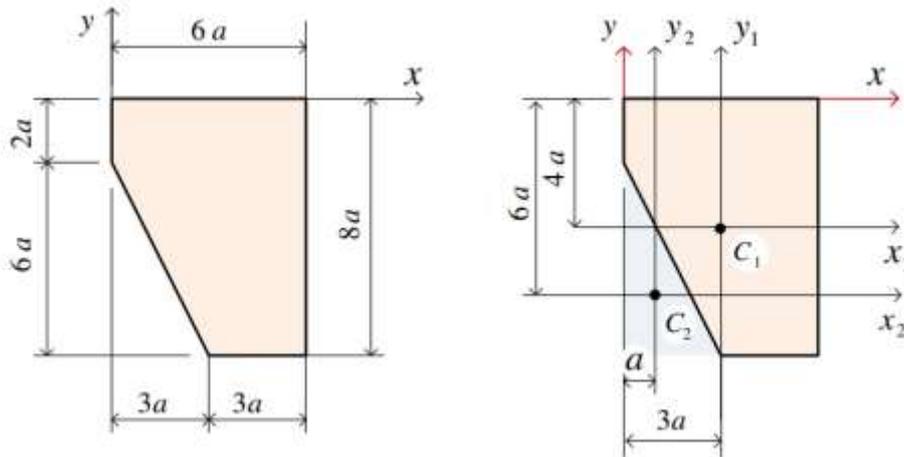


Рисунок 15.1 – Фигура сложной формы

### Решение.

1. Разобьем сечение на две части (рис. 15.1), для каждой из которых известны площадь и координаты центра тяжести в заданной системе координат. Будем считать, что фигура получена путём «отрезания» прямоугольного треугольника (фигура 2) от прямоугольника (фигура 1). По этой причине при вычислениях характеристики «вырезаемого» треугольника следует вычитать из характеристик прямоугольника.

2. Вычисляем моменты инерции с помощью формул параллельного переноса. При вычислении центробежного момента инерции в формулах параллельного переноса следует учитывать знаки координат.

$$I_x = \left[ \frac{6 \cdot 8^3}{12} + 4^2 \cdot (6 \cdot 8) \right] a^4 - \left[ \frac{3 \cdot 6^3}{36} + 6^2 \cdot \left( \frac{3 \cdot 6}{2} \right) \right] a^4 = 682a^4,$$

$$I_y = \left[ \frac{8 \cdot 6^3}{12} + 3^2 \cdot (6 \cdot 8) \right] a^4 - \left[ \frac{6 \cdot 3^3}{36} + 1^2 \cdot \left( \frac{3 \cdot 6}{2} \right) \right] a^4 = 562.5a^4,$$

$$I_{xy} = [0 + 3 \cdot (-6) \cdot (6 \cdot 8)] a^4 - \left[ -\frac{6^2 \cdot 3^2}{72} + 1 \cdot (-6) \cdot \left( \frac{3 \cdot 6}{2} \right) \right] a^4 = -805.5a^4.$$

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 16, 17).

### Построение эпюр крутящих моментов. Выбор оптимального варианта сечения вала по затратам материала

**Цель работы:** освоить порядок построения эпюры крутящих моментов, сравнения затрат материала по расчетным вариантам (круг, кольцо).

#### *Основные теоретические положения*

Кручение стержня вызывается парами сил (сосредоточенными или распределенными), плоскость действия которых перпендикулярна продольной оси стержня. При кручении в поперечном сечении стержня возникает лишь один силовой фактор – крутящий момент  $M_k$ .

Стержни, работающие на кручение, обычно называют *валами*.

Схема нагружения кручением показана на рис. 16.1,б. Внешние силы, образующие момент относительно оси элемента конструкции, вызывают его деформации, которые заключаются в плоском повороте поперечных сечений друг относительно друга. Продольная линия, нанесенная на поверхность элемента конструкции, нагруженного кручением (рис. 16.1,а), принимает форму винтовой.

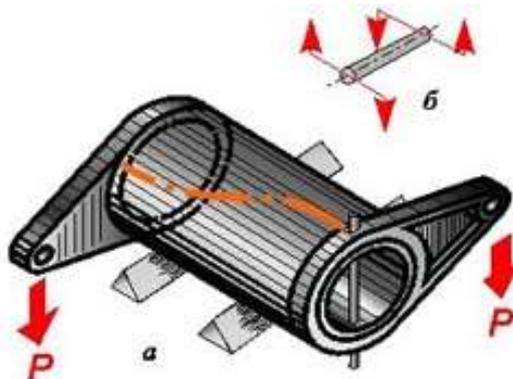


Рисунок 16.1 - Схема нагружения кручением

Согласно методу сечений величина и направление крутящего момента может быть найдены из уравнения равновесия моментов относительно оси стержня, составленного для оставленной части. То есть, крутящий момент в сечении численно равен алгебраической сумме моментов пар сил, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно продольной оси стержня.

Крутящие моменты, возникающие в поперечных сечениях брусьев, определяются по внешним окручивающим моментам с помощью метода сечений. На основании метода сечения крутящий момент в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме внешних скручивающих моментов, приложенных к брусу по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Для валов, имеющих один неподвижно закрепленный (заделанный) и один свободный конец, крутящие моменты всех поперечных сечений удобно выражать через внешние моменты, приложенные с той стороны от рассматриваемого сечения, с которой расположен свободный конец. Это позволяет определять крутящие моменты, не вычисляя реактивного момента, возникающего в заделке.

### Правило знаков для крутящих моментов.

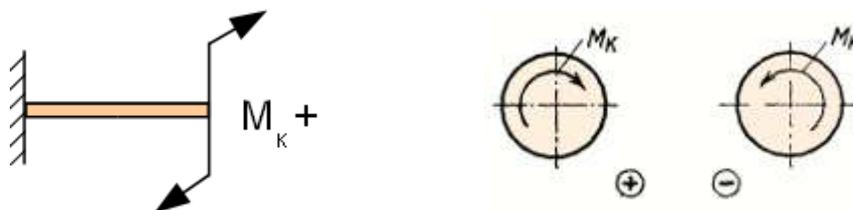


Рисунок 16.2 - Правило знаков для крутящих моментов

Крутящий момент считается положительным, если при взгляде на сечение со стороны внешней нормали он поворачивает сечение по ходу часовой стрелки и отрицательным — в противном случае.

При построении эпюры крутящих моментов положительные значения откладываются вверх от горизонтальной базовой линии, а отрицательные — вниз.

Это правило знаков условное и не совпадает с принятыми правилами знаков моментов, углов поворота в теоретической механике и математике, поскольку связано не с системой координат, а с видом деформации оставленной части

#### *Общий порядок расчета и построения эпюры крутящего момента.*

1. Намечаем характерные сечения стержня.
2. Определяем крутящий момент в каждом характерном сечении.
3. По найденным значениям моментов строим эпюру.

#### *Правила контроля правильности эпюр крутящих моментов*

Для эпюр крутящих моментов характерны некоторые закономерности, знание которых позволяет оценить правильность построений.

- эпюры крутящих моментов всегда прямолинейные.
- на участке, где нет распределенных моментов, эпюра  $M_k$  — прямая, параллельная оси; а на участке с распределенными моментами — наклонная прямая.
- под точкой приложения сосредоточенного момента на эпюре  $M_k$  будет скачок на величину этого момента.

#### *Деформации при кручении и условие жесткости вала*

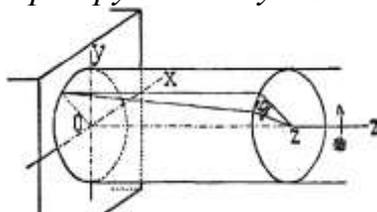


Рисунок 16.3 - Деформации при кручении

Угол закручивания можно определить по формуле

$$\varphi = \frac{M_k L}{GJ_p},$$

где  $L$  – длина участка вала;

$G$  – модуль сдвига— определяет способность тел сопротивляться изменению формы при сохранении их объема;

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{2 \cdot 10^{11}}{2(1+0,3)} = 0,77 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2;$$

$J_p$  - полярный момент инерции вала;

Для круглого сплошного сечения:  $J_p = \pi D^4/32$ , где  $D$  — диаметр вала.

Для кольцевого сечения (полый вал):  $J_p = \pi D^4/32(1 - d^4/D^4)$ , где  $D$  — внешний диаметр вала,  $d$ — внутренний диаметр вала.

$GJ_p$  - носит название «жесткость вала при кручении».

Угол закручивания, приходящийся на единицу длины, называют относительным углом закручивания, определяется по формуле

$$\theta = \frac{\varphi}{L} = \frac{M_k}{GJ_p}.$$

*Расчеты на прочность и жесткость валов круглого и кольцевого сечений*

Условие *прочности* при кручении формулируется следующим образом: максимальные касательные напряжения, возникающие в опасном сечении вала, не должны превышать допускаемых напряжений и записывается в виде

$$\tau_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{W_p} \leq [\tau]$$

где  $[\tau]$  берется либо на основании опытных данных, либо (при отсутствии нужных опытных характеристик) по теориям прочности, соответствующим материалу.

$W_p$  - момент сопротивления сечения при кручении или полярный момент сопротивления (величина отношения полярного момента инерции к радиусу вала)

Для сплошного круглого сечения 
$$W_p = \frac{\pi R^3}{2} = \frac{\pi D^3}{16}.$$

Для кольцевого сечения 
$$W_p = \frac{\pi R^3}{2}(1 - c^4) = \frac{\pi D^3}{16}(1 - c^4),$$

где  $c = d/D$ .

При расчетах на прочность при кручении (также, как и при растяжении) могут решаться три задачи:

а) проверочный расчет – проверить, выдержит ли вал приложенную нагрузку;

б) проектировочный расчет - определить размеры вала из условия его прочности;

в) расчет по несущей способности - определить максимально допустимый крутящий момент.

Помимо расчета на прочность валы рассчитывают и *на жесткость*, ограничивая относительный угол закручивания некоторой допускаемой

величиной  $[\theta]$ :

Для обеспечения требуемой жесткости вала необходимо, чтобы наибольший относительный угол закручивания не превосходил допускаемого:

$$\theta = \frac{M_x}{GJ_\rho} \leq [\theta]$$

Эта формула выражает условие жесткости вала при кручении. Обычно принимается  $[\theta] = 0,5^0$  на 1 м длины вала.

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать исходные данные своего варианта. Допустимое значение касательного напряжения 70 МПа
3. Изобразить расчетную схему вала.
4. Разбить брус на участки по точкам приложения внешних скручивающих моментов.
5. Методом сечений вычислить значения крутящих моментов.
6. Построить эпюру крутящих моментов в выбранном масштабе.
7. Построить эпюру углов закручивания.
8. Проверить прочность вала в двух вариантах: круг, кольцо
9. Из условия прочности вычислить диаметр для двух вариантов: круг, кольцо. Сравнить затраты материала по обоим расчетным вариантам.
10. Провести расчет вала на жесткость.
11. Дать заключение о работоспособности вала при заданных нагрузках.
12. Ответить на вопросы тест-задания.

### ***Содержание отчета***

1. Исходные данные своего варианта.
2. Расчетная схема вала.
3. Расчет величины крутящих моментов на каждом участке вала. Эпюра крутящих моментов в выбранном масштабе.
4. Расчет величины углов закручивания. Эпюра углов закручивания.
5. Расчет прочности вала в двух вариантах: круг, кольцо.
6. Расчет диаметра вала для двух вариантов: круг, кольцо. Анализ затрат материала по обоим расчетным вариантам.
7. Расчет вала на жесткость.
8. Заключение о работоспособности вала при заданных нагрузках
9. Ответы на вопросы тест-задания

### ***Вопросы тест-задание***

1. Укажите силовые факторы, возникающие в поперечном сечении стержня при кручении.
  - а). N;
  - б). Q;
  - в).  $M_k$ .

2. Закончите предложение. Кручение стержня вызывается...
- а). сосредоточенной силой, линия действия которой перпендикулярна продольной оси стержня;
  - б). парами сил, плоскость действия которых перпендикулярна продольной оси стержня;
  - в). изгибающим моментом, плоскость действия которого параллельна продольной оси стержня.
3. Как называют стержни, работающие на кручение?
- а). вал;
  - б). брус;
  - в). опора.
4. Укажите, какого вида деформации при кручении вызывают внешние силы, образующие момент относительно оси элемента конструкции.
- а). плоский повороте поперечных сечений друг относительно друга;
  - б). удлинение элемента конструкции;
  - в). изгиб элемента конструкции.
5. Укажите, каким образом может быть найдена величина и направление крутящего момента согласно методу сечений.
- а). из уравнения равновесия моментов относительно плоскости поперечного сечения стержня;
  - б). из уравнения равновесия моментов относительно плоскости крепления стержня;
  - в). из уравнения равновесия моментов относительно оси стержня, составленного для оставленной части.
6. Укажите, чему численно равен крутящий момент в сечении стержня.
- а). алгебраической сумме моментов пар сил, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно плоскости поперечного сечения стержня;
  - б). алгебраической сумме моментов пар сил, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно продольной оси стержня;
  - в). алгебраической сумме моментов пар сил, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно плоскости крепления стержня.
7. Укажите, в каком случае крутящий момент считается отрицательным.
- а). если при взгляде на сечение со стороны внешней нормали он поворачивает сечение по ходу часовой стрелки;
  - б). если при взгляде на сечение со стороны внешней нормали он поворачивает сечение против хода часовой стрелки;
  - в). возможны оба варианта.
8. Укажите, в каком случае крутящий момент считается положительным.
- а). если при взгляде на сечение со стороны внешней нормали он поворачивает сечение по ходу часовой стрелки;
  - б). если при взгляде на сечение со стороны внешней нормали он поворачивает сечение против хода часовой стрелки;

в). возможны оба варианта.

9. Укажите, где откладываются положительные значения крутящих моментов при построении эпюры.

- а). слева от горизонтальной базовой линии;
- б). вниз от горизонтальной базовой линии;
- в). вверх от горизонтальной базовой линии.

10. Укажите, где откладываются отрицательные значения крутящих моментов при построении эпюры.

- а). слева от горизонтальной базовой линии;
- б). вниз от горизонтальной базовой линии;
- в). вверх от горизонтальной базовой линии.

11. Укажите общий порядок расчета и построения эпюры крутящего момента.

- а). определение крутящего момента в каждом характерном сечении;
- б). по найденным значениям моментов строится эпюра;
- в). разбивка стержня на характерные сечения.

12. Закончите предложение. Под точкой приложения сосредоточенного момента на эпюре  $M_k$  будет...

- а). наклонная прямая;
- б). прямая, параллельная оси;
- в). скачок на величину этого момента.

13. Закончите предложение. Эпюры крутящих моментов ...

- а). всегда прямолинейные;
- б). всегда имеют кривую линию;
- в). возможны оба варианта.

14. Укажите формулу для определения угла закручивания.

а).  $\varphi = \frac{M_k L}{GJ_p}$ ;

б).  $\theta = \frac{\varphi}{L} = \frac{M_k}{GJ_p}$ ;

в).  $W_\rho = \frac{\pi R^3}{2} = \frac{\pi D^3}{16}$ .

15. Укажите формулу для определения относительного угла закручивания.

а).  $\varphi = \frac{M_k L}{GJ_p}$ ;

б).  $\theta = \frac{\varphi}{L} = \frac{M_k}{GJ_p}$ ;

в).  $W_\rho = \frac{\pi R^3}{2} = \frac{\pi D^3}{16}$ .

16. Укажите запись условия прочности при кручении.

$$\tau_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{W_\rho} \geq [\tau]$$

а). ;

$$\text{б). } \tau_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{W_{\rho}} \leq [\tau] ;$$

$$\text{в). } \theta = \frac{M_x}{GJ_{\rho}} \leq [\theta] .$$

17. Укажите запись условия жесткости при кручении.

$$\tau_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{W_{\rho}} \geq [\tau]$$

а). ;

$$\text{б). } \tau_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{W_{\rho}} \leq [\tau] ;$$

$$\text{в). } \theta = \frac{M_x}{GJ_{\rho}} \leq [\theta] .$$

18. Закончите предложение. Произведение  $GJ_{\rho}$  - носит название ....

- а). модуль сдвига;
- б). полярный момент инерции вала;
- в). жесткость вала при кручении.

19. Какие напряжения возникают в поперечном сечении стержня при кручении?

- а). нормальные;
- б). касательные;
- в). нормальные и касательные.

20. В каких единицах измеряется жесткость вала при кручении?

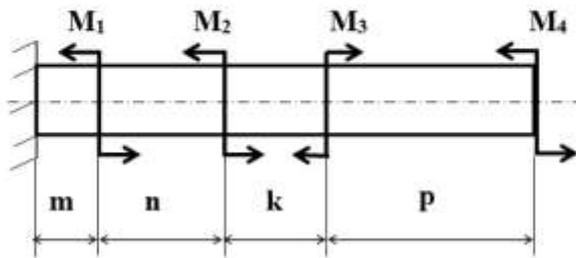
- а). Н\*м;
- б). Н\*м<sup>2</sup>;
- в). Н\*м<sup>4</sup>.

**Таблица 16.1 - Исходные данные ( $[\tau] = 70 \text{ МПа}$  – для всех вариантов)**

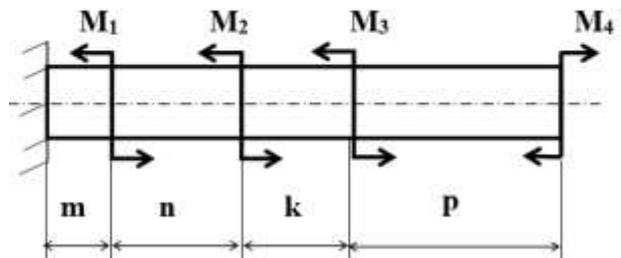
Вариант	№ схемы	Внешние моменты				Длины шеек вала				Диаметр вала		№ вопросов теста
		$M_1,$ кНм	$M_2,$ кНм	$M_3,$ кНм	$M_4,$ кНм	$m,$ м	$n,$ м	$k,$ м	$p,$ м	наружный, D, мм	внутренний, d, мм	
1	1	2	3	4	1	0,5	2	1,5	1	80	30	1,5,8,10,20
2	2	3	4	1	2	2,5	3	1,2	1,8	30	10	2,6,11,15,19
3	3	4	1	2	3	0,8	1	2,2	2,5	70	25	3,7,12,16,18
4	4	1	2	3	4	1,5	2,4	1,6	0,6	40	15	4,9,13,17,20
5	5	3,5	4,5	1,5	2,5	2,5	1,5	2	3	60	20	5,7,13,17,19
6	6	1,5	2,5	3,5	4,5	3	1,2	1,8	2,5	90	50	1,6,12,17,20
7	7	4,5	1,5	2,5	3,5	0,6	1,1	1,3	2	25	10	2,7,13,15,18
8	8	2,5	3,5	4,5	1,5	1	2,2	2,5	0,8	75	25	3,9,12,14,17

9	9	4,2	1,8	2,6	3,4	2,4	1,6	0,6	1,5	35	14	4,6,11,16,19
10	1	1,8	2,6	3,4	4,2	2	1,5	1	0,5	65	23	1,3,7,10,15
11	2	2,6	3,4	4,2	1,8	2,2	2,5	0,8	1	45	18	2,5,13,16,18
12	3	3,4	4,2	1,8	2,6	1,5	2	3	2,5	55	11	3,6,14,17,20
13	4	3,8	3,5	1,4	2,6	1,1	1,3	2	0,6	25	10	4,7,12,15,19
14	5	3,5	1,4	2,6	3,8	1,2	1,8	2,5	3	35	15	1,5,7,10,17
15	6	2,6	3,8	3,5	1,4	1,6	0,6	1,5	2,4	45	20	2,4,11,13,16
16	7	1,4	2,6	3,8	3,5	2,4	2	1	3	55	25	3,5,9,12,15
17	8	2,2	3,2	1,2	4,2	1,5	1	0,5	2	65	30	4,8,14,17,20
18	9	1,2	4,2	2,2	3,2	2	3	2,5	1,5	75	35	5,7,10,15,17

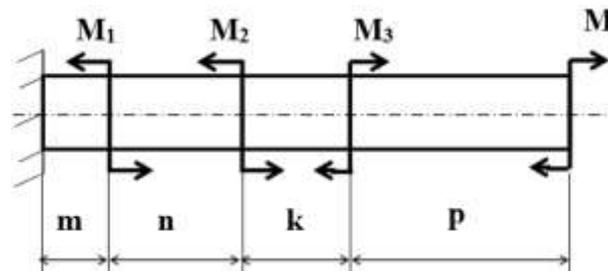
CXEMA 1



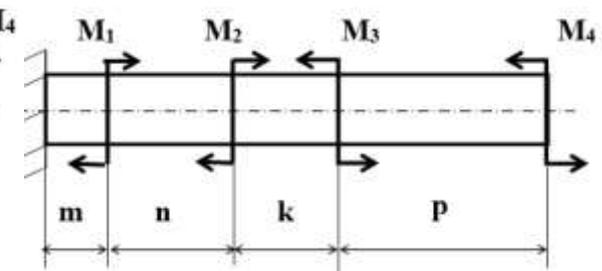
CXEMA 2



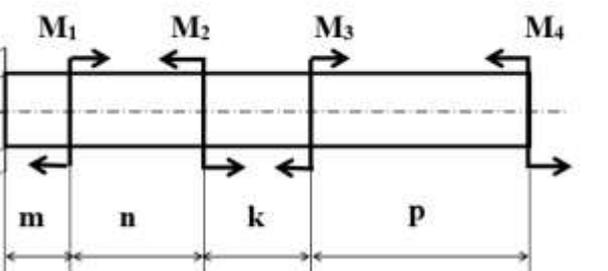
CXEMA 3



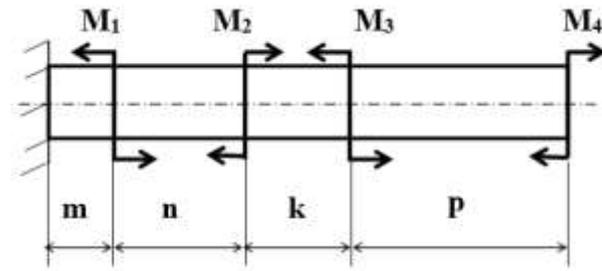
CXEMA 4



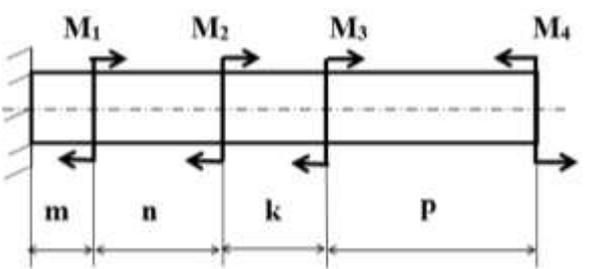
CXEMA 5



CXEMA 6



CXEMA 7



CXEMA 8

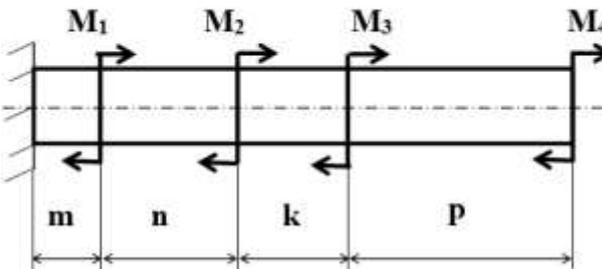
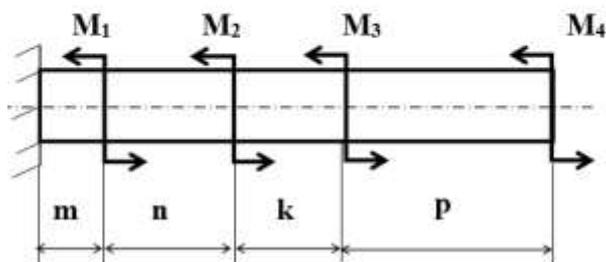


СХЕМА 9



*Пример решения*

Исходные данные:

$M_1 = 2 \text{ кН}$ ;  $M_2 = 1,6 \text{ кН}$ ;  $M_3 = 2 \text{ кН}$ ;  $M_4 = 1,6 \text{ кН}$ ;

$a = b = c = 1,2 \text{ м}$ ;  $D = 50 \text{ мм}$ ,  $d = 20 \text{ мм}$

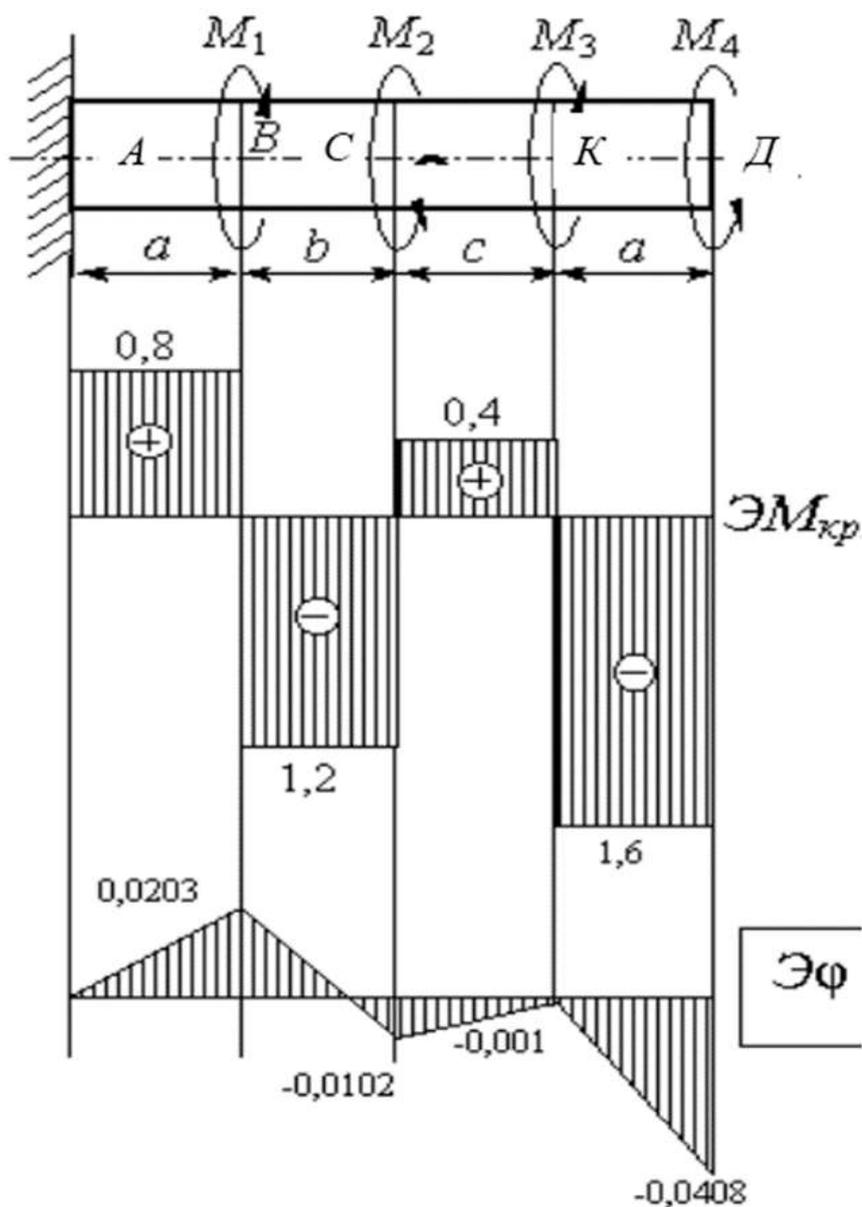


Рисунок 16.4 - Эпюры крутящих моментов и углов закручивания

### 1. Построение эпюры крутящих моментов.

Для построения эпюры крутящих моментов необходимо найти величины крутящих моментов на каждом участке вала.

I участок (KD):

$$M_{кр1} = -M_4 = -1,6 \text{ кНм},$$

II участок (CD):

$$M_{кр2} = -M_4 + M_3 = -1,6 + 2 = 0,4 \text{ кНм},$$

III участок (CB):

$$M_{кр3} = -M_4 + M_3 - M_2 = -1,6 + 2 - 1,6 = -1,2 \text{ кНм},$$

IV участок (BA):

$$M_{кр4} = -M_4 + M_3 - M_2 + M_1 = -1,6 + 2 - 1,6 + 2 = 0,8 \text{ кНм}.$$

По значению этих моментов строим эпюру  $M_{кр}$  в выбранном масштабе. Положительные значения  $M_{кр}$  откладываем вверх, отрицательные - вниз от нулевой линии эпюры (см. рис. 4).

### 2. Построение эпюры углов закручивания.

Угол закручивания участка вала длиной  $l$  постоянного поперечного сечения определяется по формуле

$$\varphi = \frac{M_{кр} l}{GJ_{\rho}}$$

где  $GJ_{\rho}$  - жесткость сечения вала при кручении.

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} = \frac{2 \cdot 10^{11}}{2(1 + 0,3)} = 0,77 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2;$$

$J_{\rho}$  - полярный момент инерции круглого вала

$$J_{\rho} = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-2})^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 5^4 \cdot 10^{-8}}{32} = 61,33 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Вычислим углы закручивания сечений B, C, D и K относительно закрепленного конца вала (сечения A)

$$\varphi_B = \frac{M_{кр4} \cdot a}{GJ_{\rho}} = \frac{0,8 \cdot 10^3 \text{ Нм} \cdot 1,2 \text{ м}}{47,2 \cdot 10^3 \text{ Нм}^2} = 0,0203 \text{ рад},$$

$$\varphi_C = \varphi_B + \frac{M_{кр3} \cdot b}{GJ_{\rho}} = 0,0203 - \frac{1,2 \cdot 10^3 \text{ Нм} \cdot 1,2 \text{ м}}{47,2 \cdot 10^3 \text{ Нм}^2} = -0,0102 \text{ рад},$$

$$\varphi_D = \varphi_C + \frac{M_{кр2} \cdot c}{GJ_{\rho}} = -0,0102 + \frac{0,4 \cdot 10^3 \text{ Нм} \cdot 1,2 \text{ м}}{47,2 \cdot 10^3 \text{ Нм}^2} = -0,0001 \text{ рад},$$

$$\varphi_K = \varphi_D + \frac{M_{кр1} \cdot a}{GJ_\rho} = -0,0001 - \frac{1,6 \cdot 10^3 \text{ Нм} \cdot 1,2 \text{ м}}{47,2 \cdot 10^3 \text{ Нм}^2} = -0,0406 \text{ рад.}$$

Строим эпюру углов закручивания (рис. 16.4).

### 3. Расчет вала на прочность

Условие прочности при кручении записывается в виде

$$\tau_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{W_\rho} \leq [\tau]$$

где  $|M_{кр}|_{\max}$  - максимальный крутящий момент, взятый по абсолютной величине. Определяется из эпюры  $M_{кр}$  (рис. 16.4).

$$|M_{кр}|_{\max} = 1,6 \text{ кНм};$$

$$W_\rho = \pi d^3 / 16$$

- полярный момент сопротивления для сплошного круглого вала.

$$W_{\rho, \text{кр}} = 3,14 \cdot 0,05^3 / 16 = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$$\tau_{\max, \text{кр}} = 1,6 \cdot 10^3 \text{ Нм} / (2,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3) = 64 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 64 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max, \text{кр}} = 64 \text{ МПа} < [\tau] = 70 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

$$W_P = \frac{\pi D^3}{16} \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right)$$

- полярный момент сопротивления для кольцевого сечения круглого вала.

D - наружный диаметр кольцевого сечения круглого вала;

d - внутренний диаметр кольцевого сечения круглого вала.

$$W_{\rho, \text{кол}} = (3,14 \cdot 0,05^3 / 16) \cdot [1 - (0,02 / 0,05)^4] = 2,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$$\tau_{\max, \text{кол}} = 1,6 \cdot 10^3 \text{ Нм} / (2,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3) = 66 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 66 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max, \text{кол}} = 66 \text{ МПа} < [\tau] = 70 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

$$\tau_{\max} = \frac{M_{K \max}}{W_P} \leq [\tau]$$

4. Из условия прочности поперечного сечения вала:

определяем размеры

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{K \max}}{\pi [\tau]}}$$

приняв сечение вала круглым

$$D_{\text{круг}} = \sqrt[3]{(16 \cdot 1,6 \cdot 10^3) / (3,14 \cdot 70 \cdot 10^6)} = 0,022 \text{ м} = 22 \text{ мм}$$

находим площадь поперечного сечения (площадь круга)  $A_{\text{круг}} = \frac{\pi D^2}{4}$  :

$$A_{\text{круг}} = 3,14 * 22^2 / 4 = 380 \text{ мм}^2$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{K\text{max}}}{\pi \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) [\tau]}}$$

приняв сечение вала кольцевым

$$D_{\text{кольцо}} = \sqrt[3]{(16 * 1,6 * 10^3) / ([3,14 * (1 - 0,4^4) * 70 * 10^6]} = 0,023 \text{ м} = 23 \text{ мм}$$

Находим площадь поперечно сечения (площадь кольца)

$$A_{\text{кольцо}} = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right)$$

$$A_{\text{кольцо}} = (3,14 * 22^2 / 4) * (1 - 0,4^2) = 372 \text{ мм}^2$$

Сравниваем площади поперечных сечений и выбираем наиболее экономичный:

$$A_{\text{кольцо}} = 372 \text{ мм}^2 < A_{\text{круг}} = 380 \text{ мм}^2$$

#### 5. Расчет вала на жесткость

Для обеспечения требуемой жесткости вала необходимо, чтобы наибольший относительный угол закручивания не превосходил допускаемого:

$$\theta = \frac{M_x}{GJ_p} \leq [\theta]$$

Определим наибольший относительный угол закручивания

$$\theta = \frac{\varphi_D - \varphi_K}{a} = \frac{|M_{\text{кр1}}|}{GJ_p} = \frac{1,6 \cdot 10^3 \text{ Нм}}{47,2 \cdot 10^3 \text{ Нм}^2} = 0,0339 \text{ рад/м.}$$

1 рад = 57°, следовательно,  $\Theta = 0,0339 * 57 = 1,94$  °/м.

Обычно принимается  $[\Theta] = 0,5$ ° на 1 м длины вала. По заданию общая длина вала 4,8 м, следовательно,  $[\Theta] = 0,5 * 4,8 = 2,4$  °/м

$$\Theta = 1,94 \text{ °/м} < [\Theta] = 2,4 \text{ °/м.}$$

Условие жесткости выполнено.

5. Вывод: Вал работоспособен.

**ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА** (практическое занятие № 18, 19).

**Построение эпюр внутренних силовых факторов при изгибе. Выбор рациональной формы круглого проката по прочностным характеристикам.**

**Цель работы:** освоить порядок построения эпюр внутренних силовых факторов при изгибе, подбор диаметра нагруженного поперечного сечения балки.

**Порядок проведения работы**

1. Изобразить расчетную схему согласно варианта.
2. Выписать исходные данные.
3. Заменить действие опор на балку силами реакций.

4. Составить уравнение равновесия для плоской системы параллельных сил:

$$\sum M_A(F_k) = 0; \quad \sum F_{k_y} = 0.$$

5. Найти из уравнений равновесия неизвестные силы реакций.

6. Разделить балку на участки по характерным точкам

7. Определить поперечную силу в каждом из характерных сечений, как сумму внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения.

8. Построить эпюру поперечных сил.

9. Определить величину изгибающего момента для каждого характерного сечения, как сумму моментов внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения, относительно центра тяжести этого сечения.

10. Построить эпюру изгибающих моментов.

11. Выбрать наиболее нагруженное сечение, где  $M_{\max}$ .

12. Записать уравнение условия прочности при изгибе:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma_u]$$

13. Найти требуемую величину осевого сопротивления сечения:

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma_u]}; \quad W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3.$$

из выражения

14. Определить диаметр наиболее нагруженного поперечного сечения балки:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{10W_x}$$

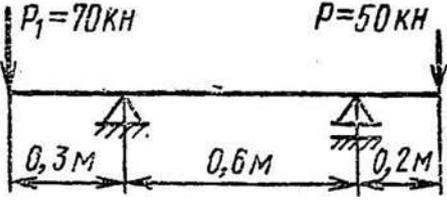
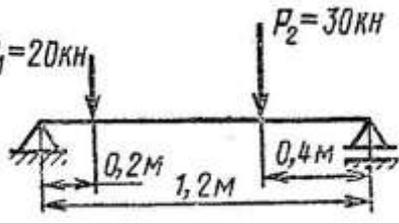
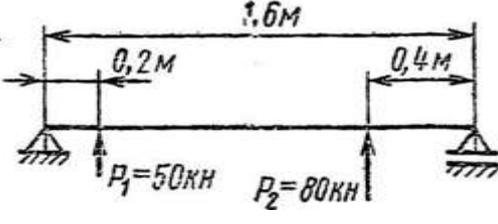
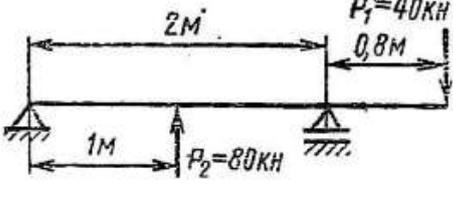
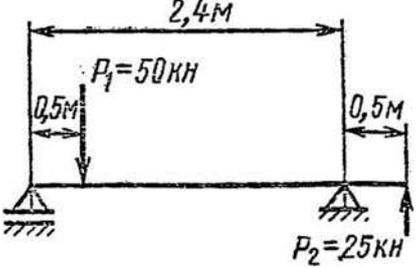
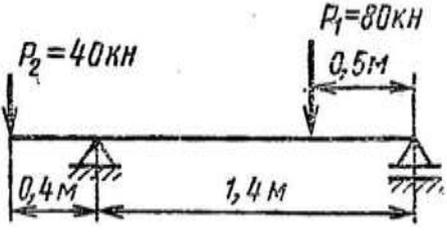
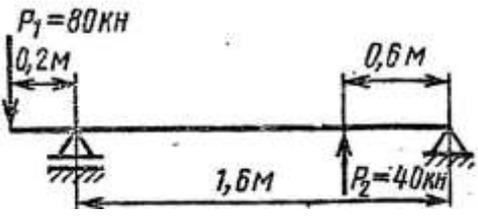
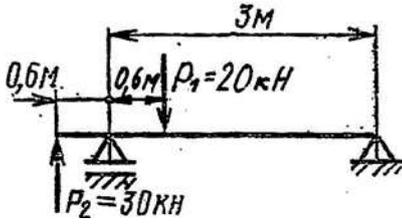
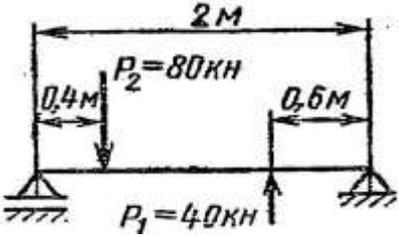
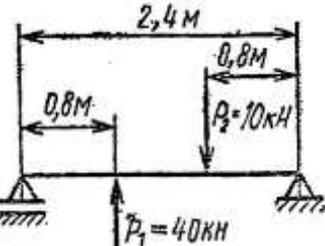
15. Округлить диаметр до ближайшего стандартного значения (см. таблицу ниже)

...14	15	16	17	18	19	20	21	22	24
25	26	28	30	32	34/35	36	38	40	42
45/47	50/52	53/55	56	60/62	63/65	67/70	71/72	75	80
85	90	95	100	105	110	120	125	130	140
150	160	170	180	190	200	210	220	240	250...

### **Исходные данные**

**Задание:** Для заданной расчетной схемы балки определить реакции опор, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, подобрать диаметр балки из условия прочности при изгибе.

Для расчетов принять: материал балки— сталь 40, допускаемое напряжение на изгиб  $[\sigma_u] = 100$  МПа .

<p><b>ВАРИАНТ 1, 11</b></p> 	<p><b>ВАРИАНТ 2, 12</b></p> 
<p><b>ВАРИАНТ 3, 13</b></p> 	<p><b>ВАРИАНТ 4, 14</b></p> 
<p><b>ВАРИАНТ 5, 15</b></p> 	<p><b>ВАРИАНТ 6, 16</b></p> 
<p><b>ВАРИАНТ 7, 17</b></p> 	<p><b>ВАРИАНТ 8, 18</b></p> 
<p><b>ВАРИАНТ 9, 19</b></p> 	<p><b>ВАРИАНТ 10, 20</b></p> 

**Пример выполнения практической работы**

Для двухопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами  $F_1$ ,  $F_2$  и парой сил с моментом  $M$  определить:

- 1) реакции опор балки;

2) размеры поперечного сечения балки в форме круга, приняв  $[\sigma]=160$  МПа.

Дано:  $F_1=15$  кН;  $F_2=4$  кН;  $M=2$  кН·м.

1. Изобразим балку с действующими на нее нагрузками. Строим расчетную схему балки (рис.18.1 а).

2. Составляем уравнения равновесия и определяем неизвестные реакции опор:

$$\sum M_A(F_k) = 0, F_2 * AC + R_{By} * AB + M = 0; \quad (18.1)$$

$$R_{By} = (F_2 * 3 - M) / 4; R_{By} = (-4 * 3 - 2) / 4 = -14/4 = -3,5 \text{ кН}$$

$$\sum F_{ky} = 0, R_{Ay} + F_1 + F_2 + R_{By} = 0, \quad (18.2)$$

$$R_{Ay} = -F_1 - F_2 - R_{By} = -15 - 4 + 3,5 = -15,5 \text{ кН}$$

3. Проверяем правильность найденных результатов:

$$\sum M_B(F_k) = -R_{Ay} * AB - F_1 * AB + M - F_2 * BD = 15,5 * 4 - 15 * 4 + 2 - 4 * 1 = 0 \quad (18.3)$$

4. Делим балку на участки по характерным точкам: AC, CB, DB (рис.18.1 б)

5. Определяем ординаты и строим эпюру  $Q_y$  (рис.18.1 в):

AC, сечение I-I, справа  $Q_{y1} = R_{Ay} + F_1 = -15,5 + 15 = -0,5$  кН

CB, сечение II-II, справа  $Q_{y2} = R_{Ay} + F_1 + F_2 = -15,5 + 15 + 4 = -0,5$  кН

DB, сечение III-III, слева,  $Q_{y3} = 0$  кН

6. Определяем ординаты и строим эпюру  $M_x$  (рис.18.1 г):

AC, сечение I-I, справа,  $0 \leq z_1 \leq 3$  м,  $M_{x1} = R_{Ay} * z_1 + F_1 z_1$ ,

при  $z_1 = 0$   $M_{x1} = 0$ ;

при  $z_1 = 3$  м  $M_{x1} = -15,5 * 3 + 15 * 3 = -1,5$  кН·м

CB, сечение II-II, справа,  $0 \leq z_2 \leq 1$  м,

$M_{x2} = R_{Ay} * (3 + z_2) + F_1 * (3 + z_2) + F_2 * z_2$ ,

при  $z_2 = 0$   $M_{x2} = -1,5$  кН·м;

при  $z_2 = 1$  м  $M_{x2} = -15,5 * 4 + 15 * 4 + 4 * 1 = 2$  кН·м

DB, сечение III-III, слева,  $0 \leq z_3 \leq 1$  м,  $M_{x3} = M = 2$  кН·м

7. Исходя из эпюры  $M_x$ :  $M_{x \max} = 2,0$  кН·м =  $2,0 * 10^6$  Н·мм

8. Определяем осевой момент сопротивления сечения:

$$W_x \geq M_{x \max} / [\sigma] \geq 2000000 / 160 \geq 12500 \text{ мм}^3$$

9. Находим диаметр поперечного сечения балки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12500}{3,14}} = 50 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d = 50$  мм

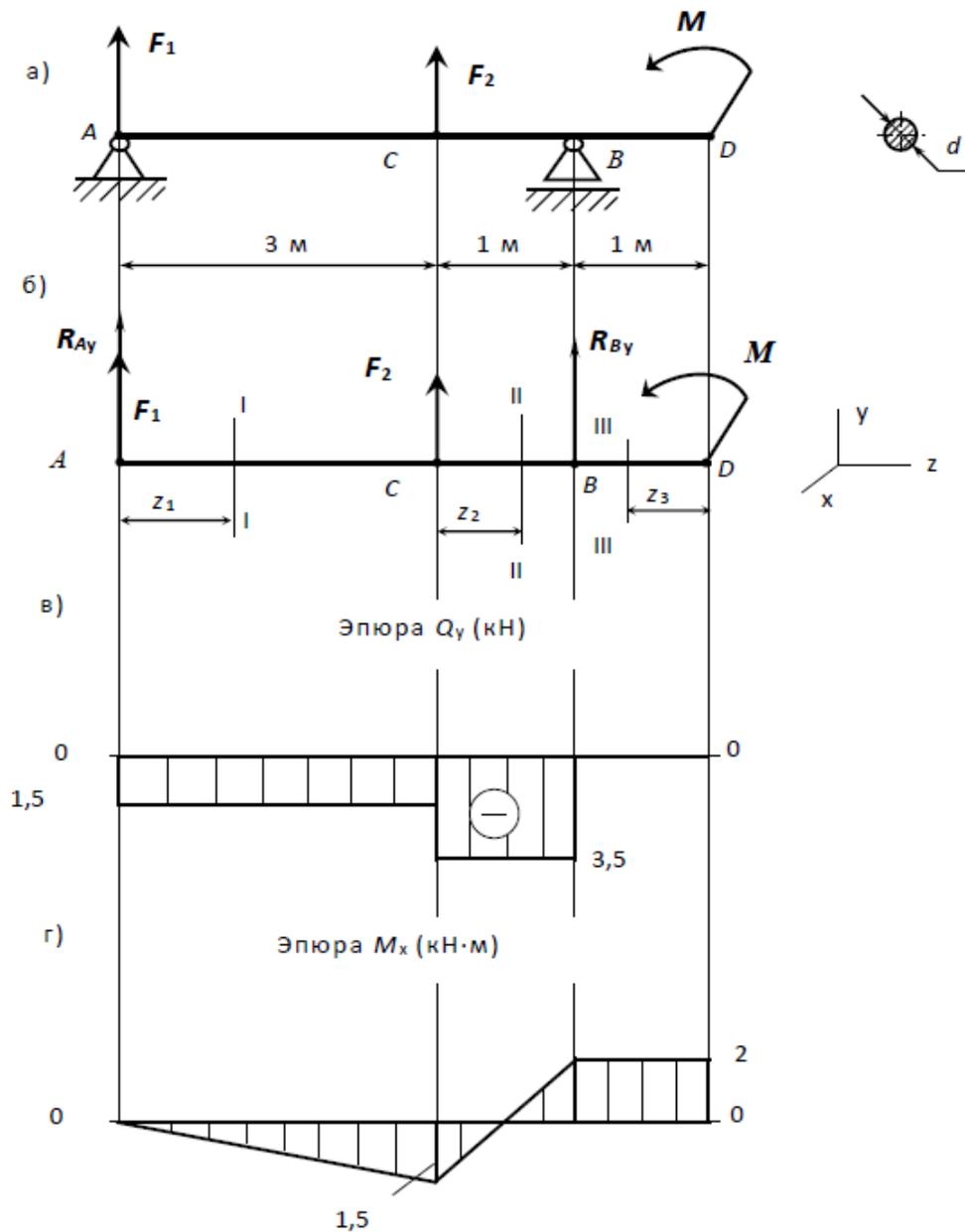


Рисунок 18.1 - Пример выполнения задания

ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 20).

**Определение наиболее рациональной формы поперечного сечения балки при прямом изгибе**

**Цель работы:** анализ форм поперечного сечения балки, выбор наиболее рациональной формы при изгибе.

**Основные теоретические положения**

Наиболее рациональны для балок из пластичных материалов сечения, симметричные относительно нейтральной оси, у которых основная масса материала располагается вдали от нейтральной оси, в местах возникновения наибольших нормальных напряжений. Поэтому для балок из металла, сопротивляющегося одинаково растяжению и сжатию, часто сечения выбирают в виде двутавра (рис. 20.1, а), швеллера (рис. 20.1, б); часто применяются сварные балки (рис. 20.1, в).

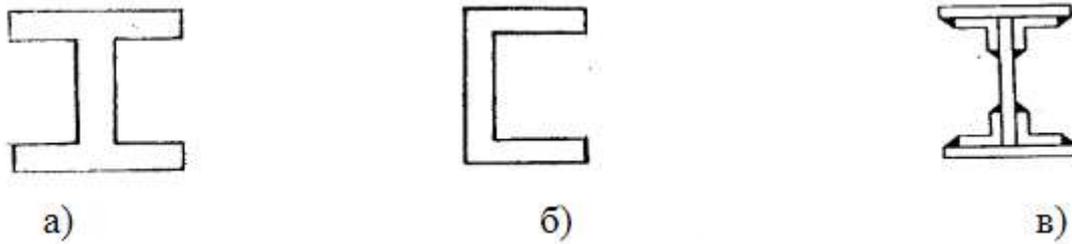


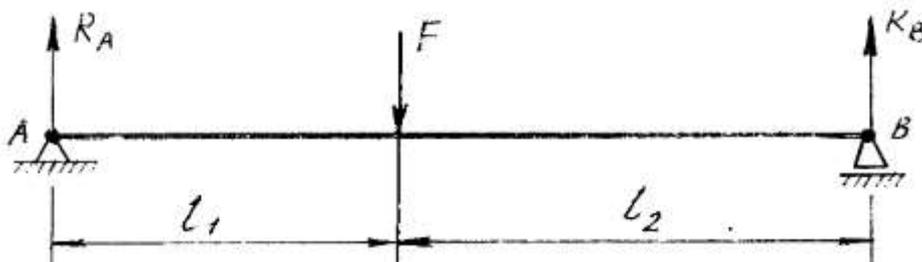
Рисунок 20.1 – Виды сечений балок

Чтобы выявить наиболее рациональную форму сечения балки, необходимо произвести расчеты на прочность при изгибе балок одинаковой заданной длины и при одинаковых условиях нагружения, но с различными формами поперечных сечений и сравнить площади этих сечений.

При заданной длине балки затрата материала прямо пропорциональна площади поперечного сечения. Следовательно, наиболее рациональной формой поперечного сечения балки будет та, площадь которой наименьшая.

**Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать исходные данные из таблицы 20.
3. Постройте эпюры изгибающих моментов для балки, изображенной на рисунке

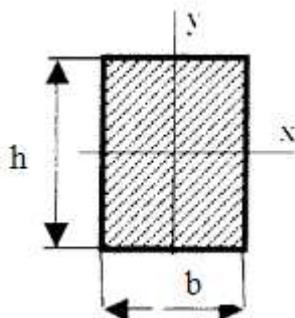


$$W_x = \frac{M_{max}}{[\sigma]}$$

4. Определите осевой момент сопротивления из условия прочности балки, где допускаемое напряжение при изгибе  $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$ .

5. Определите размеры поперечных сечений балок и площади её поперечного сечения

а) прямоугольник



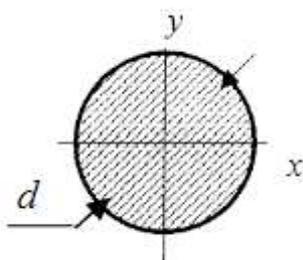
$$h/b=2; \quad h=2b$$

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{4b^3}{6} = \frac{2b^3}{3}, \text{ откуда определяем } b$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{3W_x}{2}}$$

Площадь прямоугольника  $A_n = h \cdot b$

б) круг



$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \text{ откуда получает } d$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32W_x}{\pi}}$$

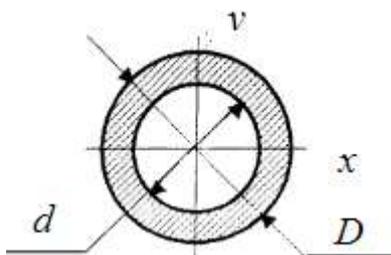
$$\text{Площадь круга } A_k = \frac{\pi d^2}{4}$$

в) кольцо

$$c = d / D = 0.8 \text{ или } d = D \cdot 0.8$$

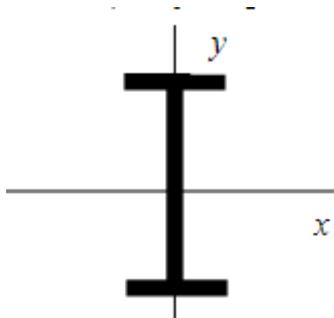
$$W_x = \frac{\pi D^3}{32} (1 - c^4), \text{ откуда получаем } D$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32W_x}{(1 - c^4)\pi}}$$



$$\text{Площадь кольца } A_{\text{коль}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

г) двутавр



По таблице прокатной стали ГОСТ 8239 –72 выбираем номер N двутавра с ближайшим большим значением  $W_x$  и определяем площадь поперечного сечения балки.

6. Определите соотношения расхода материала на единицу длины стальных балок, заданных типов поперечных сечений, и составьте таблицу отношений площадей сечений к площади двутавра.

Тип сечения	Площадь сечения $A_i, \text{ см}^2$	Отношение площадей $A_i/A_1$
Двутавр №		
Прямоугольник		
Круг		
Кольцо		

7. Сделать заключение о рациональной формой поперечного сечения балки.

8. Ответить на контрольные вопросы

### Контрольные вопросы

1. В каких единицах измеряется осевой момент инерции сечения?
2. Какие внутренние силовые факторы,

и какие напряжения рассматриваются при деформации изгиба?

3. Зависят ли значения нормальных напряжений от формы поперечных сечений балки?

4. В каких точках поперечного сечения балки возникают наибольшие нормальные напряжения?

5. Во сколько раз уменьшатся нормальные напряжения в прямоугольном сечении балки, если ее высота увеличится в два раза.

**Таблица 20.1 - Исходные данные к заданию**

Вариант	F, кН	$l_1$ , м	$l_2$ , м
1	20	2	3
2	40	1	2
3	50	1,5	3
4	30	3	2
5	60	1	0,5
6	25	1,5	3
7	35	1	1,5
8	45	2,5	1
9	55	1,5	2,5
10	25	2	2,5

ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 21).

**Расчет бруса круглого сечения при сочетании основных деформаций.**

**Цель работы:** обобщить знания и умения расчета элементов конструкций на прочность, рассчитать круглый брус на прочность при различных видах деформации.

#### **Основные теоретические положения**

Большинство валов испытывают сочетание деформаций изгиба и кручения. Обычно валы – прямые брусья с круглым или кольцевым сечением. При расчете валов касательные напряжения от действия поперечных сил не учитывают из-за их незначительности.

Гипотезы прочности — это научные предположения об основной причине достижения материалом предельного напряжённого состояния при сочетании основных деформаций.

Некоторые из гипотез прочности:

— Гипотеза наибольших нормальных напряжений. Согласно ей, опасное состояние материала наступает, когда наибольшее по модулю главное напряжение достигает предельного значения для заданного материала при простом растяжении (сжатии).

— Гипотеза наибольших линейных деформаций. За критерий разрушения принимается величина наибольших линейных деформаций. Экспериментальная проверка этой гипотезы выявила ряд недостатков, поэтому она почти не применяется для расчётов.

— Гипотеза наибольших касательных напряжений. Согласно ей, опасное состояние материала наступает, когда наибольшие касательные напряжения достигают предельной величины.

— Гипотеза Мора. Согласно ей, опасное состояние материала наступает, когда на некоторой площадке осуществляется наиболее неблагоприятная комбинация нормального и касательного напряжений.

— Энергетическая гипотеза. В качестве критерия перехода материала в предельное состояние принимается только энергия формоизменения. Согласно этой гипотезе, опасное состояние материала в данной точке наступает, когда удельная потенциальная энергия формоизменения для этой точки достигает предельной величины.

Расчеты проводят по опасным поперечным сечениям. При пространственном нагружении вала пользуются гипотезой независимости действия сил и изгибающие моменты рассматривают в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, а суммарный изгибающий момент определяют геометрическим суммированием.

Таблица 21.1 - Гипотезы прочности

Название гипотезы, автор	Критерий прочности	Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{эkv}}$	Область применения
Наибольших нормальных напряжений (Галилей, XVII в.)	$\sigma_{\text{max}}$	$\sigma_1$	Не рекомендуется
Наибольших линейных деформаций (Мариотт, 1682 г.)	$\varepsilon_{\text{max}}$	$\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)$	Не рекомендуется
Наибольших касательных напряжений (Кулон, 1773 г.)	$\tau_{\text{max}}$	$\sigma_1 - \sigma_3$	Для пластичных материалов, у которых $\sigma_{\text{тр}} = \sigma_{\text{тс}}$
Энергии формоизменения (Губер, 1904 г.)	$u_{\text{ф}}$	$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$	
Гипотеза О. Мора (Мор, 1882 г.)	$\tau_n = f(\sigma_n)$	$\sigma_1 - m\sigma_3$ $m = \begin{cases} \sigma_{\text{тр}}/\sigma_{\text{тс}} - \text{пластичные материалы,} \\ \sigma_{\text{пчр}}/\sigma_{\text{пчс}} - \text{хрупкие материалы} \end{cases}$	Для пластичных и хрупких материалов

*Формулы для расчета эквивалентных напряжений*

Эквивалентное напряжение по гипотезе максимальных касательных напряжений:

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

Эквивалентное напряжение по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2},$$

где  $\tau = M_{\text{к}}/W_{\text{р}}$  – расчетное касательное напряжение;  
 $\sigma = M_{\text{и}}/W_{\text{x}}$  – расчетное нормальное напряжение.

Условие прочности при совместном действии изгиба и кручения

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{W_{\text{x}}} \leq [\sigma];$$

где  $M_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентный момент.

Эквивалентный момент по гипотезе максимальных касательных напряжений:

$$M_{\text{ЭКВ III}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{к}}^2}.$$

Эквивалентный момент по гипотезе энергии формоизменения:

$$M_{\text{ЭКВ V}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75M_{\text{к}}^2}.$$

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Ознакомиться с заданием, выписать данные своего варианта.
3. Составить таблицу по анализу гипотез прочности и эквивалентных напряжений (наименование гипотезы→критерии прочности→эквивалентное напряжение→применяемость).

4. Рассчитать круглый брус на прочность по предложенной методике.

— вычертить расчетную схему вала;

— построить эпюры нормальных напряжений от действия изгибающих моментов относительно осей  $Ox$  и  $Oy$  и эпюру касательных напряжений от кручения;

— вычислить суммарный изгибающий момент

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2};$$

— рассчитать эквивалентный момент по теории максимальных

касательных напряжений  $M_{\text{ЭКВ III}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{к}}^2};$

— определить момент сопротивления сечения  $W_x = W_y = 0,1d^3;$

— проверить прочность вала по III гипотезе прочности:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{W_{\text{осевое}}} \leq [\sigma];$$

, сделать вывод.

5. Ответить на контрольные вопросы

### Контрольные вопросы

1. Чем характеризуется общее напряженное состояние в любой точке деформируемого тела?
2. Какие площадки и напряжения называются главными?
3. Как обозначается главное напряжение?

4. Что такое гипотезы прочности и каково их назначение?
5. Что такое эквивалентное напряжение?
6. Каковы условия прочности по гипотезам наибольших касательных напряжений и потенциальной энергии формоизменения?
7. Как производится расчет валов на прочность при совместном действии изгиба и кручения?
8. Как определяется суммарный изгибающий момент и эквивалентный момент?

### Задание

В опасном поперечном сечении круглого бруса возникают внутренние силовые факторы (рис. 1)  $M_x$ ;  $M_y$ ;  $M_z$ . ( $M_x$  и  $M_y$  – изгибающие моменты в плоскостях  $yOz$  и  $zOx$  соответственно;  $M_z$  – крутящий момент).

Проверить прочность по гипотезе наибольших касательных напряжений, если  $[\sigma] = 120$  МПа.

**Таблица исходных данных к заданию**

Вариант	$M_x$ , кН·м	$M_y$ , кН·м	$M_z$ , кН·м	d, мм
1	1,0	0,9	2,5	50
2	1,1	0,8	2,2	40
3	1,2	0,7	2,1	60
4	0,8	1,3	2,6	30
5	0,7	1,4	2,4	70
6	0,6	1,5	2,3	80
7	1,3	0,6	2,0	100
8	1,4	0,8	2,5	50
9	1,5	0,7	2,2	50
10	1,0	1,0	2,1	40
11	1,1	1,1	2,6	60
12	1,2	1,2	2,4	30
13	0,8	0,8	2,3	70
14	0,7	0,7	2,0	80
15	1,5	1,3	2,2	100

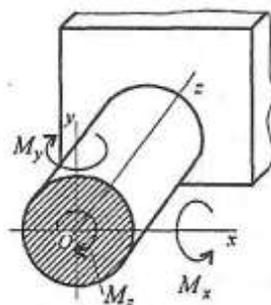


Рисунок 21.1 – Расчетная схема вала

### Пример решения практического задания

Исходные данные:  $M_x = 0,9$  кН·м;  $M_y = 0,8$  кН·м;  $M_z = 2,2$  кН·м;  $d = 60$  мм.

1. Строим эпюры нормальных напряжений от действия изгибающих моментов относительно осей  $Ox$  и  $Oy$  и эпюру касательных напряжений от кручения (рис. 21.2).

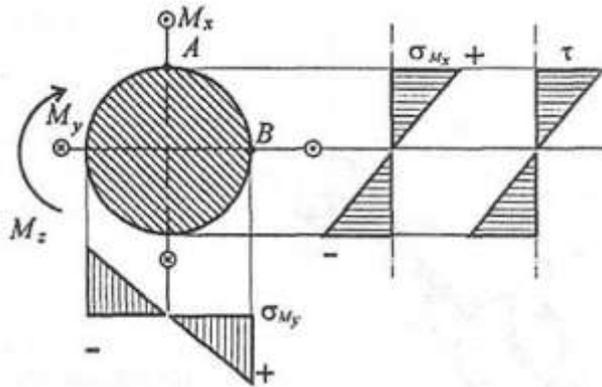


Рисунок 21.2 - Эпюры нормальных напряжений от действия изгибающих моментов относительно осей  $Ox$  и  $Oy$  и эпюра касательных напряжений от кручения

2. Максимальное касательное напряжение возникает на поверхности. Максимальные нормальные напряжения от момента  $M_x$  возникают в точке  $A$ , максимальные нормальные напряжения от момента  $M_y$  в точке  $B$ . Нормальные напряжения складываются, потому что изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях геометрически суммируются.

3. Вычисляем суммарный изгибающий момент:

$$M_{\text{И}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}; \quad M_{\text{И}} = \sqrt{0,9^2 + 0,8^2} = 1,2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

4. Рассчитываем эквивалентный момент по теории максимальных касательных напряжений:

$$M_{\text{ЭКВ III}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + M_{\text{К}}^2} = \sqrt{1,2^2 + 2,2^2} = 2,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

5. Вычисляем момент сопротивления сечения:  $W_{\text{осевоe}} = 0,1 \cdot 60^3 = 21600 \text{ мм}^3$ .

6. Проверяем прочность вала:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{2,5 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{21\,600} = 115,7 \text{ МПа} < 120 \text{ МПа}.$$

7. Вывод: Прочность обеспечена.

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 22).

### Основные кинематические и силовые соотношения механических передач

**Цель работы:** анализ устройства, назначения, кинематических и силовых соотношений механических передач.

#### Основные теоретические положения

В общем случае в машине можно выделить три составные части: двигатель, передачу и исполнительный элемент.



Все современные двигатели для уменьшения габаритов и стоимости выполняют быстроходными с весьма узким диапазоном изменения угловых

скоростей. Непосредственно быстроходный вал двигателя соединяют с валом машины редко (вентиляторы и т. п.).

В абсолютном большинстве случаев режим работы рабочей машины не совпадает с режимом работы двигателя, поэтому передача механической энергии от двигателя к рабочему органу машины осуществляется с помощью различных передач. Необходимость их применения обусловлена тем, что:

- требуемые скорости рабочих органов машины часто не совпадают со скоростями стандартных двигателей;
- скорости рабочего органа машины часто необходимо регулировать (изменять) в процессе работы;
- большинство рабочих органов машин должны работать при малых скоростях и обеспечивать большие вращающие моменты, а высокооборотные двигатели экономичнее;
- двигатели изготовляют для равномерного вращательного движения, а в машинах иногда требуется прерывистое поступательное движение с изменяющимися скоростями.

Механическими передачами называют механизмы, передающие работу двигателя исполнительному органу машины, при этом они выполняют следующие функции:

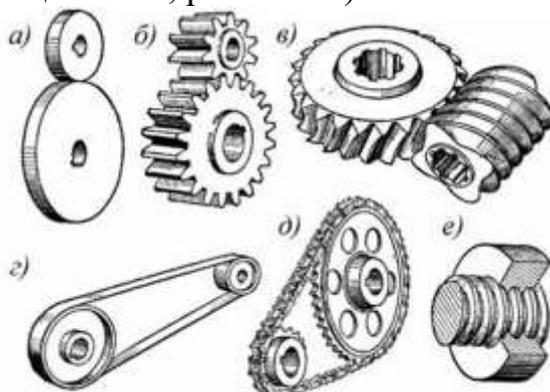
- а) понижают или повышают угловые скорости валов, соответственно повышая или понижая вращающие моменты;
- б) преобразуют один вид движения в другой (вращательное в возвратно-поступательное, равномерное и прерывистое и т. д.);
- в) реверсируют движение;
- г) распределяют работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины и т. д.

#### *Классификация передач*

Передачи классифицируются по двум главным признакам:

*В зависимости от способа передачи вращения:*

- передачи зацеплением (зубчатые, червячные, цепные, винтовые);
- передачи трением (фрикционные, ременные).



- а) фрикционные передачи; б) зубчатые; в) червячные;
- г) ременные передачи; д) цепные; е) винт-гайка

Рисунок 22.1- Механические передачи

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев:

- передачи с непосредственным контактом (зубчатые, червячные, винтовые, фрикционные);
- с гибкой дополнительной связью (ременные, цепные).

Различают одно- и многоступенчатые передачи. Ступень передачи – это два звена (два шкива, колеса, звездочки и т.д.).

Ведущие звенья передач (катки, шкивы, зубчатые колеса и т. п.) получают движение от вала (индексы всех параметров нечетные), а ведомые получают движение от ведущих звеньев (индексы четные). На кинематических схемах элементы передач показывают условно (рис. 2)

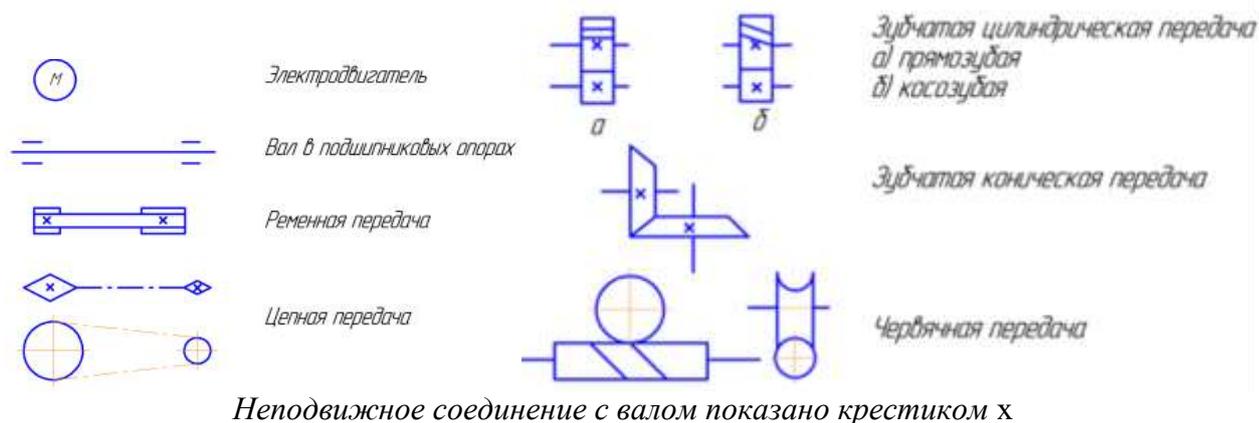


Рисунок 22.2 - Условное изображение элементов механических передач

Основные кинематические и силовые соотношения механических передач

Приняты обозначения основных параметров механической передачи:

$\omega_1$  и  $n_1$  — угловая скорость и частота вращения ведущего вала, выраженные соответственно рад/с и об/мин;

$\omega_2$  и  $n_2$  — угловая скорость и частота вращения ведомого вала;

$D_1$  и  $D_2$  — диаметры вращающихся деталей (шкивов, катков и т. п.).

$Z_1$  и  $Z_2$  — числа зубьев.

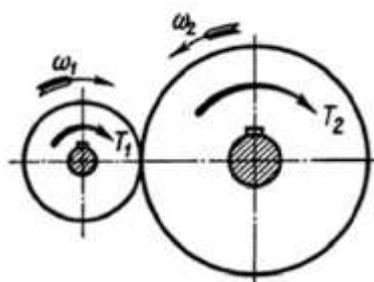


Рисунок 22.3 - Схема одноступенчатой механической передачи

1. Все механические передачи характеризуются передаточным отношением  $i$  или передаточным числом  $u$ .

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$$

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = D_2 / D_1 = z_2 / z_1$$

Передаточное число показывает - во сколько раз уменьшилась или увеличилась скорость на выходе передачи по сравнению со входом.

Если  $u > 1$ , передачу называют понижающей - редуктор. Если  $u < 1$ , то передачу называют повышающей – мультипликатор. Если  $u$  – переменное – передачу называют вариатор.

Зубчатая или червячная понижающая передача в герметичном корпусе – **редуктор**. Редуктор служит для уменьшения угловой скорости с повышением вращающего момента на выходе.



Рисунок 22.4 – Внешний вид зубчатого редуктора



Рисунок 22.5 – Мультипликатор, применяемый в конструкции ветрогенератора



Рисунок 22.6 – Клиноремённый вариатор

Для многоступенчатой передачи определяют общее передаточное число:

$$u_{\text{общ}} = u_1 * u_2 * \dots * u_n$$

## 2. Коэффициент полезного действия

Передача мощности от ведущего вала к ведомому всегда сопровождается потерей части передаваемой мощности вследствие наличия вредных сопротивлений (трения в движущихся частях, сопротивления воздуха и др.).

Пусть  $P_1$  — мощность на ведущем валу, кВт;

$$P_1 = P_{\text{эл.двигателя}}$$

$P_2$  — мощность на ведомом валу.

$$P_1 > P_2$$

Отношение значений мощности на ведомом валу к мощности на ведущем валу называют механическим коэффициентом полезного действия (КПД) и обозначают буквой  $\eta$ :

$$\eta = P_2 / P_1.$$

Общий КПД многоступенчатой передачи определяют по формуле

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 * \eta_2 * \dots * \eta_n,$$

где  $\eta_1; \eta_2 \dots \eta_n$  — КПД, учитывающие потери в отдельных кинематических парах передачи (справочные данные).

### 3. Вращающие моменты на валах

Вращающий момент  $T_1$  ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала (рисунок 3).

Момент  $T_2$  ведомого вала — момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

Если известна мощность  $P$  и угловая скорость  $\omega$ , то вращающий момент

$$T = P / \omega, \text{ Н*м}$$

Отсюда момент на ведущем валу  $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$ , на ведомом  $T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$ ,

т. е.  $P_1 = T_1 * \omega_1; \quad P_2 = T_2 * \omega_2$

Подставив значения  $P_1$  и  $P_2$  в формулу для определения КПД, получим

$$T_2 * \omega_2 = T_1 * \omega_1 * \eta.$$

Учитывая, что  $u = \omega_1 / \omega_2$

получим  $T_2 = T_1 * u * \eta$

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Вычертить кинематическую схему многоступенчатой передачи (рис. 22.7).

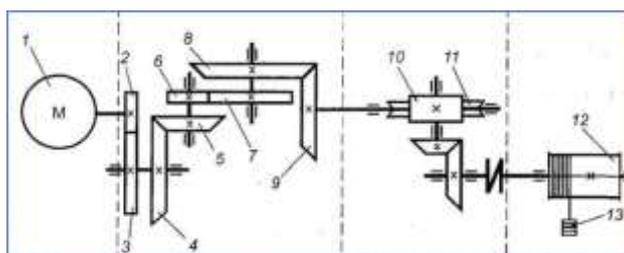


Рисунок 22.7 - Кинематическая схема многоступенчатой передачи

3. Расшифровать каждый элемент механических передач, используя рисунок 22.2.

4. Ответить на вопросы теста:

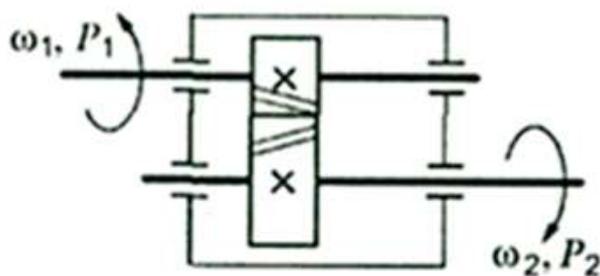
**Четный вариант – четные вопросы, нечетный вариант – нечетные вопросы**

- 1) Опишите взаимное положение валов в передаче 8 - 9
  - а) передача с параллельными осями валов;
  - б) передача с пересекающимися осями валов;
  - в) определить нельзя.

- 2) Опишите взаимное положение валов в передаче 10 - 11
- передача с параллельными осями валов;
  - передача с пересекающимися осями валов;
  - определить нельзя.
- 3) Показать на рисунке 7 коническую зубчатую передачу
- позиции 2 - 3;
  - позиции 4 - 5;
  - позиции 6 - 7;
  - позиции 10 - 11;
  - позиции 12 - 13.
- 4) Показать на рисунке 7 червячную передачу
- позиции 2 - 3;
  - позиции 4 - 5;
  - позиции 6 - 7;
  - позиции 10 - 11;
  - позиции 12 - 13.
- 5) Как классифицируют зубчатую передачу по принципу передачи движения?
- трением;
  - зацеплением;
  - передача гибкой связью.
- 6) Сколько ступеней имеет передача, указанная на рисунке 7?
- 5;
  - 6;
  - 7;
  - 4.
5. Законспектировать, используя основные теоретические положения «Основные кинематические и силовые соотношения механических передач»
6. Решить задачу:

1) Четный вариант

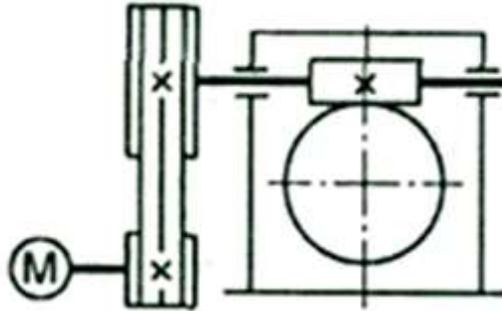
Определить момент на ведущем валу изображенной передачи, если мощность на выходе из передачи 6,6 кВт ; скорость на входе и выходе передачи 60 и 15 рад/с соответственно; общий КПД = 0,96



2) Нечетный вариант

Определить требуемую мощность электродвигателя, если мощность на выходе из передачи 12,5 кВт; КПД ременной передачи 0,96; КПД червячного

редуктора - 0,82.



7. Ответить письменно на контрольные вопросы:

1 Чем вызвана необходимость введения передачи, как промежуточного звена между двигателем и исполнительным элементом машины?

2 Перечислите передачи зацеплением, передачи трением.

3 Какое звено передачи называют ведущим, какое – ведомым?

8. Сделать вывод

### **Содержание отчета**

1. Кинематическая схема многоступенчатой передачи (рис.22.7) с расшифровкой каждого элемента механических передач.

2. Ответ на три указанных вопроса теста

3. Конспект «Основные кинематические и силовые соотношения механических передач».

4. Условие, схема и решение задачи.

5. Ответы контрольные вопросы.

### **ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 23).**

#### **Проектирование и проверочный расчет фрикционных передач**

**Цель работы:** провести проектный расчет для определения геометрических параметров фрикционной передачи; выполнить проверку работоспособности по заданным условиям.

#### **Основные теоретические положения**

Фрикционная передача – это передача, в которой движение от ведущего тела (ролик, каток) к ведомому передается за счет сил трения между ними либо при непосредственном контакте (передачи с жесткими телами качения), либо с использованием промежуточной связи, которая может быть жесткой или гибкой (вариатор).

Простейшая фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков)- рис. 1 - ведущего 1 и ведомого 2, которые прижимаются один к другому силой  $F_r$  (на рисунке — пружиной), так что сила трения в месте контакта катков достаточна для передаваемой окружной силы  $F_t$ . Вращение одного из колес преобразуется во вращение другого за счет сил трения, возникающих в месте контакта колес (рис 23.1 а).

Коническая фрикционная передача. Катки передачи (рис. 23.1 б)

представляют собой усеченные конусы, которые соприкасаются по общей образующей. При осевом сжатии конусов на их образующих в месте контакта возникает сила трения, которая и увлекает во вращение ведомый каток и вал. Для правильной работы передачи необходимо, чтобы конусы имели общую вершину, являющуюся точкой пересечения осей катков.

Необходимая сила трения между колесами фрикционной передачи достигается прижатием одного из них к другому. Постоянную силу прижатия осуществляют одним из следующих способов: начальной затяжкой с помощью специальных пружин или других упругих деталей, в том числе и самих колес (за счет упругой деформации материала колес); собственной массой узла или машины; центробежной силой. Переменная сила прижатия достигается с помощью специальных прижимных механизмов.

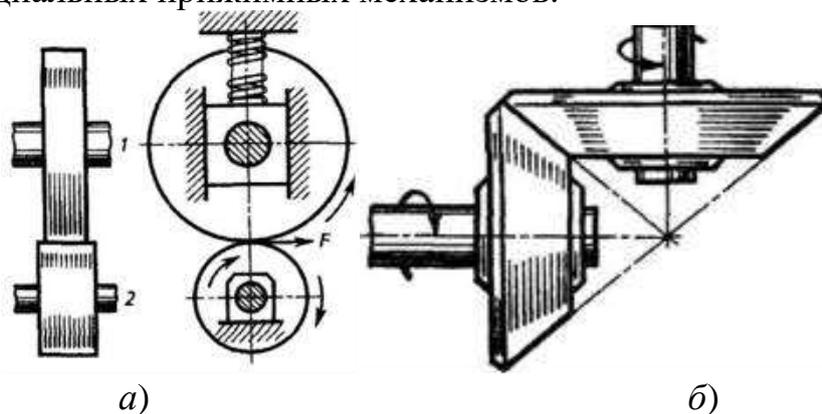


Рисунок 23.1 – Фрикционные передачи

Вариатор – это фрикционная передача, способная плавно менять передаточное отношение в некотором диапазоне регулирования.

Заедание – вид отказа, возникающий в быстроходных тяжело нагруженных передачах при разрыве масляной пленки между рабочими поверхностями роликов и приводящий к повышению температуры в месте контакта и местному привару частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей.

Изнашивание – вид отказа передач вследствие упругого скольжения в зоне качания роликов.

Усталостное выкрашивание – вид отказа закрытых передач, работающих в условиях качественного смазывания при возникновении в зоне контакта роликов высоких контрастных напряжений, приводящих к образованию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях, развивающихся из-за наполнения смазкой и приводящих к выкрашиванию частиц и образованию раковин на поверхности роликов.

Области использования:

— фрикционные передачи с постоянным передаточным числом используют преимущественно при небольших нагрузках в приборах (спидометры, магнитофоны), там, где требуется плавность и бесшумность; в машиностроении применяются сравнительно редко, например, во фрикционных прессах, молотах, лебедках, буровой технике и т.д.;

— фрикционные передачи с бесступенчатым регулированием

передаточного числа (вариаторы) применяют в металлорежущих, текстильных и других станках, транспортных машинах, автомобильном транспорте; широко применяют реверсивные фрикционные передачи винтовых прессов, передачи колесо-рельс и колесо-дорожное полотно самоходного транспорта.

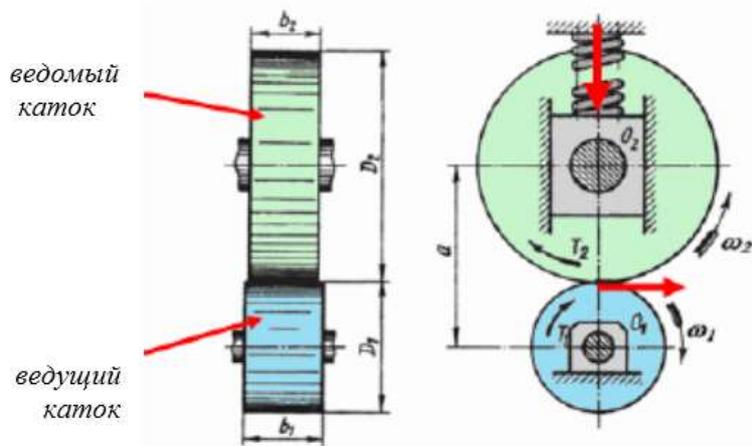


Рисунок 23.2 – Цилиндрическая фрикционная передача

Для создания требуемой силы трения катки прижимают друг к другу силой  $F_n$ , которая во много раз превышает передаваемую окружную силу  $F_t$ .

*Условие работоспособности передачи:* сила трения на площадке контакта катков должна быть больше или равна передаваемой окружной силе

$$F_{mp} \geq F_t$$

Окружная сила

$$F_t = 2T_2 / D_2$$

Прижимная сила

$$F_n = KF_{mp} / f$$

где  $K$  – коэффициент запаса сцепления, который принимают равным 1,25...2,0;

$F_{mp}$  - сила трения.

Значения коэффициента трения между катками в среднем:

- сталь или чугун по стали или чугуну насухо  $f = 0,15$ ;
- то же в масле  $f = 0,07$ .

*Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:*

- 1) По назначению:
  - с нерегулируемым передаточным числом;
  - с бесступенчатым регулированием передаточного числа (вариаторы).
- 2) По взаимному расположению осей валов:
  - цилиндрические или конусные с параллельными осями (рис. 23.2, 23.3 а);
  - конические с пересекающимися осями (рис. 23.3 б).

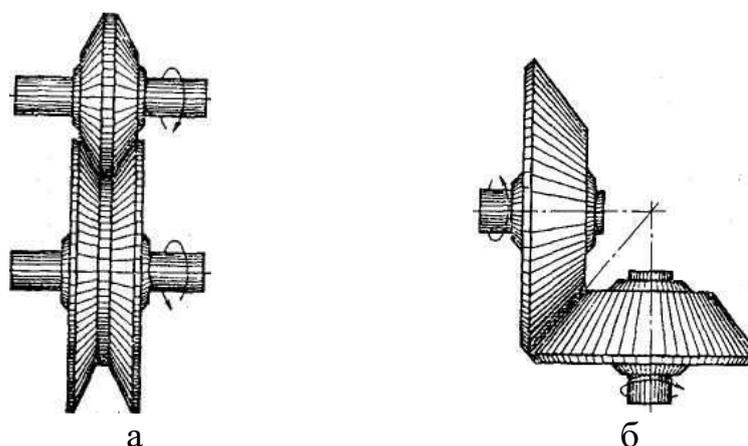


Рисунок 23.3 — Цилиндрическая фрикционная передача с катками клинчатой формы (а) и коническая фрикционная передача (б)

3) В зависимости от условий работы:

- открытые (работают всухую);
- закрытые (работают в масляной ванне).

*Достоинства фрикционных передач:*

- простота конструкции и обслуживания;
- плавность и бесшумность работы;
- в вариаторах – возможность преобразования вращательного движения в поступательное, бесступенчатое изменение скорости, возможность реверсирования на ходу, включение и выключение передачи на ходу без остановки;

– за счет пробуксовки передача обладает предохранительными свойствами. Однако после пробуксовки передача, как правило, резко ухудшает свои качества — появляются лыски на катках, неравномерно срабатываются фрикционные поверхности.

*Недостатки:*

- непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания;
- для открытых передач сравнительно низкий КПД (для закрытых фрикционных передач  $\eta = 0,88 - 0,93$ , для открытых  $\eta = 0,68 - 0,86$ );
- большое и неравномерное изнашивание катков при буксовании;
- большие нагрузки на валы; по этой причине незначительная передаваемая мощность (открытые передачи — до 10 - 20 кВт; закрытые — до 200 - 300 кВт).

*Материалы катков фрикционных передач*

К материалам трущихся поверхностей катков предъявляют *следующие требования:* высокие износостойкость, коэффициент трения, модуль упругости  $E$  и влагостойкость.

Катки фрикционных передач изготовляют из однородных или разнородных материалов. При этом целесообразно ведомый каток выполнять из

более износостойкого материала. Применяют следующие сочетания материалов:

1) Для быстроходных закрытых силовых передач — закаленная сталь по закаленной стали.

2) Для открытых тихоходных силовых передач — чугун по чугуну или чугун по стали.

3) Для малонагруженных открытых передач, не требующих большой долговечности, — текстолит, гетинакс или фибра по стали или по чугуну.

4) Для передачи незначительных вращательных моментов — кожа, резина, прорезиненная ткань, пластмасса по стали или чугуну. Один из катков изготавливают из стали или чугуна (чаще ведомый), а второй покрывают одним из перечисленных неметаллических материалов.

*Виды разрушений и критерии работоспособности передачи:*

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей;
- заедание в тяжело нагруженных быстроходных передачах, работающих со смазкой; при разрыве масляной пленки образуются приваренные частицы, задирающие поверхность в направлении скольжения;
- изнашивание поверхности, часто неравномерное – в открытых передачах.

Для фрикционных передач с металлическими катками *основным критерием работоспособности является контактная прочность.*

Прочность и долговечность фрикционных передач оцениваются по *контактным напряжениям* — напряжениям смятия поверхности на площадке контакта.

Расчет фрикционной передачи выполняется как проектировочный, а затем проверочный расчет передачи на прочность.

*1. Проектировочный расчет.*

1.1. В зависимости от условий работы выбирают материал катков и по таблице 1 принимают  $[\sigma]_H$ ; E

Таблица 23.1- Допускаемые напряжения

Материал	$[\sigma]_H$	E
	МПа	
Закаленная сталь (при хорошем смазывании)	600-800	$2,1 \cdot 10^5$
Серый чугун марок СЧ10 до СЧ30	420-720	$1,1 \cdot 10^5$
Текстолит	80-100	$6 \cdot 10^5$

1.2. По таблице 23.2 задают коэффициент трения  $f$ , после чего принимают коэффициент  $K_c$ - коэффициент запаса сцепления, вводится для пробуксовки от перегрузок в период пуска передачи:

- для силовых передач  $K_c=1,25 \dots 1,5$ ;
- для передач приборов  $K_c=3 \dots 5$ .

Таблица 23.2 - Значения коэффициента трения  $f$

Сочетание материалов	Коэффициент трения, $f$
Сталь по стали (в масле)	0,04...0,05
Сталь по стали или чугуну (всухую)	0,15...0,18
Текстолит 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

1.3. Определяют момент на валу  $T_1 = 9,55 \cdot P_1 / n_1$ . Рассчитывают межосевое расстояние

$$a_w = \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{E_{\text{нп}} \cdot T_1 \cdot K_c}{u \cdot f \cdot \psi}} \quad (23.1)$$

$\psi$  - коэффициент ширины обода катка по межосевому расстоянию,  $\psi = 0,2 \dots 0,4$

1.4. Определяют геометрические размеры катков

Диаметр ведущего катка  $D_1 = 2a_w / (u + 1)$  (23.2)

Диаметр ведомого катка  $D_2 = D_1 \cdot u$ , (23.3)

Ширина обода катков:  $b = a_w$  (23.4)

$$b_1 = b + 5 \text{ мм}$$

Затем уточняется межосевое расстояние по формуле 23.5.

$$a_w = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(u + 1)}{2} \quad (23.5)$$

1.5. Определяется сила нажатия  $Fr = \frac{K_c \cdot T_1(1 + u)}{f \cdot a_w}$  (23.6)

1.6. Проверка передачи по окружной скорости по условию:

$$V < V_{\text{max}} = 7 \dots 10 \text{ м/с}$$

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \quad (23.7)$$

## 2. Проверочный расчет

Передачу проверяют на прочность по формуле Условие прочности  $\sigma_H \leq [\sigma]_H$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a_w} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_c (1 + u)^3 \cdot E}{b \cdot u \cdot f}} \quad (23.8)$$

При этом следует иметь ввиду, что допускаемая недогрузка передачи не более 10%, перегрузка – не более 5%.

*Пример.*

Рассчитать открытую цилиндрическую фрикционную передачу с гладкими катками по следующим данным: мощность на ведущем катке  $P_1=4,1$  кВт; частота вращения  $n_1=1000$  об/мин; передаточное число  $u=3,27$ , материал катков сталь по стали всухую.

1.Проектировочный расчет.

1.1. В зависимости от условий работы выбираем материал катков и по таблице 1 принимаем  $[\sigma]_H = 600$  МПа;  $E=2,1 \cdot 10^5$ .

1.2. По таблице 2 задаем коэффициент трения  $f=0,15$ ; выбираем  $\psi = 0,3$ , после чего принимаем коэффициент  $K_s=1,5$

1.3. Определяем момент на валу

$$T_1 = 9,55 \cdot 4,1 / 1000 = 39 \text{ Нм} = 39 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

рассчитываем межосевое расстояние по формуле 1.

$$a_w = (3,27 + 1) \sqrt{\left( \frac{0,418}{[600]} \right)^2 \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 39 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{3,27 \cdot 0,15 \cdot 0,3}} = 148 \text{ мм,}$$

1.4. Определяем геометрические размеры катков

$$D_1 = \frac{2 \cdot 148}{3,27 + 1} = 69 \text{ мм,}$$

Принимаем  $D_1 = 70$  мм

Диаметр ведомого катка  $D_2 = 69 \cdot 3,27 = 228$  мм, принимаем  $D_2 = 230$  мм

Уточняем межосевое расстояние по формуле 5

$$a_w = \frac{70 + 230}{2} = 150 \text{ мм}$$

Ширина обода ведомого катка  $b = 150 \cdot 0,3 = 45$  мм,

ведущего катка  $b_1 = b + 5 = 45 + 5 = 50$  мм

1.5. Определяем силу нажатия

$$F_r = \frac{1,5 \cdot 39 \cdot 10^3 \cdot (1 + 3,27)}{0,15 \cdot 150} = 11 \text{ Н}$$

1.6. Проверяем передачу по окружной скорости  $V < V_{\max} = 7 \dots 10$  м/с

$$V = \frac{3,14 \cdot 70 \cdot 1000}{60} = 3,6 \text{ м/с,}$$

что меньше  $V_{\max} = 7 \dots 10$  м/с

2. Проверочный расчет

Передачу проверяем на прочность. Условие прочности  $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ ;

Рассчитываем контактное напряжение по формуле 8

$$\sigma_H = \frac{0,418}{150} \sqrt{\frac{39 \cdot 10^3 \cdot 1,5(1+3,27)^3 - 2,1 \cdot 10^5}{45 - 3,27 - 0,15}} = 574 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 600 \text{ МПа}$$

Вывод: Недогрузка составляет 4,35%, что допустимо.

### **Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. По перечисленным признакам классификации опишите передачу, изображенную на рисунке 23.4.

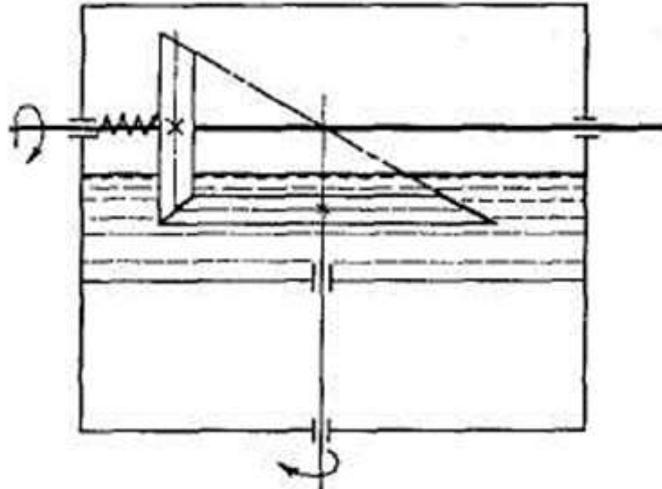


Рисунок 23.4 — Фрикционная передача

3. Рассчитать открытую цилиндрическую фрикционную передачу с гладкими катками по следующим данным: мощность на ведущем катке  $P_1$ , частота вращения  $n_1$ , передаточное число  $u$ , материал катков сталь по стали всухую. Исходные данные взять в таблице 23.3

4. Ответьте на вопросы тест-задания:

1) Как классифицировать фрикционные передачи по принципу передачи движения и способу соединения, ведущего и ведомого звеньев?

- а) зацеплением
- б) трением с непосредственным контактом;
- в) передача с промежуточным звеном;
- г) трением с гибкой связью.

2) Как называется деталь, обозначенная индексом 2 на рисунке 1?

- а) ведущий каток;
- б) ведомый каток;
- в) промежуточный диск.

3) Можно ли применить фрикционную передачу для изменения скорости приводных колес автомобиля, снегохода и т. д.?

- а) нельзя;
- б) можно.

4) Из какого материала изготавливают катки тяжело нагруженных быстроходных закрытых фрикционных передач?

- а) сталь;

- б) чугун;
- в) бронза;
- г) из любого материала (сталь, чугун, бронза);
- д) текстолит и другие неметаллические материалы.

5) Определите частоту вращения ведомого вала фрикционной передачи, если  $n_1 = 1000$  об/мин,  $D_1 = 100$  мм,  $D_2 = 200$  мм (скольжением пренебречь)

- а) 500;
- б) 1000;
- в) 2000.

б) Какой из указанных недостатков фрикционной передачи не дает возможность применения для точных делительных механизмов?

- а) непостоянство передаточного отношения
- б) большие нагрузки на валы;
- в) низкий КПД;
- г) ограниченная величина окружной скорости.

### **Содержание отчета**

1. Рисунок 23.4 с описанием передачи.
2. Данные своего варианта (см. табл. 23.3).
3. Проектный и проверочный расчет заданной открытой цилиндрической фрикционной передачи.
4. Ответы на вопросы тест-задания.
5. Вывод.

**Таблица 23.3 - Исходные данные**

Вариант	$P_1$ , кВт	$n_1$ , об/мин	$u$	Материалы катков
1	0,8	1500	1,8	Сталь по стали (в масле)
2	1,4			
3	2,7			
4	4,5	1200	2,6	Сталь по бронзе (периодическое смазывание)
5	6,4			
6	7,6			
7	1,6	3000	2,87	Текстолит по чугуну или стали (всухую)
8	8,2			
9	3,0			
10	0,9	1000	3,8	Текстолит по чугуну или стали (всухую)
11	4,8			
12	6,8			
13	3,4	750	3,11	Сталь по стали или чугуну (всухую)
14	7,7			
15	1,8			
16	5,0	900	2,7	Металлокерамика по стали (всухую)
17	8,5			
18	3,8			
19	1,0	1500	2,4	Металлокерамика по стали (всухую)
20	7,8			



Таблица 24.1 - Предварительный выбор твердости НВ

Передаваемая мощность, кВт	Твердость	
	Шестерни НВ <sub>1</sub>	колеса НВ <sub>2</sub>
до 4	220	190
	260	230
4...10	310	280
более 10	350	320

Выбирают материал для изготовления шестерни и зубчатого колеса, руководствуясь данными табл. 24.2.

Таблица 24.2 - Механические характеристики для материалов зубчатых колес

Марка материала	Диаметр заготовки, мм	Термо-обработка	Твердость заготовки: поверхность-сердцевина	Предел прочности $\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	Предел текучести, $\sigma_T$ , Н/мм <sup>2</sup>
35	Любой	Н	163...192 НВ	550	270
40	120	У	192...228 НВ	700	400
45	Любой	Н	179...207 НВ	600	320
45	125	У	235...262 НВ	780	540
45	80	У	269...302 НВ	890	650
40Х	200	У	235...262 НВ	790	640
40Х	125	У	269...302 НВ	900	750
40Х	125	У + ТВЧ	45...50HRC 269...302 НВ	900	750
40ХН	315	У	235...262 НВ	800	630
40ХН	200	У	269...302 НВ	920	750
40ХН	200	У + ТВЧ	48...53HRC 269...302 НВ	920	750
35ХМ	315	У	235...262 НВ	800	670
35ХМ	200	У	269...302 НВ	920	790
35ХМ	200	У + ТВЧ	48...53HRC 269...302 НВ	920	790
35Л	Любой	Н	163...207	550	270
40Л	Любой	Н	147 НВ	520	295
45Л	315	У	207...235 НВ	680	400
40ГЛ	315	У	235...262 НВ	850	600

Примечание. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н – нормализация, У – улучшение, ТВЧ – закалка токами высокой частоты.

## 1. 2. Определение основных параметров передачи

### 1.2.1. Предварительно определяют окружную скорость:

$$v = 0,1(N_1 n_1 n_2)^{1/4},$$

где  $v$  - в м/с;  $N_1$  - кВт;  $n_1, n_2$  - об/мин;

$n_2 = n_1/u$  - частота вращения колеса.

### 1.2.2 . Определяют межосевое расстояние из условия контактной прочности зубьев, мм:

$$a_w = (u + 1) \cdot [(310/([\sigma_H] \cdot u))^2 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} / \varphi_a]^{1/3},$$

где  $a_w$  - межосевое расстояние;  $u$  - передаточное отношение;  $T_2$  - крутящий

момент на валу колеса, Н • мм, без учета потерь на трение:

$$T_2 = T_1 u \quad ,$$

где  $T_1$  - крутящий момент на валу шестерни, Н • мм

$$T_1 = 10^6 \cdot N_1 / \omega_1 = 30 \cdot 10^6 \cdot N_1 / (\pi n_1) \quad ,$$

где  $N_1$  - передаваемая мощность, кВт;  $n_1$  - число оборотов ведущего вала шестерни, об/мин.

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки :

при симметричном расположении колес относительно опор  $K_{H\beta} = 1 \dots 1,15$ , при несимметричном  $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25$ ,

при консольном  $K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,35$ ;

$K_{Hv}$  - коэффициент динамичности на данном этапе расчета можно принять  $K_{Hv} = 1$ ;

$[\sigma_H]$  - допускаемые контактные напряжения, Н/мм<sup>2</sup>, определяют по формуле:

$$[\sigma_H] = \sigma_{lim} / S_H \quad ,$$

где  $\sigma_{lim}$  - предел длительной выносливости, Н/мм<sup>2</sup> ;  $S_H$  - коэффициент безопасности:

$S_H = 1,1$  - при нормализации, улучшении, или объемной закалке зубьев,

$S_H = 1,2$  - при поверхностной закалке, цементации и т.п.

Для углеродистых сталей с  $HB < 350$  и термообработкой нормализация или улучшение:

$$\sigma_{lim} = 2 \cdot HB + 70.$$

В качестве  $[\sigma_H]$  принимают допускаемое контактное напряжение того зубчатого колеса (шестерни, колеса), для которого оно меньше, как правило  $[\sigma_H]_2$ , тогда :

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = (2HB_2 + 70) / S_H.$$

$\varphi_a$  - коэффициент ширины венца колеса, принимают исходя из рекомендаций выработанных практикой:

$\varphi_a = 0,15 \dots 0,3$  - легко нагруженные передачи ( $N_1 / n_2 < 0,1$ );

$\varphi_a = 0,3 \dots 0,45$  - средне нагруженные передачи ( $N_1 / n_2 = 0,1 \dots 0,3$ );

$\varphi_a = 0,45 \dots 0,6$  - тяжело нагруженные передачи ( $N_1 / n_2 > 0,1$ );

Полученное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего значения по ГОСТ 2144 - 76

[40, 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, 400, 450, 500]. Значения в круглых скобках по возможности не применять.

1.2.3. Задаются значением модуля  $m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a$  и округляют эту величину до стандартного значения табл. 24.3.

Таблица 24.3 - Значения модуля, мм. ГОСТ 19672-74

m,	1 ряд	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
мм	2 ряд	3	3,5	6	7	12					

1.2.4. Определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса.

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = 2 \cdot a_w / m.$$

1.2.5. Определяют число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (u+1) > 17 \quad ; \quad Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 .$$

По округленным до целого числа значениям и уточняют передаточное отношение  $u$ , и вычисляют погрешность отклонения его от требуемого ( $\Delta u < 4\%$ ).

1.2.6. Определяют остальные геометрические размеры передачи:

— делительные диаметры:  $d_1 = m \cdot Z_1$  ,  $d_2 = m \cdot Z_2$ ;

— фактическое межосевое расстояние:  $a_w = (d_1 + d_2) / 2$  ;

— диаметры вершин зубьев:  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$  ,  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$ ;

— диаметры впадин зубьев:  $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m$  ,  $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m$ ;

— ширину колеса:  $b_2 = \varphi_a \cdot a_w$ ;

— ширину шестерни  $b_1 = b_2 + (2 \dots 5)$  , мм; Полученные значения  $b_1$  и  $b_2$  округляют до стандартного по ряду  $R_a 20$  приведенного в таблице 24.4.

Таблица 24.4 - Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636 - 69)

$R_a 20$	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8
$R_a 20$	3,2	3,6	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1	8,0	9,0

*Примечание: При выборе размеров более 10 значение  $R_a$  принимать по тем же рядам на порядок выше.*

## 2. Проверочный расчет передачи

При передаче вращающего момента в зацеплении действует нормальная сила  $F_n$  и сила трения  $F_f$ , связанная со скольжением (рисунок 2). Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$  , изменяющиеся во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу.

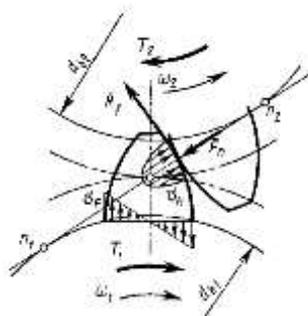


Рисунок 24.2 - Силы в зацеплении

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: излома зубьев от напряжений изгиба и выкрашивания рабочих поверхностей зубьев от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Контактные напряжения являются причиной усталостного разрушения. Основным критерием работоспособности и расчета закрытых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев. При этом расчет зубьев на изгиб производят как проверочный.

В зубчатых передачах при оценке работоспособности используют два условия:

- а) условие контактной прочности поверхности  $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ ;
- б) условие объемной прочности при деформации изгиба  $\sigma_F \leq [\sigma]_F$ .

### 2.1 Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Для стальных зубчатых колес с достаточной для практических расчетов точностью условие контактной прочности зубьев может быть записано:

$$\sigma_H = 310 \cdot [(T_2 \cdot (u + 1)^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} / (b_2 \cdot u^2))]^{1/2} / a_w < [\sigma_H],$$

где  $\sigma_H$  - фактическое контактное напряжение, Н/мм<sup>2</sup>;

$a_w, b_2$  - в мм;  $T_2$  - Н • мм;  $[\sigma_H]$  - Н/мм<sup>2</sup>;

Для включения в формулу следует произвести уточнение значений коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{Hv}$ .

Коэффициент  $K_{H\beta}$  уточняем при помощи данных таблицы 24.5.

Таблица 24.5 – Значения коэффициента концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$

$b_2/d_1$	Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ , при расположении колес		
	симметричном	несимметричном	консольном
0,4	1,00	1,04	1,15
0,8	1,03	1,08	1,30
1,2	1,05	1,15	
1,6	1,09	1,22	
2,0	1,14	1,30	

Коэффициент динамичности уточняют по фактической окружной скорости колес  $v$  и степени точности их изготовления:

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / (60 \cdot 1000),$$

где  $v$  в м/с;  $d_1$  - мм;  $n_1$  - об/мин.

Для прямозубых колес

при  $v < 6$  м/с назначают 8 степень точности, при этом  $K_{Hv} = 1,05 \dots 1,1$ .

при  $v > 6$  м/с назначают 7 степень точности, при этом  $K_{Hv} = 1,05 \dots 1,1$ .  
Меньшие из указанных значений относятся к колесам с  $HV < 350$ .

Если в результате проверочного расчета  $\sigma_H > [\sigma_H]$  (превышение до 4% считается допустимым), то увеличивают ширину колес, принимая большее значение  $\varphi_a$ . В случае если это не даст должного результата, то увеличивают межосевое расстояние  $a_w$ , либо назначают другие материалы колес или другую термообработку и повторяют расчет.

Если в результате проверочного расчета  $\sigma_H < [\sigma_H]$  более чем на 10%, следует уменьшить  $\varphi_a$ .

Следует иметь в виду, что значительное расхождение величин  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  (более чем на 20%) свидетельствует, как правило, об ошибке, допущенной при вычислении  $a_w$  или  $\sigma_H$ .

### 2.2. Проверочный расчет передачи на изгиб

Расчет выполняют отдельно для шестерни (индекс 1) и для колеса (индекс 2).

Условие прочности:

$$\sigma_{F1} = 2 \cdot T_1 \cdot y_{F1} \cdot y_{\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} / (d_1 \cdot b_2 \cdot m) \leq [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F2} = 2 \cdot T_1 \cdot y_{F2} \cdot y_{\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} / (d_1 \cdot b_2 \cdot m) \leq [\sigma_F]_2;$$

где  $T_1$  - в Н • мм;  $m$  - в мм;  $b_2, d_1$  - в мм;

$\sigma_{F1}, \sigma_{F2}$  - фактические напряжения изгиба для шестерни и колеса, Н/мм<sup>2</sup> ;

$y_{F1}, y_{F2}$  - коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса, определяют из таблицы 24.6 в зависимости от числа зубьев

$y_{\beta}$  - коэффициент наклона зуба: для прямозубой передачи  $y_{\beta} = 1$ ;

$K_{F\beta}$  - коэффициент концентрации нагрузки при  $HV < 350$  принимают согласно таблице 24.7.

Таблица 24.6 – Значение коэффициента формы зуба

Z	12	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	160	200
$y_F$	-	4,28	4,07	3,90	3,78	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60	3,62	3,63

Таблица 24.7 - Значение коэффициента концентрации нагрузки.

$b_2/d_1$	Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ , при расположении колес		
	симметричном	несимметричном	консольном
0,2	1,00	1,04	1,18
0,4	1,03	1,07	1,37
0,6	1,05	1,12	1,62
0,8	1,08	1,17	-
1,2	1,13	1,30	-
1,6	1,25	1,45	-

$K_{Fv}$  - коэффициент динамичности уточняют по фактической окружной скорости колес  $v$  и степени точности их изготовления.

При этом:  $K_{Fv} = 1,15$  при  $v < 3$  м/с;

$K_{Fv} = 1,35$  при  $v = 3 \dots 6$  м/с;

$[\sigma_F]_1, [\sigma_F]_2$  - допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса, Н/мм<sup>2</sup>:

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{Flim1} / S_F$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{Flim2} / S_F$$

где  $\sigma_{Flim1}, \sigma_{Flim2}$  - пределы длительной выносливости, Н/мм<sup>2</sup> ;

$S_F$  - коэффициент безопасности,  $S_F = 1,7 \dots 2,2$  верхние пределы для литых заготовок .

Для углеродистых сталей с  $HV < 350$  и термообработкой нормализация или улучшение:

$$\sigma_{Flim1} = 1,8 \cdot HV_1, \quad \sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot HV_2.$$

*Если в результате проверочного расчета  $\sigma_{F1} > [\sigma_F]_1$  или  $\sigma_{F2} > [\sigma_F]_2$  (превышение на 3...5% считается допустимым), то следует несколько увеличить ширину колес, принимая следующее значение  $\varphi_a$ . При значительном превышении рабочих напряжений над допускаемыми (более 20%) увеличивают модуль, соответственно изменяя  $Z_1$  и  $Z_2$ , и повторяют проверочный расчет передачи на изгиб.*

При этом межосевое расстояние не изменится, а, следовательно, не нарушится контактная прочность передачи.

### **Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выбрать согласно варианта исходные данные для расчета (таблица 24.8).

3. По заданной в исходном задании мощности  $N_1$  предварительно по таблице 24.1 выбрать твердость HB материала для изготовления зубчатых колес.

4. Выбрать материал для изготовления шестерни и зубчатого колеса, руководствуясь данными табл. 24.2 (выписать марку материала, твердость шестерни HB<sub>1</sub> и колеса HB<sub>2</sub>, вид термообработки).

5. Определить частоту вращения колеса  $n_2$  (см. 1.2.1.)

6. Предварительно определить окружную скорость  $v$  (см. 1.2.1.)

7. Определить межосевое расстояние из условия контактной прочности зубьев. Для этого:

7.1 Определить крутящие моменты на валу шестерни и колеса  $T_1$  и  $T_2$  (см. 1.2.2.)

7.2 Выбирать коэффициенты концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  и динамичности  $K_{H\nu}$ .

7.3 Определить допускаемое контактное напряжение зубчатого колеса  $[\sigma_H]$ , выбрав коэффициент безопасности  $S_H$  по принятому в пункте 4 виду термообработки.

7.4 Определить степень нагруженности передачи (рассчитывается соотношение  $P_1 / n_2$ ). Задаться коэффициентом ширины венца колеса,  $\phi_a$ .

7.5 Определить межосевое расстояние  $a_w$  по формуле, подставив все определенные в пунктах 7.1 - 7.4 значения параметров.

7.6 Полученное значение межосевого расстояния округлить до ближайшего значения по ГОСТ 2144 - 76 [40, 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, 400, 450, 500]. Значения в круглых скобках по возможности не применять.

Это округленное значение межосевого расстояния  $a_w$  участвует во всех дальнейших расчетах.

8. Вычислить значение модуля  $m$  (см. 1.2.3.) и округлить эту величину до стандартного значения табл. 24.3.

9. Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса (см. 1.2.4.)

10. Уточнить передаточное отношение  $u$ ,  $u = Z_2/Z_1$

11. Вычислить погрешность отклонение действительного передаточного отношения от требуемого  $\Delta u = [(u_T - u_d)/u_T] \cdot 100\%$ .

12. Определить остальные геометрические размеры передачи (см. 1.2.6.): делительные диаметры:  $d_1$  и  $d_2$ ; фактическое межосевое расстояние:  $a_w$ ; диаметры вершин зубьев  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$ ; ширину колеса  $b_2$  и ширину шестерни  $b_1$ .

13. Провести проверочный расчет передачи на контактную прочность (см. п.2 теоретических положений). Предварительно произвести уточнение значений коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{H\nu}$  при помощи данных таблицы 5 и фактической окружной скорости колеса.

Проверить расхождение величин  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  по формуле

$$\Delta\sigma_H = (([\sigma_H] - \sigma_H) / [\sigma_H]) \cdot 100\%$$

14. Провести проверочный расчет передачи на изгиб (см. п.3 теоретических положений).

Предварительно произвести уточнение значений коэффициентов формы

зуба для шестерни  $y_{F1}$  и колеса  $y_{F2}$ ; коэффициента наклона зуба -  $y_{\beta}$ ; коэффициента концентрации нагрузки  $K_{F\beta}$ ; коэффициента динамичности -  $K_{Fv}$ . Определить пределы длительной выносливости  $\sigma_{Flim1}$ ,  $\sigma_{Flim2}$ , коэффициент безопасности  $S_F$ , допускаемые напряжения изгиба для шестерни  $[\sigma_F]_1$  и колеса  $[\sigma_F]_2$

15. Сделать вывод о работоспособности спроектированной зубчатой передачи.

16. Выполнить схему спроектированного зубчатого зацепления с простановкой численных значений полученных параметров (рис. 24.3).

17. Ответить на указанные согласно варианта вопросы тест-задания.

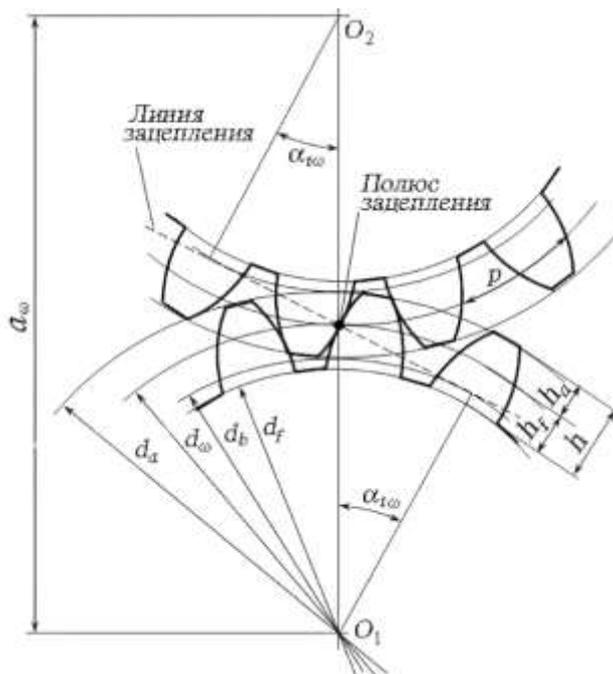


Рисунок 24.3 - Схема спроектированного зубчатого зацепления

### **Содержание отчета**

1. Данные своего варианта.
2. Проектный расчет зубчатой передачи.
3. Проверочный расчет передачи на контактную прочность.
4. Проверочный расчет передачи на изгиб.
5. Вывод о работоспособности спроектированной зубчатой передачи.
6. Схема спроектированного зубчатого зацепления с простановкой численных значений полученных параметров.
7. Ответы на указанные согласно варианта вопросы тест-задания.

### **Вопросы тест-задания**

1. Какое назначение механических передач?
  - а). вырабатывать энергию;
  - б). воспринимать энергию;
  - г). затрачивать энергию на преодоление внешних сил, непосредственно связанных с процессом производства;
  - д). преобразовывать скорость, вращающий момент, направление

вращения.

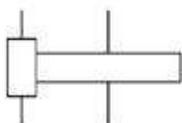
2. Как классифицируют зубчатую передачу по принципу передачи движения?

- а). трением;
- б). зацеплением;
- г). непосредственно контактом деталей, сидящих на ведущем и ведомом валах;
- д). передача гибкой связью.

3. Какое из приведенных отношений называют передаточным числом одноступенчатой передачи?

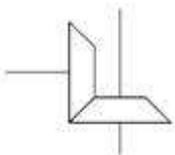
- а).  $n_2/n_1$ ;
- б).  $d_2/d_1$ ;
- г).  $d_1/d_2$ ;
- д).  $n_1/n_2$ .

4. Как называется передача, кинематическая схема которой показана на рисунке?



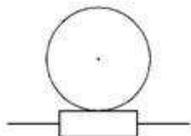
- а). цилиндрическая;
- б). коническая;
- г). червячная;
- д). реечная.

5. Как называется передача, кинематическая схема которой показана на рисунке?



- а). цилиндрическая;
- б). коническая;
- г). червячная;
- д). реечная.

6. Как называется передача, кинематическая схема которой показана на рисунке?



- а). цилиндрическая;
- б). коническая;
- г). червячная;
- д). реечная.

7. Какая передача может использоваться для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются?

- а). цилиндрическая;

- б). коническая;
- г). червячная;
- д). реечная.

8. Какая передача может использоваться для передачи вращения между валами, оси которых параллельны?

- а). цилиндрическая;
- б). коническая;
- г). червячная;
- д). реечная.

9. Какая передача может использоваться для передачи вращения между валами, оси которых перекрещиваются (но не пересекаются)?

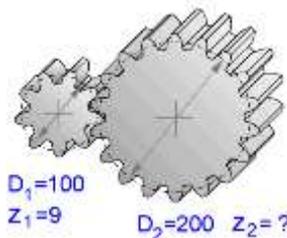
- а). цилиндрическая;
- б). коническая;
- г). червячная;
- д). реечная.

10. Как называется передача, шестерня и колесо которой показаны на фотографии?



- а). цилиндрическая;
- б). коническая прямозубая;
- г). коническая с круговыми зубьями;
- д). червячная.

11. Какое возможное количество зубьев у выходного колеса?



- а). 16 - 18 зубьев;
- б). 18 - 20 зубьев;
- г). 16 - 20 зубьев;
- д). только 18 зубьев.

12. Как называется коэффициент, обозначаемый буквой  $K_{H\beta}$ ?

- а). формы зуба;
- б). концентрации нагрузки;
- г). концентрации напряжений;
- д). расчётной нагрузки.

13. Часть зубчатого колеса, содержащая все зубья, называется...

- а). венцом;
- б). ступицей;
- г). ободом.

14. Часть колеса, насаживаемая на вал, называется...
- а). венцом;
  - б). ступицей;
  - г). ободом.
15. При окружной (тангенциальной) скорости зубьев  $v_z = 10$  м/с зубчатые передачи относятся к ...
- а). тихоходным;
  - б). среднескоростным;
  - г). быстроходным.
16. Чему равен КПД двухступенчатой зубчатой передачи, если КПД каждой ступени 0,8
- а). 0,64;
  - б). 0,8;
  - г). 1,6.
17. Передаточное отношение двухступенчатой зубчатой передачи равно 6, во второй ступени – 3. Чему равно передаточное отношение первой ступени?
- а). 18;
  - б). 4;
  - г). 2.
18. Передаточное отношение первой ступени двухступенчатой зубчатой передачи равно 3, второй ступени – 2. Чему равно передаточное отношение двухступенчатой зубчатой передачи?
- а). 5;
  - б). 6;
  - г). 1,5.
19. Передаточное отношение первой ступени двухступенчатой зубчатой передачи равно 2, второй ступени – 3. Чему равно передаточное отношение двухступенчатой зубчатой передачи?
- а). 5;
  - б). 6;
  - г). 1,5.
20. Укажите достоинства зубчатых передач.
- а). высокий КПД;
  - б). невысокий уровень шума;
  - г). постоянство передаточного числа;
  - д). простота ремонта.
21. Укажите недостатки зубчатых передач.
- а). низкий КПД;
  - б). высокий уровень шума;
  - г). сложность изготовления;
  - д). сложность ремонта.
22. Количество миллиметров делительного диаметра, приходящихся на один зуб, носит название..
- а). модуль;
  - б). шаг зацепления;

г). высота зуба.

23. Расстояние между одноименными боковыми поверхностями двух соседних зубьев носит название..

- а). модуль;
- б). шаг зацепления;
- г). высота зуба.

24. Высота головки зуба принимается равной

- а).  $m$ ;
- б).  $1,25m$ ;
- г).  $2,5m$ .

25. Какой параметр зубчатого зацепления является стандартным?

- а). высота зуба;
- б). шаг зацепления;
- г). модуль.

**Таблица 24.8 - Исходные данные**

ВАРИАНТ	$N_1$ , кВт	$n_1$ , об/мин	$u$	Расположение колес на валу	Номера вопросов из тест-задания
1	4,5	1400	2	симметричное	1,7,14,17,22
2	8	840	5	несимметричное	3,8,11,16,21
3	10	960	2,5	консольное	2,9,13,19,24
4	15	730	4	несимметричное	4,6,12,18,23
5	6	1200	4,5	симметричное	5,10,15,20,25
6	7	2000	2	консольное	1,8,13,18,25
7	3	1000	5	симметричное	3,9,12,20,22
8	9	840	2	консольное	2,6,15,17,21
9	2,5	975	4	несимметричное	4,10,14,16,24
10	5,5	720	2,5	симметричное	5,7,11,19,23
11	7,5	900	4,5	консольное	1,9,15,18,21,
12	11	1440	2	симметричное	3,6,14,19,25
13	12,5	2000	5	консольное	4,7,13,20,24
14	4,5	850	4	несимметричное	5,8,12,17,21
15	8	780	2,5	консольное	3,9,12,20,22
16	15	1500	3,15	несимметричное	1,7,14,17,23,
17	10	900	4,5	консольное	3,6,11,19,25
18	4,5	860	2	симметричное	2,6,15,17,21
19	6	1440	3,15	консольное	3,8,11,16,22
20	8	720	5	несимметричное	4,7,13,20,25
21	15	840	2,5	консольное	4,10,14,16,24
22	10	920	4	симметричное	2,9,13,19,23
23	6	2000	2	консольное	3,8,12,17,21
24	15	720	4,5	симметричное	5,7,11,19,22
25	7	1400	5	консольное	4,6,12,17,23
26	4,5	950	4	симметричное	1,8,13,18,25
27	3	840	2,5	консольное	3,9,12,20,22
28	8	1800	2	несимметричное	5,10,15,20,25

*Примечание. В таблице применены следующие обозначения:  $N_1$  – передаваемая мощность;  $n_1$  – число оборотов ведущего вала;  $u$  – передаточное отношение.*

### Пример решения практического задания

Исходные данные для расчета:

- передаваемая мощность  $N_1 = 6$  кВт;
- число оборотов ведущего вала  $n_1 = 720$  об/мин;
- передаточное отношение  $u = 4$ ;
- симметричное расположении колес.

1. По заданной в исходном задании мощности  $N_1 = 6$  кВт предварительно по таблице 1 выбираем твердость HB материала для изготовления зубчатых колес:

для шестерни  $HB_1 \leq 310$ , для колеса  $HB_2 \leq 280$  единиц.

2. Выбираем материал для изготовления шестерни и зубчатого колеса, руководствуясь данными таблицы 24.2:

изготовим шестерню и зубчатое колесо из стали 40X с термообработкой – улучшение, назначим твердость шестерни -  $HB_1 = 302HB$ , колеса –  $HB_2 = 269HB$ .

3. Определяем частоту вращения колеса по формуле  $n_2 = n_1/u$ .

$$n_2 = 720/4 = 180 \text{ об/мин.}$$

4. Предварительно определяем окружную скорость по формуле:

$$v = 0,1(N_1 n_1 n_2)^{1/4} \\ v = 0,1(6 \cdot 720 \cdot 180)^{1/4} = 0,1(777600)^{1/4} = 0,1 \cdot 29,7 = 2,97 \text{ м/с.}$$

5. Определяем крутящие моменты на валу шестерни и колеса по формулам:

$$T_1 = 30 \cdot 10^6 \cdot N_1 / (\pi n_1); \quad T_2 = T_1 u.$$

$$T_1 = 30 \cdot 10^6 \cdot 6 / (3,14 \cdot 720) = 180 \cdot 10^6 / 2260,8 = 79617,83 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$T_2 = 79617,83 \cdot 4 = 318471,33 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

6. Выбираем коэффициенты концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  и динамичности  $K_{Hv}$ .

$$K_{H\beta} = 1 \quad K_{Hv} = 1$$

7. Определяем допускаемое контактное напряжение зубчатого колеса по формуле:  $[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = (2 \cdot HB_2 + 70) / S_H$

$S_H$  - коэффициент безопасности:  $S_H = 1,1$  - при термообработке – улучшение.

$$[\sigma_H] = (2 \cdot 269 + 70) / 1,1 = 608 / 1,1 = 552,73 \text{ МПа.}$$

8. Определяем степень нагруженности передачи. Рассчитываем соотношение  $N_1 / n_2 = 6/180 = 0,033$  - легко нагруженные передачи. Задаем коэффициент ширины венца колеса,  $\varphi_a = 0,3$

9. Определяем межосевое расстояние по формуле:

$$a_w = (u + 1) \cdot [(310 / ([\sigma_H] \cdot u))^2 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} / \varphi_a]^{1/3}, \\ a_w = (4 + 1) \cdot [(310 / (552,73 \cdot 4))^2 \cdot 318471,33 \cdot 1 \cdot 1 / 0,3]^{1/3} = \\ = 5 \cdot [(310 / 2210,92)^2 \cdot 318471,33 / 0,3]^{1/3} = 5 \cdot [(0,14)^2 \cdot 318471,33 / 0,3]^{1/3} = \\ = 5 \cdot [0,0197 \cdot 318471,33 / 0,3]^{1/3} = 5 \cdot [6261,06 / 0,3]^{1/3} = \\ = 5 \cdot [20870,19]^{1/3} = 5 \cdot 27,53 = 137,66 \text{ мм.}$$

10. Полученное значение межосевого расстояния округляем до ближайшего значения по ГОСТ 2144 - 76 [40, 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, 400, 450, 500]. Значения в круглых скобках по возможности не применять

Таким образом, межосевое расстояние  $a_w = 160$  мм (это значение участвует

во всех дальнейших расчетах).

11. Задаемся значением модуля  $m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм}$$

и округляем эту величину до стандартного значения табл. 3, т.е.  $m = 2,5 \text{ мм}$

12. Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса по формуле:

$$Z_{\Sigma} = 2 \cdot a_w / m.$$

$$Z_{\Sigma} = 2 \cdot 160 / 2,5 = 320 / 2,5 = 128.$$

13. Определяем число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (u+1) > 17; \quad Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1.$$

$$Z_1 = 128 / (4+1) = 128 / 5 = 25,6 - \text{принимаем целое число } Z_1 = 25$$

$$Z_2 = 128 - 25 = 103$$

14. Уточняем передаточное отношение  $u$ , и

$$u = Z_2 / Z_1 = 103 / 25 = 4,12$$

15. Вычисляем погрешность отклонение действительного передаточного отношения от требуемого  $\Delta u = [(u_T - u_d) / u_T] \cdot 100\%$ .

$$\Delta u = [(4 - 4,12) / 4] \cdot 100\% = 3\%. \quad (\Delta u < 4\%).$$

16. Определяем остальные геометрические размеры передачи:

16.1. делительные диаметры:  $d_1 = m \cdot Z_1$ ,  $d_2 = m \cdot Z_2$ ;

$$d_1 = 2,5 \cdot 25 = 62,5 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2,5 \cdot 103 = 297,5 \text{ мм.}$$

16.2. фактическое межосевое расстояние:  $a_w = (d_1 + d_2) / 2$ ;

$$a_w = (62,5 + 297,5) / 2 = 160 \text{ мм.}$$

а) диаметры вершин зубьев:  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$ ,  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$ ;

$$d_{a1} = 62,5 + 2 \cdot 2,5 = 67,5 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = 297,5 + 2 \cdot 2,5 = 302,5 \text{ мм.}$$

б) диаметры впадин зубьев:  $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m$ ,  $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m$ ;

$$d_{f1} = 62,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 56,25 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = 297,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 291,25 \text{ мм.}$$

в) ширину колеса  $b_2 = \varphi_a \cdot a_w = 0,3 \cdot 160 = 48 \text{ мм}$ ;

$$\text{ширину шестерни } b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 48 + 5 = 53 \text{ мм,}$$

Полученные значения  $b_1$  и  $b_2$  округляем до стандартного по ряду  $R_a 20$  приведенного в таблице 24.4, т.е.  $b_1 = 50 \text{ мм}$ ,  $b_2 = 45 \text{ мм}$ .

17. Проводим проверочный расчет передачи на контактную прочность.

Предварительно производим уточнение значений коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{H\alpha}$ .

При помощи данных таблицы 5.  $b_2 / d_1 = 48 / 62,5 = 0,768$   $K_{H\beta} = 1,03$

Фактическая окружная скорость колес  $v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / (60 \cdot 1000)$

$$v = 3,14 \cdot 62,5 \cdot 720 / (60 \cdot 1000) = 141300 / (60 \cdot 1000) = 2,355 \text{ м/с.}$$

при  $v < 6 \text{ м/с}$  назначают 8 степень точности, при этом  $K_{H\alpha} = 1,1$ .

Условие контактной прочности зубьев:

$$\sigma_H = 310 \cdot [(T_2 \cdot (u+1)^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} / (b_2 \cdot u^2))]^{1/2} / a_w < [\sigma_H],$$

$$\sigma_H = 310 \cdot [(318471,33 \cdot (4+1)^3 \cdot 1,03 \cdot 1,1 / (48 \cdot 4^2))]^{1/2} / 160 = 3$$

$$= 10 \cdot [(318471,33 \cdot (5)^3 \cdot 1,03 \cdot 1,1 / (48 \cdot 16))]^{1/2} / 160 =$$

$$= 310 \cdot [45103502,11 / 768]^{1/2} / 160 = 310 \cdot [58728,52]^{1/2} / 160 = 310 \cdot 242,34 / 160 =$$

$$75125,3 / 160 = 469 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 469 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 552,73 \text{ МПа. (см. п.7).}$$

$$\Delta\sigma_H = (([\sigma_H] - \sigma_H) / [\sigma_H]) \cdot 100\% = (552,73 - 469 / 552,73) \cdot 100\% = 15\%$$

Зубчатая передача на контактную прочность проходит.

18. Проводим проверочный расчет передачи на на изгиб. Определяем:

18.1. коэффициенты формы зуба для шестерни  $y_{F1}$  и колеса  $y_{F2}$  -, из таблицы 6 в зависимости от числа зубьев  $y_{F1} = 3,9$   $y_{F2} = 3,61$ ;

18.2. коэффициент наклона зуба -  $y_\beta$ :  $y_\beta = 1$ ;

18.3.  $K_{F\beta}$  - коэффициент концентрации нагрузки принимаем согласно таблице 7 -  $K_{F\beta} = 1,08$  ( $b_2 / d_1 = 48 / 62,5 = 0,768$ );

18.4. коэффициент динамичности -  $K_{Fv}$  уточняем по фактической окружной скорости колес  $v = 2,355$  м/с и степени точности их изготовления - 8 степень точности.  $K_{Fv} = 1,15$ ;

18.5. пределы длительной выносливости  $\sigma_{Flim1}$ ,  $\sigma_{Flim2}$

$$\sigma_{Flim1} = 1,8 \cdot HB_1 = 1,8 \cdot 302 = 543,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 269 = 484,2 \text{ МПа};$$

18.6. коэффициент безопасности  $S_F$ .  $S_F = 1,7$ ;

18.7. допускаемые напряжения изгиба для шестерни  $[\sigma_F]_1$  и колеса  $[\sigma_F]_2$ :

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{Flim1} / S_F = 543,6 / 1,7 = 319,76 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{Flim2} / S_F = 484,2 / 1,7 = 284,82 \text{ МПа}$$

Условие прочности на изгиб:

$$\sigma_{F1} = 2 \cdot T_1 \cdot y_{F1} \cdot y_\beta \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} / (d_1 \cdot b_2 \cdot m) \leq [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = 2 \cdot T_1 \cdot y_{F2} \cdot y_\beta \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} / (d_1 \cdot b_2 \cdot m) \leq [\sigma_F]_2;$$

$$\sigma_{F1} = 2 \cdot 79617,83 \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,15 / (62,5 \cdot 45 \cdot 2,5) = 771305,69 / 7031,25 = 110 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 2 \cdot 79617,83 \cdot 3,61 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,15 / (62,5 \cdot 45 \cdot 2,5) = 713952,19 / 7031,25 = 101,5 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F1} = 110 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_1 = 319,76 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 101,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_2 = 284,82 \text{ МПа}$$

Зубчатая передача на изгиб проходит.

19. Вывод: Зубчатая передача работоспособна.

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 26).

### Проектирование и графическое оформление зубчатого колеса

**Цель работы:** провести проектный расчет элементы зубчатого колеса, освоить требования, предъявляемые к оформлению, и правила выполнения чертежей зубчатых колес, получить практические навыки выполнения эскизного и рабочего чертежа зубчатого колеса в программе Компас.

#### **Основные теоретические положения**

Зубчатые механизмы являются наиболее распространенным в машиностроении и приборостроении видом механических передач. Их применяют для передачи вращательного движения с одного вала на другой или для преобразования вращательного движения в поступательное и изменения скорости вращения валов.

Наиболее часто в различных машинах применяют зубчатые колёса среднего диаметра (примерно от 80 до 200 мм). Такие колёса изготавливают дисковыми (рис. 26.1а). Колёса большего диаметра делают со спицами (рис.



$d$  – делительная окружность, делящая каждый зуб на две неравные части: меньшую – головку зуба и большую – ножку зуба: её условно изображают штрихпунктирной тонкой линией;

$P_n$  – нормальный шаг зубьев – кратчайшее расстояние по делительной или начальной поверхности зубчатого колеса между эквидистантными одноименными теоретическими линиями соседних зубьев;

$S$  – толщина зуба;

$Z$  – число зубьев;

$m$  – нормальный модуль зубьев – это линейная величина в  $\pi$  раз меньшая нормального шага зубьев;

$b_{\text{паза}}$  – ширина шпоночного паза;

$t_j$  – глубина шпоночного паза.

При выполнении рабочего чертежа зубчатого колеса при заданных исходных данных, согласно табл. 26.1, необходимо рассчитать элементы зубчатого колеса по формулам, приведенным в табл. 26.2 и 26.3.

Таблица 26.1 - Исходные данные для расчета

Наименование параметра	Обозначение	Числовые значения
Число зубьев колеса	$z$	Смотри вариант задания
Модуль	$m$	
Диаметр отверстия для вала	$d_B$	

Таблица 2 - Расчет основных геометрических параметров цилиндрической зубчатой передачи

Наименование параметра	Обозначение	Расчётная формула
Межосевое расстояние	$a_w$	$a_w = \frac{(Z_{\text{колеса}} + Z_{\text{шестерни}})m}{2}$
Делительный диаметр	$d$	$d = Z \cdot m$
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	$d_a = m \cdot (Z + 2)$
Диаметр впадин зубьев	$d_f$	$d_f = m \cdot (Z - 2,5)$
Радиальный зазор	$C$	$C = 0,25 \cdot m$
Высота головки зуба	$h_f$	$h_f = m$
Высота ножки зуба	$h_a$	$h_a = 1,25 \cdot m$
Высота зуба	$h$	$h = 2,25 \cdot m$
Нормальный шаг	$P_n$	$P_n = \pi \cdot m$

Таблица 26.3 - Конструктивные параметры цилиндрического зубчатого колеса

Наименование параметра	Обозначение	Расчётная формула
Ширина венца зубчатого колеса	$b$	$b = (6 \div 8) \cdot m$
Диаметр обода	$d_{об}$	$d_{об} = d_a - (6 \div 8) \cdot m$
Толщина обода	$\delta_o$	$\delta_o = (2 \div 3) \cdot m$ – для литых колёс; $\delta_o = (2,5 \div 4) \cdot m$ – для штампованных колёс
Толщина диска зубчатого колеса	$K$	$K = 0,3 \cdot b$ При $d_a < 100$ мм принимают $K = b$
Длина ступицы	$l_{см}$	$l_{см} = 2,5 \cdot d_g$
Наружный диаметр ступицы	$d_{см}$	$d_{см} = (1,6 \div 2) \cdot d_g$ – для чугунных колёс; $d_{см} = 1,7 \cdot d_g$ – для стальных колёс
Размер шпоночного паза в ступице колеса	$b_1 = d_g + t_2$	Размеры паза $b_1$ и $(d_g + t_2)$ по ГОСТ 23360-78; ГОСТ 24071-80
Размеры фасок на окружности вершин колеса	$n$	$n = 0,5 \cdot m \times 45^\circ$
Размеры фасок в отверстии ступицы колеса	$C$	$C = (1,5 \div 2) \times 45^\circ$
Неуказанные конусности		1:8
Неуказанные радиусы скруглений переходов	$R$	$R = 3 - 5$ мм

*Примечание.* Расчетные конструктивные размеры элементов колеса рекомендуется округлить в соответствии с ГОСТ 6636 – 83. Нормальные линейные размеры. Основные расчетные размеры ( $d_a$ ,  $d$ ) не округляются.

### **Последовательность выполнения чертежа зубчатого колеса**

Для выполнения чертежа необходимо знать  $m$ ,  $z$ ,  $b$  – длину зуба и все размеры конструктивного оформления колеса.

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

1. По формуле определяют размер модуля и согласовывают его с табличными данными (табл. 4).

ГОСТ 9563 – 80. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули предусматривает два ряда модуля  $m$ . При назначении величин модулей *первый ряд* следует предпочитать второму.

Таблица 26.4 – Модули

1 ряд:	0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.
2 ряд:	0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90.

Таблица 26.5 - Нормальные диаметры и длины в машиностроении  
(Выборочные данные согласно ГОСТ 6636-69)

2,5	2,6	<u>2,8</u>	<u>3,0</u>	3,2	3,4	<u>3,6</u>	3,8	4,0	4,2
<u>4,5</u>	4,8	<u>5,0</u>	5,2	<u>5,5</u>	5,8	6,0	6,5	<u>7,0</u>	7,5
<u>8,0</u>	8,5	<u>9,0</u>	9,5	10	10,5	<u>11</u>	11,5	<u>12</u>	13
<u>14</u>	15	<u>16</u>	17	<u>18</u>	19	<u>20</u>	21	<u>22</u>	24
<u>25</u>	26	<u>28</u>	30	<u>32</u>	34	<u>36</u>	38	<u>40</u>	42
<u>45</u>	48	<u>50</u>	52	<u>55</u>	58	<u>60</u>	65	<u>70</u>	75
80	85	<u>90</u>	95	<u>100</u>	105	<u>110</u>	115	<u>120</u>	130
<u>140</u>	150	<u>160</u>	170	<u>180</u>	190	<u>200</u>	210	<u>220</u>	240
<u>250</u>	260	<u>280</u>	300	<u>320</u>	340	<u>360</u>	380	<u>400</u>	420
<u>450</u>	480			<u>500</u>					

*Примечание.* При выборе размеров предпочтение размеров следует отдавать числам, заключённым в “закрашенные” ячейки, потом одной чертой и, наконец, неподчёркнутым.

Таблица 26.6 - Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала,	Сечения шпонки		Глубина паза, мм		Интервал длин, мм	
			Вал	Втулка		
	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>t<sub>1</sub></i>	<i>t<sub>2</sub></i>	<i>от</i>	<i>до</i>
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	6	20
Свыше 8 >> 10	3	3	1,8	1,4	6	36
>>10 >>12	4	4	2,5	1,8	8	45
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	10	56
>>17 >>22	6	6	3,5	2,8	14	70
Свыше 22 до 30	8	7	4	3,3	18	90
Свыше 30 до 38	10	8	5	3,3	22	110
>>38 >>44	12	8	5	3,3	22	140

Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 38; 36; 40; 45; 50; 56.

2. Пример: выполнить чертёж зубчатого цилиндрического колеса  $d_a=91$  мм,  $Z=24$ .

Решение. Определив модуль  $m$  зацепления по формуле



Диаметр отверстия под вал сверяем с табл. 26.5 ( $d_B = 16$  мм) и проводим в плоскости  $\Pi_3$  окружность отверстия для вала, определив по табл. 6 ширину шпоночного паза  $b_{\text{паза}} = 5$  мм и глубину паза  $t_1 = 2,1$  мм, проводим очертание паза для шпонки.

Вычисляем:

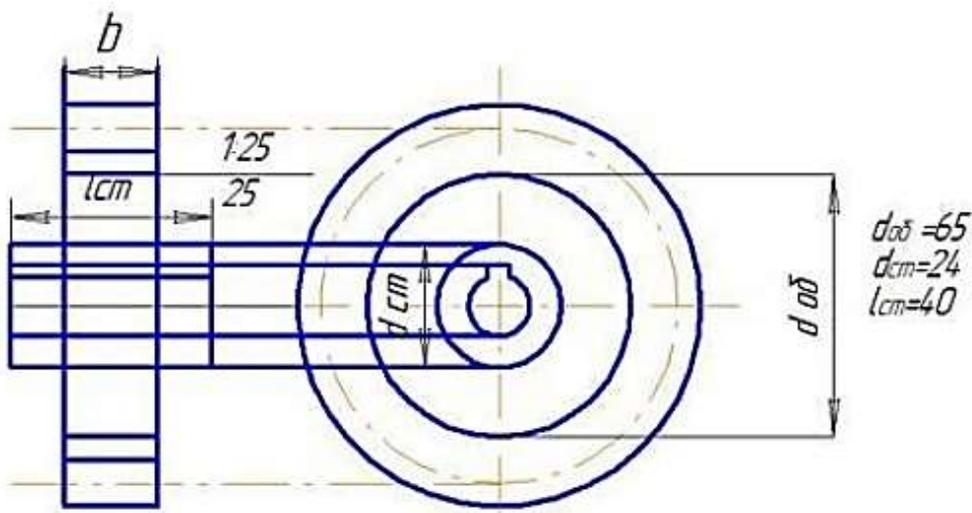
а) диаметр обода  $d_{об} = d_a - 7m = 91 - 24,5 = 66,5$  мм и сверяем с табл. 26.5,  $d_{об} = 65$  мм;

б) толщину диска зубчатого колеса  $K = 0,3 \cdot b = 0,3 \cdot 28 = 8,4$  мм;

в) длину ступицы  $l_{ст} = 2,5 \cdot 16 = 40$  мм;

г) наружный диаметр ступицы  $d_{ст} = 1,5 \cdot d_B = 1,5 \cdot 16 = 24$  мм.

Сверяем полученные размеры с таблицей 5 принимаем  $K=9$ ;  $l_{ст} = 40$ ;  $d_{ст} = 24$  мм.



3. Вычисляем остальные размеры элементов зубчатого колеса согласно табл. 26.2, и 26.3, выполняем чертёж (образец см. рис. 26.3).

При выполнении эскизного чертежа в системе Компас прежде всего необходимо выполнить рамку чертежа и основную надпись (рис. 26.3).

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выбрать согласно варианта исходные данные для расчета (таблица 26.7).

Таблица 26.7 – Исходные данные

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
m, мм	4	6	2,5	2,75	4,5	3	5	4	4	5	6	8	5	4,5	5	3	3,5	4	2,5	2,75
$Z_2$	32	20	40	42	16	36	24	25	28	22	18	14	27	25	27	44	36	30	25	50
$d_B$ , мм	30	30	24	24	25	28	22	25	18	25	24	32	28	30	20	20	22	22	20	25

3. Произвести необходимые расчёты параметров зубчатого колеса (табл. 26.2 и 26.3).

4. На клетчатой бумаге формата А4 выполнить чертёж зубчатого колеса.

5. Проставить размеры: диаметр выступов, ширину венца, диаметр отверстия вала, фаски и размеры шпоночного паза.

6. Выполнить чертёж зубчатого колеса в программе Компас.

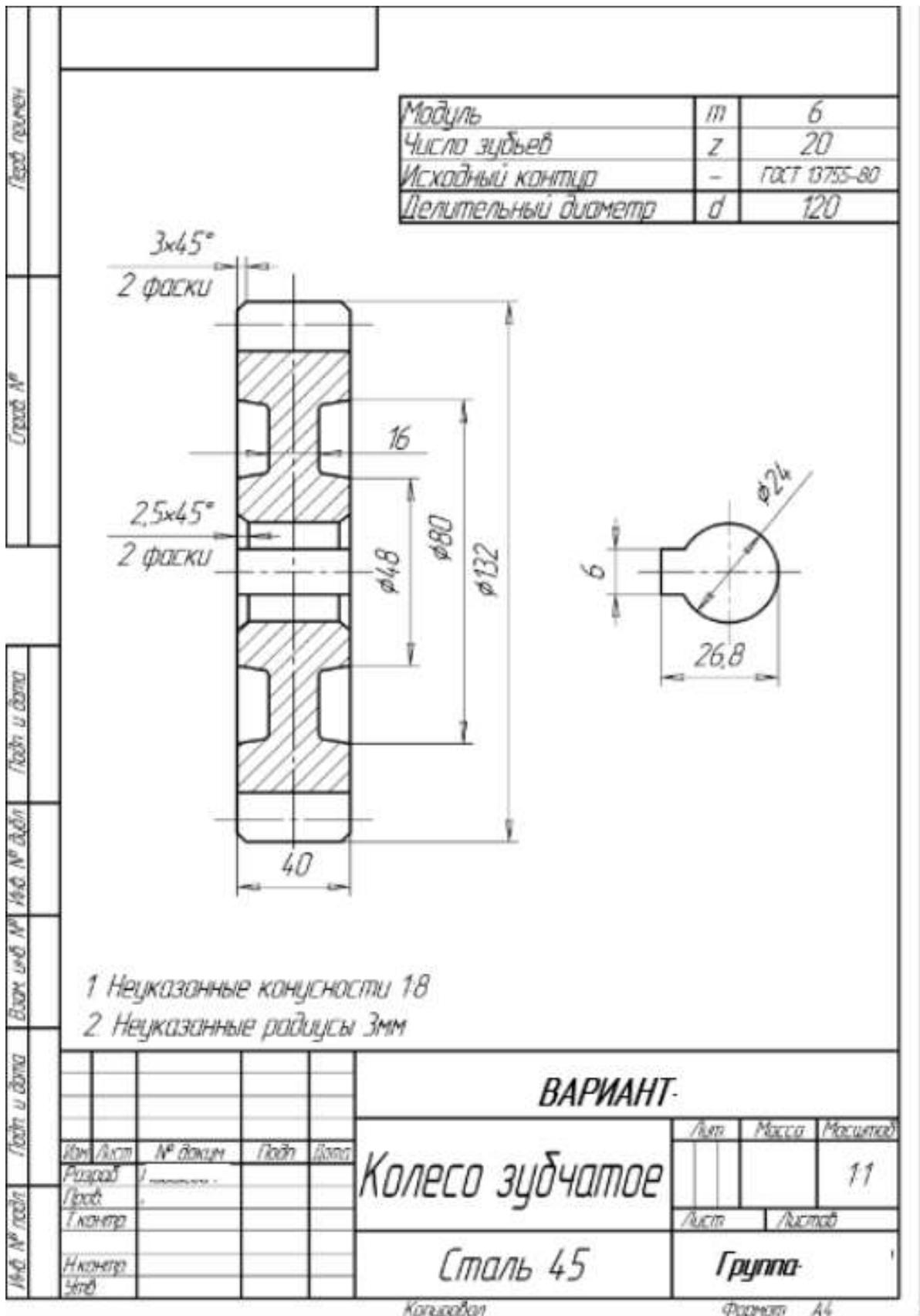


Рисунок 3 - Рабочий чертеж зубчатого колеса, выполненного в программе Компас

На чертежах зубчатых колёс в правом верхнем углу помещается таблица параметров зубчатого венца (рис. 26.4). Размеры таблицы и её расположение на

поле чертежа (рис. 26.4) оговорены в стандартах ГОСТ 2.402; ГОСТ 2.403; ГОСТ 2.409. Таблица состоит из трёх частей: основные данные, данные для контроля, справочные данные.

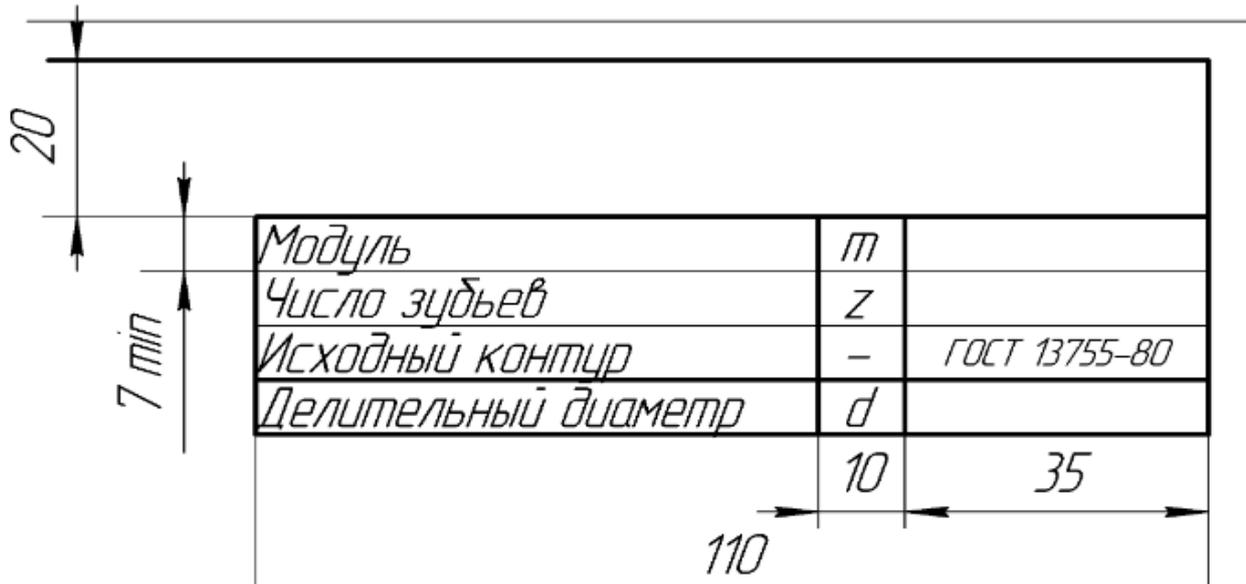


Рисунок 26.4 - Параметры зубчатого венца

### Содержание отчета

1. Данные своего варианта (см. табл. 26.7).
2. Необходимые расчёты параметров зубчатого колеса.
3. На клетчатой бумаге формата А4 эскизный чертёж зубчатого колеса.
4. Чертёж зубчатого колеса в программе Компас.

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 27).

### Проектирование передачи винт-гайка механического домкрата

**Цель работы:** освоить методику расчета винтовых домкратов по заданным параметрам – грузоподъемности и высоте подъема.

#### Основные теоретические положения

##### Устройство винтового домкрата

Винтовой домкрат относится к группе простых грузоподъемных механизмов и предназначен для подъема различных грузов на высоту не более 1 метра при производстве строительных, монтажных и ремонтных работ. Винтовой домкрат состоит из: винта, гайки, корпуса, прижима (пяты), основания и маховика.

С помощью рукоятки винт приводится в движение, то есть начинает вращаться вокруг своей оси. Вращательное движение винта превращается в поступательное при помощи гайки, установленной в корпусе. Вследствие чего создается необходимое рабочее усилие (прижим детали или ее высвобождение).

Конструкция домкрата (рис. 27.1) включает корпус 1, гайку 2, винт 3, грузовую головку 4 и рукоятку 5.

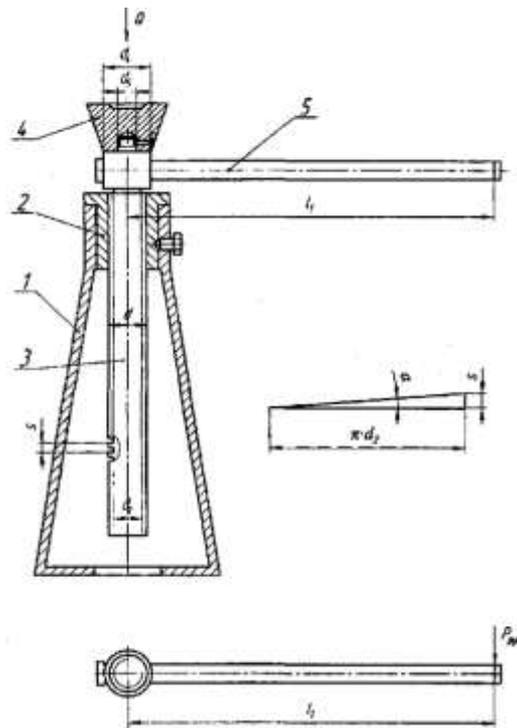


Рисунок 27.1- Схема для расчета винтового домкрата

Гайка соединена с корпусом жестко, а грузовая головка укреплена на верхнем конце винта с возможностью вращения. Для передачи крутящего момента рукоятка может быть соединена с винтом посредством трещотки или пропущена через отверстие в головке винта.

За счет усилия  $P_{рук}$ , приложенного к рукоятке, винт вращается и совершает поступательное движение, взаимодействует с грузом через грузовую головку и перемещает его вдоль своей оси. За полный поворот винта груз перемещается на величину  $S$  (на шаг резьбы).

#### *Типы резьбы в винтовых передачах*

В передачах винт-гайка в основном применяют *трапецидальную и упорную резьбу*, вторую - при передаче больших односторонних усилий. Параметры этой резьбы приведены в приложении (табл. 6 7). Применяемая иногда прямоугольная резьба обеспечивает несколько больший выигрыш в силе и более высокий КПД, чем упомянутые выше, но ее нельзя обрабатывать фрезерованием и шлифованием и прочность ее витков ниже, чем у трапецидальной резьбы. Кроме того, у прямоугольной резьбы при износе получается неустраняемый «мертвый ход», у трапецидальной резьбы его можно устранить разрезными стяжными гайками.

Круглая резьба имеет повышенную прочность при ударных и переменных нагрузках; она меньше, чем другие резьбы чувствительна к загрязнению, но из-за трудности изготовления и низкого КПД применяется редко.

#### *Обозначения резьб на чертежах*

Примеры обозначения резьб (а) на винте, (б) в отверстии гайки

*Резьба трапецидальная* диаметром 48 и шагом 8 мм, 7 качества

а) Tr 48x8-7e;

б) Tr 48x8-7H

*Резьба прямоугольная* диаметром 48 и шагом 8 мм, 7 квалитета

а) Пр 48x8-7e;

б) Пр 48x8-7H

*Резьба упорная* диаметром 48 и шагом 8 мм, 7 квалитета

а) S 48x8-7e;

б) S 48x8-7H

*Резьба метрическая* с крупным шагом диаметром 12 мм, 6 квалитета

а) M12-6g;

б) M12-6H

### *Материалы винтов и гаек в конструкциях винтовых домкратов*

Винты изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок: Ст4, Ст5, Ст45, Ст50, легированных 40X, 40XH, 65Г и индустриальных сталей типа У10 и др.

Для гаек в передачах, подверженных повышенному износу, применяется бронза марок Бр. ОФ10 Бр. ОСЦ 6-6-3, Бр. АХ 9-4. При работе с большими перерывами и умеренных нагрузках используют антифрикционный чугун марок АСЧ, АБЧ и серый чугун марок СЧ 12-28, СЧ 21-40.

Величины допускаемых напряжений для указанных выше материалов при статической нагрузке приведены в приложении (табл. 27.1).

### *Методика расчета параметров винтового домкрата*

#### 1. Определение параметров резьбы винта.

Из расчета на ограничение давления в резьбе определяется средний диаметр винта:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q \cdot 10^3}{\pi \cdot \psi_r \cdot \xi \cdot [P]}}$$

где  $d_2$  - делительный диаметр винта, мм;

$Q$  - грузоподъемность домкрата, кН;

$\psi_r$  - коэффициент высоты гайки:  $\psi_r = H_r/d_2$ ;

$\xi$  - отношение высоты рабочего профиля резьбы ( $h$ ) к ее шагу ( $S$  - шаг резьбы):

$$\xi = h/S.$$

Для трапецеидальной и прямоугольной резьбы  $\xi = 0,5$ , для упорной резьбы  $\xi = 0,75$ ;

$[P]$  - допускаемое давление в резьбе (табл. 27.1).

Коэффициент высоты гайки принимается в пределах:  $\psi_r = 1,2 \dots 2,5$  для цельных гаек и  $\psi_r = 2,5 \dots 3,5$  для разрезных гаек.

Таблица 27.1 - Допускаемое давление в винтовых парах

Материал винтовой пары	$[P]$ , МПа
Закаленная сталь - бронза	12...13
Незакаленная сталь - бронза	8...10
Закаленная сталь - чугун АВЧ-1, АКЧ-1	7...9
Незакаленная сталь - чугун АВЧ-2, АКЧ-2	6...7
Незакаленная сталь - чугун СЧ19-36, СЧ21-40	5

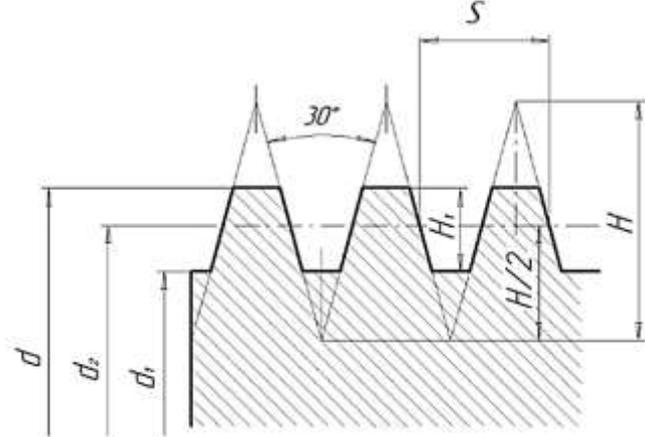
По найденной из расчета величине ( $d_2$ ) определяется ( $S$ ) шаг резьбы:

$$d_2 = 4,5 * S,$$

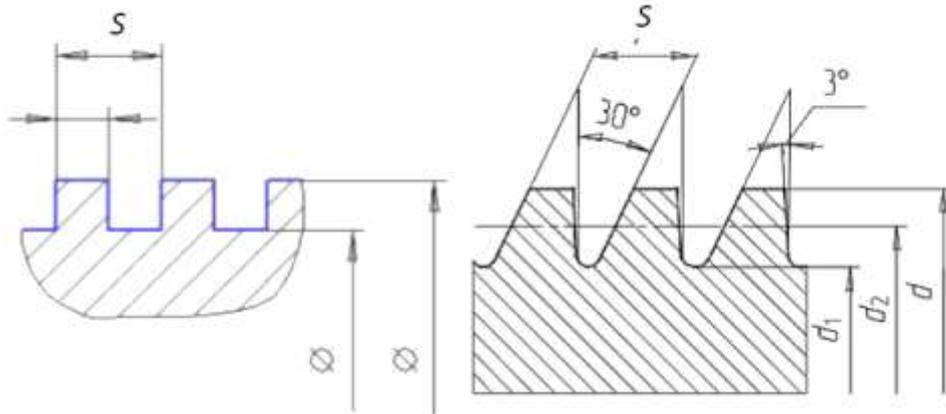
где  $S$  – шаг.

Шаг выбирается в соответствии с ГОСТ по (см. приложение табл. 27.6 и 27.7) по выбранному по ГОСТ шагу корректируются значения  $d_2$ ,  $d_1$  и  $d$  по формулам:

$$d_2 = 4,5 * S; \quad d_1 = 4 * S; \quad d = 5 * S.$$



а



б

в

Рисунок 27.2 – Пример изображения резьбы на чертеже  
а) – трапецеидальная      б) прямоугольная      в)- упорная

## 2. Определение геометрических размеров гайки (рис.27.3).

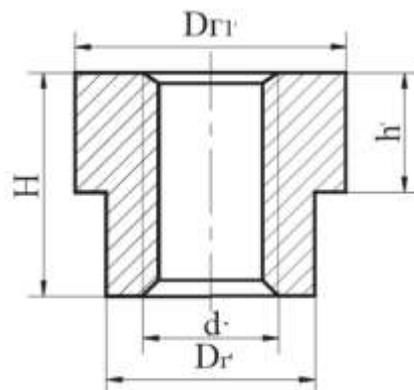


Рисунок 27.3 – Геометрические размеры гайки домкрата

Высота гайки определяется по формуле:

$$H_{\Gamma} = \psi_{\Gamma} * d_2,$$

где  $H_{\Gamma}$  – высота гайки, мм.

Количество витков резьбы в гайке находится из формулы:

$$Z_{\Gamma} = \frac{H_{\Gamma}}{S} < 10,$$

где  $Z_{\Gamma}$  – количество витков гайки.

При  $Z_{\Gamma} > 10$  следует увеличить диаметр  $d_2$  или шаг  $S$ . Необходимость этого решения вызвана неравномерностью распределения осевой нагрузки по виткам гайки.

Определяется высота буртика:

$$h = 0,6H$$

Нижняя часть гайки работает на растяжение, поэтому диаметр гайки определяется по формуле:

$$D_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]} + d^2} + 3,$$

где  $F = Q$ , кН;

$[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение растяжения, принимаемое по материалу гайки, МПа:

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

$\sigma_T$  — предел текучести находится по данным таблицы 27.2;

$s$  — коэффициент запаса прочности (1,5...2,5).

Таблица 27.2 - Механические свойства некоторых металлов для передачи винт-гайка

Марка материала	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа
Закаленная сталь	630	850
Чугун СЧ18	–	180
Чугун СЧ21	–	210
Бронза Бр010Ф1	140	230
Бронза БрА10ЖЗМц1,5	300	450

Согласовывается полученное значение со стандартными линейными размерами (Приложение табл. 27.5).

Диаметр буртика гайки определяется по допускаемому напряжению смятия от силы, действующей по оси винта:

$$D_{\Gamma 1} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{CM}]} + D_{\Gamma}^2} + 3 \text{ мм},$$

где  $[\sigma_{CM}]$  — допускаемое напряжение смятия для выбранного материала, МПа.

Принимается целое значение  $D_{\Gamma 1}$  с учетом того, что на цилиндрической поверхности буртика имеется углубление 4 мм для фиксирующего винта.

### 3. Проверка соблюдения условия самоторможения

Для большинства механизмов, использующих передачу винт – гайка, является обязательным удовлетворение условия самоторможения:

$$\psi < \varphi,$$

где  $\psi$  — угол подъема винтовой линии по среднему диаметру;

$\varphi$  — угол трения винтовой пары.

Угол трения определяется из соотношения:

$$\varphi = \arctg f_D,$$

где  $f_D$  — действительный коэффициент трения в винтовой паре ( $f_D = 0,1 \dots 0,12$ ).

По табл. 27.3 для заданной резьбы принимается  $f_{mp}$ , а угол трения

$$\varphi = \arctg f_{mp},$$

Таблица 27.3 - Значение  $f_{mp}$  в зависимости от типа и угла профиля резьбы

Тип резьбы	$\gamma$	$f_{mp}$
Крепежная метрическая резьба	30°	1,15 $f_\delta$
Ходовая трапецеидальная резьба	15°	1,03 $f_\delta$
Ходовая упорная резьба	3°	$f_\delta$
Прямоугольная резьба	0°	$f_\delta$

Угол подъема винтовой линии определяется по среднему диаметру по соотношению:

$$\psi = \arctg (S/\pi*d_2)$$

4. Определяется КПД винтовой передачи винт – гайка:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\varphi + \psi)}$$

5. Проверка обеспечения работоспособности домкрата.

Момент от усилия рабочего на рукоятке, обеспечивающий подъем груза, суммируется из момента, необходимого для преодоления сопротивления (трения) в резьбе и момента, необходимого для преодоления сопротивления (трения) на опорной кольцевой площадке.

$$P_{рук} = \frac{M_{рук}}{l_{рук}} \leq [P]_{рук},$$

где  $M_{рук}$  - момент от усилия рабочего на рукоятке, Н\*мм;

$l_{рук}$  - длина рукоятки, мм;

$[P]_{рук} = 150 \dots 300$  - допустимое усилие рабочего на рукоятке, Н.

Поскольку моменты в резьбе и на опорной площадке могут меняться от многих факторов (недостаточная смазка, заедание, задиры в резьбе и др.), то практически принимается

$$M_{рук} = 0,14 * Q * 10^3 * d$$

Если расчетная величина  $P_{рук} > [P]_{рук}$ , то увеличивается длина рукоятки или

допускается работа двух человек, при этом неудобстве работы суммарное усилие на рукоятке не удваивается, а принимается равным  $(1,8 \dots 1,9) [P]_{рук}$ .

Принимается решение обеспечения работоспособности домкрата.

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выбрать согласно варианта исходные данные для расчета (таблица 27.4).
3. Вычертить схему конструкции домкрата (рис. 27.1), дать необходимые пояснения.
4. Провести расчет параметров винтового домкрата:
  - 4.1 Определить параметры резьбы винта. Вычертить в масштабе резьбу по полученным значениям. Образец см. рис. 27.2.
  - 4.2 Определить геометрические размеры гайки. Вычертить в масштабе гайку по полученным значениям. Образец см. рис. 27.3.
  - 4.3 Проверить соблюдения условия самоторможения.
  - 4.4 Определить КПД винтовой передачи винт – гайка.
  - 4.5 Проверить обеспечения работоспособности домкрата.
5. Сделать заключение.
6. Ответить на контрольные вопросы.

### ***Содержание отчета***

1. Данные своего варианта (см. табл. 27.4).
2. Схема конструкции домкрата с необходимыми пояснениями.
3. Расчет параметров винтового домкрата (определение параметров резьбы винта, геометрических размеров гайки, КПД винтовой передачи винт – гайка, проверку соблюдения условия самоторможения, обеспечение работоспособности домкрата).
4. Эскиз в масштабе резьбы винта домкрата по полученным значениям.
5. Эскиз в масштабе гайки по полученным значениям.
6. Заключение.
7. Ответы на контрольные вопросы.

### ***Контрольные вопросы***

1. В каких узлах и механизмах применяется передача «винт-гайка»?
2. Какие требования предъявляются к материалам для изготовления рабочей пары передачи «винт-гайка»? Назовите марки материалов винтов и гаек.
3. Как выбирается основной геометрический параметр — диаметр винта в передаче «винт-гайка»?
4. В чем заключается явление самоторможения в резьбе передачи «винт-гайка»? Каково условие его удовлетворения?
5. Каковы причины низкого КПД передачи «винт-гайка»? Какие существуют способы его повышения?
6. Как определить размеры рукоятки для вращения винта в передаче «винт-гайка»?
7. Какими преимуществами и недостатками в сравнении с другими видами передач обладает передача «винт-гайка»?

### Задание

Провести расчет механизма домкрата с передачей винт – гайка грузоподъемностью  $Q$ , кН. на высоту подъема груза  $l$ , м, длина рукоятки  $lp$ , м.

Гайка неподвижна, а винт вращается и совершает возвратно поступательное движение.

**Таблица 27.4 – Исходные данные**

Вариант	Грузоподъемность $Q$ , кН	Высота подъема груза $l$ , м	Наименование резьбы	Материал винта	Конструкция материала гайки	Длина рукоятки $lp$ , м
1	20	0,2	Прямоугольная	Закаленная сталь	Чугун	0,4
2	25	0,3				45
3	30	0,4				5
4	35	0,5				55
5	40	0,2				6
6	45	0,3				65
7	50	0,4	Трапецидальная	Незакаленная сталь	Бронза	7
8	60	0,5				75
9	70	0,2				8
10	80	0,3				85
11	90	0,4				9
12	100	0,5				95
13	20	0,2	Упорная	Закаленная сталь	Чугун	55
14	25	0,3				6
15	30	0,4				65
16	35	0,5				7
17	40	0,2				75
18	45	0,3				8
19	50	0,4	Незакаленная сталь	Бронза	1,0	
20	60	0,5			1,2	

### Пример решения практического задания

Исходные данные:

Грузоподъемность $Q$ , кН	Высота подъема груза $l$ , м	Наименование резьбы	Материал винта	Конструкция и материал гайки	Длина рукоятки $lp$ , м
80	0,3	Трапецидальная	Незакаленная сталь	Цельная из бронзы	1,2

1. Определение параметров резьбы винта.

Средний диаметр винта:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q \cdot 10^3}{\pi \cdot \psi_T \cdot \xi \cdot [P]}}$$

$Q = 80$ кН (по исходным данным);

$\psi_T = 2$  (для цельных гаек);

$\xi = 0,5$  (Для трапецеидальной резьбы);  
[P] = 10 МПа (табл. 27.1).

$$d_2 = \sqrt{(80 \cdot 1000) / (3,14 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 10)} = 50,475 \text{ мм}$$

По  $d_2 = 50$  мм по табл.27.6 определяется (S) шаг резьбы (из 1 ряда): S = 12 мм

корректируются значения  $d_2$ ,  $d_1$  и  $d$

$$d_2 = 4,5 \cdot S = 4,5 \cdot 12 = 54 \text{ мм}$$

$$d_1 = 4 \cdot S = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм}$$

$$d = 5 \cdot S = 5 \cdot 12 = 60 \text{ мм.}$$

Выполняется в масштабе резьбу по полученным значениям. Образец см. рис. 27.2.

2. Определение геометрических размеров гайки.

Высота гайки определяется:

$$H_{\Gamma} = \psi_{\Gamma} \cdot d_2 = 2 \cdot 54 = 108 \text{ мм}$$

Количество витков резьбы в гайке находится из формулы:

$$Z_{\Gamma} = \frac{H_{\Gamma}}{S} < 10, \quad \text{Условие выполняется}$$

Высота буртика равна:

$$h = 0,6H = 0,6 \cdot 108 = 64,8 \text{ мм}$$

Принять  $h = 65$  мм.

Нижняя часть гайки работает на растяжение, поэтому диаметр гайки определяется по формуле:

$$D_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_P]} + d^2} + 3,$$

где F = Q, кН;

[ $\sigma_P$ ] — допускаемое напряжение растяжения, принимаемое по материалу гайки, МПа:

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

$\sigma_T$  — предел текучести находится по данным таблицы 2;

s — коэффициент запаса прочности (1,5...2,5).

По табл. 27.2 для бронзы БрО10Ф1  $\sigma_T = 140$  МПа. Коэффициент запаса прочности принимается  $s = 2,5$ .

Подставляя принятые значения, получено допускаемое напряжение растяжения:

$$[\sigma_P] = 140 / 2,5 = 56 \text{ МПа}$$

$$D_{\Gamma} = \sqrt{[(4 \cdot 80 \cdot 1000) / (3,14 \cdot 56) + 60^2]} + 3 = 76,6 \text{ мм}$$

Согласовываем полученное значение со стандартными линейными размерами (табл. 27.5). Принять  $D_{\Gamma} = 80$  мм.

Диаметр буртика гайки определяется по допускаемому напряжению смятия от силы, действующей по оси винта:

$$D_{Г1} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{CM}]}} + D_{Г}^2 + 3 \text{ мм},$$

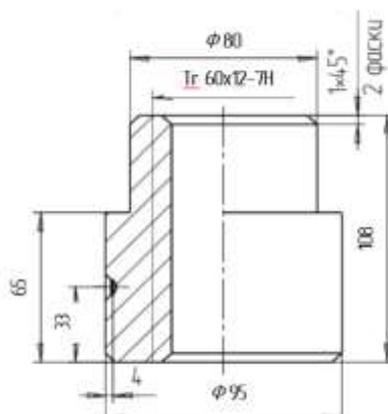
где  $[\sigma_{CM}]$  — допускаемое напряжение смятия для выбранного материала, МПа.

Для бронзы  $[\sigma_{CM}] = 80$  МПа

$$D_{Г1} = \sqrt{[(4 \cdot 80 \cdot 1000) / (3,14 \cdot 80) + 80^2]} + 3 = 90,6 \text{ мм}$$

С учетом того, что на цилиндрической поверхности буртика имеется углубление 4 мм для фиксирующего винта принять  $D_{Г1} = 95$  мм.

Вычерчивается эскиз гайки с рассчитанными размерами.



Эскиз гайки с рассчитанными размерами

### 3. Проверка соблюдения условия самоторможения

Условие самоторможения:

$$\psi < \varphi,$$

где  $\psi$  — угол подъема винтовой линии по среднему диаметру;

$\varphi$  — угол трения винтовой пары.

Угол трения определяется из соотношения:

$$\varphi = \arctg f_D,$$

где  $f_D$  — действительный коэффициент трения в винтовой паре ( $f_D = 0,1 \dots 0,12$ ).

По табл. 3 для трапецеидальной резьбы принять  $f_{mp} = 1,03 \cdot f_D = 0,12$ , а угол трения

$$\varphi = \arctg 0,12 = 6,84^\circ.$$

Для всех видов резьбы угол подъема определяется по соотношению:

$$\psi = \arctg (S / \pi \cdot d_2)$$

$$\psi = \arctg (12 / 3,14 \cdot 54) = \arctg (0,07) = 4^\circ$$

Условие выполняется  $\psi = 4^\circ < \varphi = 6,84^\circ$

4. КПД передачи винт – гайка

КПД винтовой передачи винт – гайка:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi + \psi)}$$

$$\eta = \operatorname{tg} 4 / \operatorname{tg}(6,84 + 4) = 0,37$$

5. Обеспечение работоспособности домкрата.

$$P_{\text{рук}} = \frac{M_{\text{рук}}}{l_{\text{внк}}} \leq [P]_{\text{рук}},$$

$$M_{\text{рук}} = 0,14 * Q * 10^3 * d$$

$$M_{\text{рук}} = 0,14 * 80 * 10^3 * 60 = 672000 \text{ Н*мм}$$

$$P_{\text{рук}} = 672000 / 1200 = 560 \text{ Н}$$

Расчетная величина  $P_{\text{рук}} > [P]_{\text{рук}}$ . Принимаем решение: Работу приспособления для заданной грузоподъемности производить усилием двух рабочих.

Приложение

Таблица 27.5 - Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69, мм

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры					
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40						
8,0	8,0	8,0	40	40	40	40	200	200	200	205						
		8,5									42	210				
		8,8									44	210				
	9,0	9,0		45	45	220		220	230							
		9,2		48	240											
		9,5		49	240											
10	10	10	50	50	50	250	250	250	270							
		10,5								53	260					
		10,8								55	260					
	11	11		56	56		280	280		290						
		11,5						60			300					
		11,8						62			310					
12	12	12	63	63	63	320	320	320	330							
		13								67	340					
	14	14		14	71		71	71		360	360	360	350			
				15										75	380	370
				15,5										78	380	
	16	16		16	80		80	80		400	400	400	410			
17			85	420		440										
17,5			85	420												
18		18	18	90		90	90	450	450		450	460				
			19											95	480	490
			19,5											98	480	

20	20	20 21	20,5	100	100	100 105	102	500	500	500 530	515
	22	22 24	21,5		110	110	108		560	560	545
			23,0				112				115
25	25	25 26		125	125	125 130		630	630	630 670	615
			28				28 30				27
	29	150			145	750			730		
	32	32	32 34		31	160	160		160 170	155	800
33				180	180			165		900	
36		36 38	35				190	175	185		
			37	925							
			39	975							

Таблица 27.6 - Диаметры и шаги трапецидальной и прямоугольной резьбы

Диаметр $d$ , мм			Шаг резьбы $S$ , мм		
1 ряд	2 ряд	3 ряд	1 ряд	2 ряд	3 ряд
10; 12	14	—	—	3	2
16; 20	18	—	—	4	2
26	22; 28	24	8	5	2
32; 40	36	30; 34; 38; 42	10	6	3
50; 60	44; 48; 52	46	12	8	3
80	70	65; 75	16	10	4
100	90; 100	85; 95	20	12	5
120	140	130; 150	24	16	6

Таблица 27.7 - Диаметры и шаги упорной резьбы (ГОСТ), мм

Диаметр $d$ , мм			Шаг резьбы $S$ , мм		
1 ряд	2 ряд	3 ряд	1 ряд	2 ряд	3 ряд
10; 12 16; 20	14; 18	—	—	—	2
26	22; 28	24	8	5	2
32; 40	36	30; 34; 38; 42	10	6	3
50; 60	44; 56	46; 48; 52	12	8	3
80	70	65; 76	16	10	4
100	90; 110	86; 95	20	12	5
120	140	130; 150	24	16	6

Примечания: При выборе диаметра резьбы следует предпочитать первый ряд второму, а второй - третьему.

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 28).

### **Сопоставление кинематических схем червячных передач. Определение геометрических соотношений в червячной передаче. Сборка и разборка червячного редуктора роликового стенда поворота обечаек при сварке**

**Цель работы:** проанализировать кинематические схемы червячных передач, усвоить устройство червячного редуктора и назначение его отдельных узлов, освоить методику определения геометрических параметров червяка и червячного колеса.

#### ***Основные теоретические положения***

Червячные или зубчато-винтовые передачи применяются для передачи движения между валами с перекрещивающимися осями. Оси червяка и колеса перекрещиваются в пространстве чаще всего под углом  $90^\circ$ .

Достоинством червячных передач является возможность осуществления большого передаточного числа в одной ступени при сравнительно небольших габаритах. При скольжении витков червяка по зубьям червячного колеса выделяется много тепла и происходит износ трущихся пар, что является недостатком червячных передач. Поэтому в червячных редукторах надо отводить тепло. Для этого корпуса редукторов делают с ребрами, применяют искусственное охлаждение, например, ставят вентилятор.

По расположению червяка и червячного колеса различают червячные механизмы с верхним, нижним, боковым и вертикальным червяками (рисунок 28.1).

В зависимости от формы профиля витка различают:

а) архимедов червяк - это цилиндрический червяк, торцовый профиль витка которого является архимедовой спиралью (этот червяк подобен винту с трапецеидальной резьбой);

б) эвольвентный червяк имеет эвольвентный профиль витка в его торцовом сечении;

в) конволютный червяк - это такой червяк, у которого торцовый профиль витка является удлиненной или укороченной эвольвентой.

В машиностроении из цилиндрических червяков наиболее распространены архимедовы червяки. Их можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках.

По количеству витков червяки делят на однозаходные и многозаходные, по направлению витка - левые или правые. Наиболее распространено правое направление с числом витков червяка  $z_1$ , зависящим от передаточного числа  $u$ .

С увеличением числа витков червяка возрастает угол подъема винтовой линии, что повышает КПД передачи. Поэтому однозаходные (одно-витковые) червяки не всегда рекомендуется применять.

Геометрические параметры червячного зацепления показаны на рисунке 28.2.

В большинстве случаев червяки изготавливают за одно целое с валом, режу - отдельно от вала, а затем закрепляют на нем.

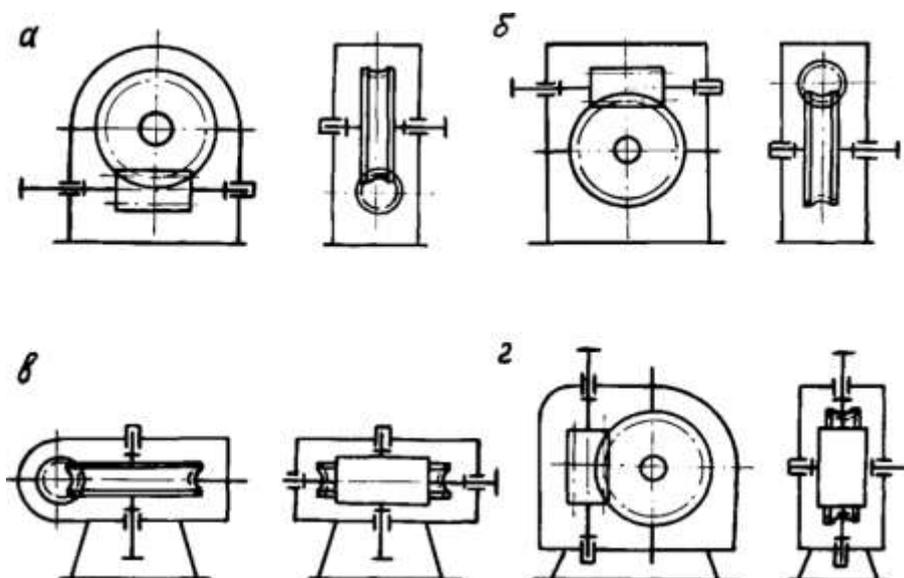


Рисунок 28.1 - Схема расположения червяка и червячного колеса  
 а) - нижнее; б) – верхнее; в) – горизонтальное; г) – вертикальное

Редуктор состоит из корпуса, крышки, узла червячного колеса и червяка с опорами, крышек подшипников и регулировочных колес (рисунок 28.3).

Разборку редуктора производят в следующем порядке. Снимают крышку и извлекают узел червячного колеса. Затем отворачивают винты крепления крышек подшипников и извлекают узел червяка. Сборка редуктора производится в обратном порядке.

Червяк (1) изготавливают из качественной углеродистой стали (ГОСТ 1050-74). Боковые поверхности витков червяка закаливают до высокой твердости, шлифуют, а иногда даже полируют. Форма профиля сечения витков - прямоугольная.

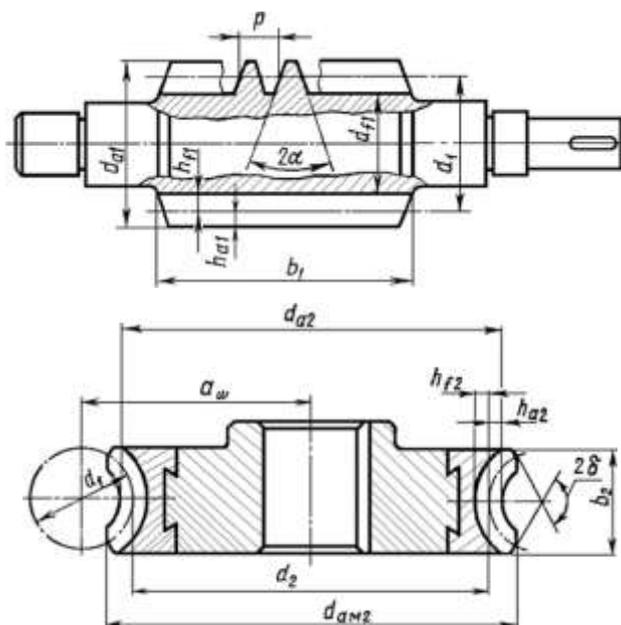


Рисунок 28.2 - Геометрические параметры червяка и червячного колеса

При вращении витки червяка скользят по зубьям червячного колеса (2), поэтому червяк и червячное колесо должны обладать антифрикционными

свойствами. Самые лучшие антифрикционные свойства у пары стальной червяк и оловянно-фосфористая бронза типа Бр ОФ 10-1 (ОСТ 190054-72), ОНФ и др. Однако оловянные бронзы дороги и дефицитны и их применяют для изготовления червячных колес со скоростью скольжения 5...25 м/с.

Безоловянные бронзы, например, алюминиево-железистые типа БрАЖ 9-4 (ГОСТ 493-79) и др., дешевле оловянных бронз, менее дефицитны и их применяют для изготовления червячных колес, где скорость скольжения 2...5 м/с.

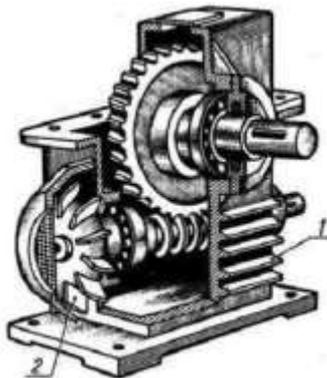


Рисунок 28.3 – Червячный редуктор

При скоростях скольжения меньше 2 м/с применяют серый (ГОСТ 1412-85) или модифицированный чугун.

Для уменьшения расхода бронзы при изготовлении червячного колеса его делают составным: зубчатый венец изготавливают из бронзы, а ступицу – из чугуна или стали.

Опоры червяка и червячного колеса представлены радиально-упорными коническими роликовыми подшипниками качения (3, 4). Такие подшипники служат для восприятия радиальной и осевой нагрузок.

Внутренние кольца подшипников устанавливают с натягом на соответствующих опорных участках валов червяка и червячного колеса. Съемные наружные кольца установлены в корпусе редуктора по переходной посадке, что важно для облегчения осевых перемещений колец при монтаже; во время регулировки червячного зацепления и зазоров в подшипниках.

В рассматриваемой конструкции червячного редуктора расстояние между опорами валов невелико, поэтому на каждом опорном участке установлено по одному подшипнику.

Регулировку натяжения подшипников осуществляют с помощью прокладок (5, 6) из стальной фольги (сталь декапированная). Их устанавливают между крышками подшипников и корпусом. Кроме регулировочных прокладок, между крышками и корпусом помещают уплотнительные прокладки (изготовленные из картона).

Корпус редуктора (7) служит для установки в него собранных узлов, для регулировки зацепления и его смазки, а также для охлаждения редуктора. Корпус редуктора РЧП сделан разъемным по горизонтальной плоскости, проходящей через ось вала колеса.

*Методика определения основных параметров зацепления*

1. Рассчитать передаточное число редуктора  $U$  по формуле, принять по табл. 28.3

$$U = Z_2 / Z_1 \quad (28.1)$$

2. Определить осевой модуль  $m$ , мм, зацепления по формуле:

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 2}. \quad (28.2)$$

Полученные значения модуля округлить до ближайшего стандартного  $m_{ст}$  по табл. 28.4.

3. Определить делительные диаметры червяка  $d_1$  и колеса  $d_2$  по формулам:

$$d_1 = m_{ст} q_{ст}, \quad d_2 = m_{ст} Z_2. \quad (28.3)$$

$q_{ст}$  выбрать по стандартному модулю (табл. 28.4, 28.5).

4. Рассчитать диаметр вершин витков червяка  $d_{a1}$  и зубьев червячного колеса  $d_{a2}$  по следующим формулам:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2h_a \\ d_{a2} &= d_2 + 2h_a \end{aligned} \quad (28.4)$$

где  $h_a$  – высота головки зуба  $h_a = m_{ст}$ , мм.

5. Вычислить наибольший диаметр червячного колеса по формуле:

$$d_{am2} = d_{a2} + 2h_{a\dot{2}} \quad (28.5)$$

6. Найти диаметр впадин зубьев колеса по формуле:

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f, \quad (28.6)$$

где  $h_f$  – высота ножки зуба, мм, рассчитываемая по уравнению:

$$h_f = h_a + c = m_{ст} + 0,2m_{ст} = 1,2m_{ст}. \quad (28.7)$$

7. Определить угол подъема винтовой линии червяка по формуле:

$$\gamma = \arctg(Z_1 / q_{ст})$$

8. Уточнить межосевое расстояние по следующей формуле и по табл. 28.6

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 \quad (28.8)$$

9. Вычислить длину нарезной части червяка  $b_1$  и ширину венца червячного колеса  $b_2$  по формулам:

– при числе заходов  $Z_1 = 1, Z_1 = 2$ .

$$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m_{ст}, \quad (28.9)$$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}; \quad (28.10)$$

– при числе заходов  $Z_1 = 4$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m_{ст}, \quad (28.11)$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}. \quad (28.12)$$

10. Вычислить расчетный шаг червяка  $p$ , мм:

$$p = \pi * m_{ст} \quad (28.13)$$

Результаты расчетов занести в табл. 28.2.

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Вычертить предложную схему червячного редуктора (см. исходные данные и рисунок 1). По перечисленным признакам классификации описать передачу.
3. Описать порядок разборки предложенного на рис. 28.3 редуктора. Составить перечень основных деталей и узлов редуктора, указать их назначение.
4. Определить параметры червячного зацепления (см. исходные данные табл. 28.1 и Методику определения основных параметров зацепления). Результаты расчетов занести в табл. 28.2., вычертив ее в тетради.
5. Вычертить эскиз червяка и червячного колеса, проставить на нем значения полученных параметров (см. рис. 28.2 – обозначения).
6. Сформулировать выводы и заключения. В выводах необходимо отметить:
  - способы смазки червячных колес и подшипников качения;
  - особенности конструкции рассматриваемого редуктора.
  - способ охлаждения рассматриваемого редуктора.)

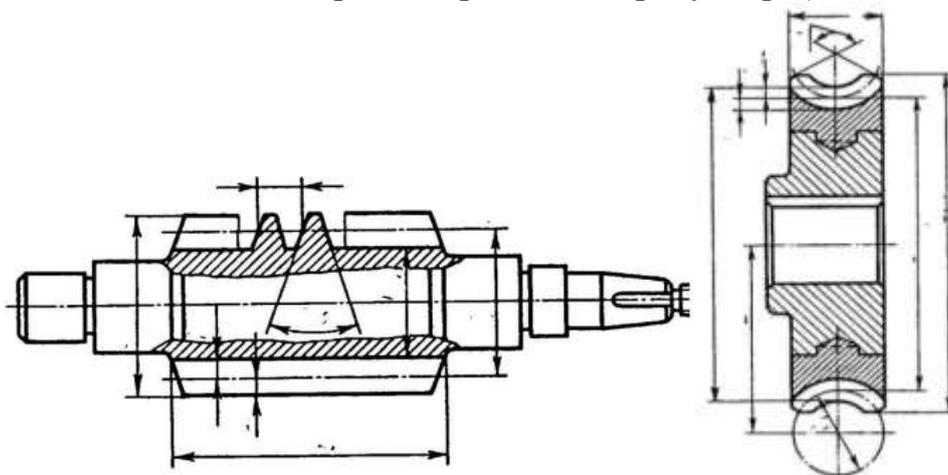


Рисунок 28.3 – Эскизы червяка и червячного колеса

### ***Содержание отчета***

1. Данные своего варианта (см. табл. 28.1).
2. Схема червячного редуктора с необходимыми пояснениями.
3. Расчет параметров червячного зацепления. Таблица с результатами вычислений.

4. Эскиз червяка и червячного колеса с проставленными на нем значения полученных параметров.

5. Выводы и заключения.

### Задание

Выполнить проектировочный расчет червячной передачи с определением межосевого расстояния, модуля, коэффициента диаметра червяка, основных диаметров червяка и парного червячного колеса.

**Таблица 28.1 – Исходные данные**

№ варианта	Схема (Рисунок 1)	$Z_1$	$Z_2$	$d_{a2}$ , мм
1	a) - нижнее;	1	31,5	550
2	б) – верхнее	2	16	480
3	в) – горизонтальное	4	8	460
4	г) - вертикальное	1	40	520
5	a) - нижнее;	2	20	620
6	б) – верхнее	4	10	580
7	в) – горизонтальное	1	50	420
8	г) - вертикальное	2	25	400
9	a) - нижнее;	4	12,5	640
10	б) – верхнее	1	63	380
11	в) – горизонтальное	2	14	440
12	г) - вертикальное	4	9	500
13	a) - нижнее;	1	45	600
14	б) – верхнее	2	28	620
15	в) – горизонтальное	4	14	650

**Таблица 28.2 - Рассчитанные параметры зацепления**

Параметры	Значения
Передаточное число $U$	
Стандартный модуль $m$ , мм	
Коэффициент диаметра червяка $q$	
Диаметр делительной окружности $d$ , мм:	
– червяка $d_1$	
– колеса $d_2$	
Диаметр окружности вершин $d_a$ , мм:	
– червяка $d_{a1}$	
– колеса $d_{a2}$	
Диаметр окружности впадин $d_f$ , мм:	
– червяка $d_{f1}$	
– колеса $d_{f2}$	
Наибольший диаметр червячного колеса $d_{am2}$ , мм	
Межосевое расстояние $a_w$ , мм	
Угол подъема винтовой линии червяка $\gamma$ , град.	
Длина нарезной части червяка $b_1$ , мм	
Ширина колеса $b_2$ , мм	
Шаг червяка $p$ , мм	

Таблица 28.3 – Номинальные значения передаточных чисел  $u$  (по ГОСТ 2144-76)

1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	33,5	45	56	71

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму

Таблица 28.4 - Основные параметры червячных передач (ГОСТ 2144–76)

$a_w, мм$		$m, мм$	$q, мм$	$z_2:z_1 = u$		
1 ряд	2 ряд					
63		3,15	8	32:4	32:2	32:1
80		4	8	32:4	32:2	32:1
100		5	8	32:4	32:2	32:1
		4	10	40:4	40:2	40:1
125		5	10	40:4	40:2	40:1
		4	12,5	50:4	50:2	50:1
	140	5	16	40:4	40:2	40:1
		5	10	46:4	46:2	46:1
160		8	8	32:4	32:2	32:1
200		10	8	32:4	32:2	32:1
		8	10	40:4	40:2	40:1
250		12,5	8	32:4	32:2	32:1
		10	10	40:4	40:2	40:1
		8	12,5	50:4	50:2	50:1
	280	10	16	40:4	40:2	40:1
		10	10	46:4	46:2	46:1
400		20	8	32:4	32:2	32:1
		16	10	40:4	40:2	40:1
500		20	10	40:4	40:2	40:1
		16	12,5	50:4	50:2	50:1

Таблица 28.5 - Стандартные значения модуля, коэффициента толщины червяка и числа заходов

Модуль $m, мм$	Число заходов червяка $Z_1$ при коэффициенте диаметра червяка $q$							
	8	(9)	10	(12)	12,5	(14)	16	20
1,00	–	–	–	–	–	–	1	1; 2; 4
1,25	–	–	–	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
(1,50)	–	–	–	–	–	(1; 2; 4)	(1)	–
1,60	–	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
2,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
2,50	1; 2; 4	–	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
(3,00)	–	–	(1; 2; 4)	(1; 2; 4)	–	–	–	–
3,15	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
(3,50)	–	–	(1; 2; 4)	(1)	–	(1)	–	–
4,00	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	(1)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
5,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4

(6,00)	–	(1; 2; 4)	(1; 2; 4)	–	–	–	–	–
6,30	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4	1; 2; 4	1; 2; 4
(7,00)	–	–	–	(1; 2; 4)	–	–	–	–
8,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
10,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
(12,00)	–	–	(1;2)	–	–	–	–	–
12,50	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
(14,00)	(2)	–	–	–	–	–	–	–
16,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	
20,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	–	–	–	–

*Примечание.* В скобках приведены допускаемые значения. Следует пред почитать значения, приведенные без скобок.

Таблица 28.6 – Межосевое расстояние червячных передач (ГОСТ 2144-76)

1й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200	-	250	
2й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180	-	225		280

*Примечание.* Первый ряд следует предпочитать второму

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 29).

### Проверочный расчет червячной передачи по условиям тепловыделения

**Цель работы:** провести проверку работоспособности червячного редуктора для заданных условий работы

#### *Основные теоретические положения*

В червячной передаче имеют место сравнительно большие потери передаваемой мощности на трение, передача работает с большим тепловыделением.



а) верхний червяк  $V_s > 5 \text{ м/с}$ ; б) боковой червяк; в) нижний червяк  $V_s \leq 5 \text{ м/с}$ .

Рисунок 29.1 – Червячные редукторы с различным расположением червяка

Если отвод тепла будет недостаточен, передача перегреется. Так как смазочные свойства масла при нагреве резко ухудшаются, то возникает опасность заедания передачи и выхода ее из строя. При установившемся режиме работы червячного редуктора количество тепла, выделяемого в нем, равно количеству отводимого от него тепла. Этот тепловой баланс устанавливается при определенном перепаде температур между находящимся в редукторе маслом и окружающим корпусом воздухом. Тепловой режим работы

редуктора нормальный, если перепад температур находится в допустимых пределах. Допустимая температура масла в корпусе червячного редуктора обычно не должна превышать 70...90°C.

Для обеспечения нормальной работоспособности для червячных редукторов (закрытой передачи) производят тепловой расчет. Тепловой расчет червячной передачи выполняют как проверочный.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производят на основе теплового баланса, т. е. приравнивания тепловыделения теплоотводу.

Условие нормального теплового режима:

$$t_M \leq [t]_M$$

где  $t_M$  — температура масла в корпусе редуктора;

$[t]_M$  — допускаемая температура масла в корпусе редуктора. Допускаемое значение  $[t]_M$  зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают  $[t]_M = 60...70^\circ\text{C}$ , для авиационных масел  $[t]_M = 100-120^\circ\text{C}$ ;

$t_M$  определяют из условия теплового баланса, а именно: выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{отв}};$$

$Q_{\text{выд}}$  — количество теплоты, выделяемое передачей при непрерывной работе;

$Q_{\text{отв}}$  — количество теплоты, отводимое свободной поверхностью корпуса передачи за то же время.

Количество теплоты, выделяющейся в передаче в секунду, или тепловая мощность

$$Q_{\text{выд}} = P_1 (1 - \eta)$$

где  $P_1$  — мощность на входном валу передаваемая червяком, Вт;

$\eta$  — КПД передачи.

Таблица 29.1 - Значение КПД в зависимости от числа заходов червяка

Число заходов червяка $Z_1$	КПД передачи с учетом потерь на трение в подшипниках
1	0,70–0,75
2	0,75–0,82
4	0,82–0,92

Количество тепла, отводимое через поверхность охлаждения корпуса редуктора:

$$Q_{\text{отв}} = K_T \cdot (t_M - t_0) \cdot A \cdot \Psi,$$

где  $t_M$  — внутренняя температура редуктора или температура масла, °C;

– температура окружающей среды (воздуха), °C (при проектировании обычно принимают  $t_0 = t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$ );

$K_T$  — коэффициент теплопередачи — количество теплоты, передаваемое в окружающую среду с единицы поверхности в 1 С при разности температур в 1°C, Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

При нормальной циркуляции воздуха вокруг корпуса  $K_T = (14-17,5)$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С), при плохой –  $K_T = (8-10,5)$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С). Для чугунных корпусов принимают  $K_T = 8-17$  Вт/(м<sup>2</sup>·С) — большие значения принимают при незначительной шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка).

При свободном конвективном охлаждении коэффициент теплоотдачи  $K_T = 8...17$  Вт/м<sup>2</sup>С, при вентиляторном охлаждении (вентилятор обычно закрепляют на свободном конце вала-червяка) -  $K_T = 20...28$  Вт/м<sup>2</sup>С, при водяном охлаждении -  $K_t = 70...100$  Вт/м<sup>2</sup>·С;

$A$  – площадь поверхности корпуса передачи, соприкасающаяся с воздухом, м<sup>2</sup>, определяемая по компоновочному чертежу (рис. 2, а); для облегчения определения площади поверхности редуктора компоновочный чертеж упрощают до формы, представленной на рис. 2, б. В площадь поверхности охлаждения  $A$  входит площадь наружной поверхности корпуса редуктора без днища. Если корпус снабжен охлаждающими ребрами, то учитывают только 50% площади их поверхности;

$\Psi$  - коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму,  $\Psi =$  от 0,15 до 0,25.

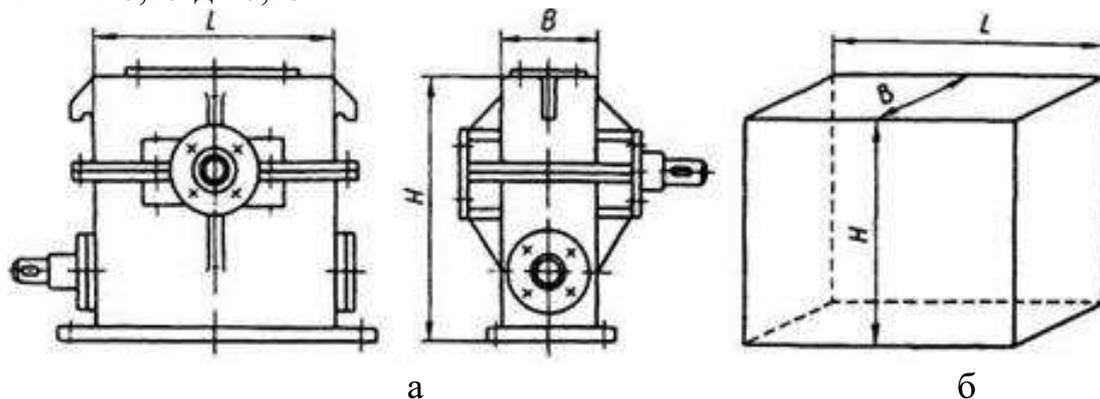


Рисунок 29.2 - Компоновочный чертеж редуктора

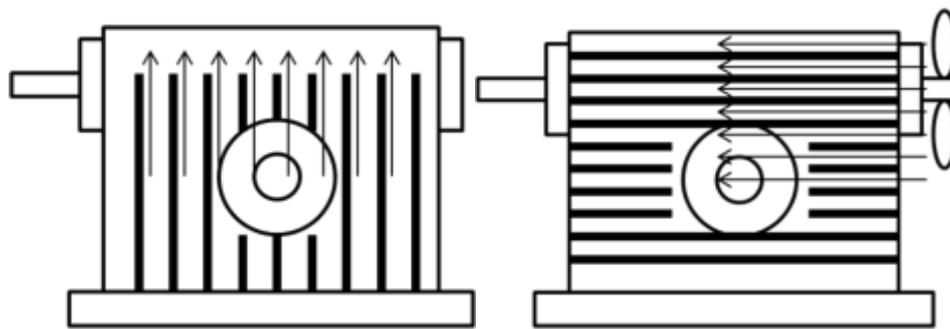
Итак, на основании теплового баланса можно определить температуру масла:

$$t_m = t_0 + \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \Psi)} \quad (29.1)$$

Если  $t_m > [t_m]$ , то должен быть предусмотрен отвод избыточной теплоты. Это достигается оребрением редуктора и искусственной вентиляцией.

При естественном охлаждении ребра располагают, исходя из лучшего условия обтекания их воздухом – вертикально, (рис. 29.3 а), так как нагретый воздух поднимается вверх.

При искусственном обдуве воздухом ребра располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора, обычно горизонтально (рисунок 29.3 б). Искусственный обдув осуществляется путем установки вентилятора на вал червяка.



а) вертикальные ребра

б) горизонтальные ребра

Рисунок 29.3– Варианты оребрения редукторов

Для червячных передач с цилиндрическим червяком (с окружной скоростью до 10 м/с) смазка погружением допустима независимо от того, окунается в смазку червяк или червячное колесо. В червячных передачах с нижним расположением червяка его следует погружать в смазку не глубже высоты витка, при верхнем расположении червяка глубина погружения должна быть не ниже высоты зуба колеса.

Рекомендуемое количество масла, заливаемого в корпус, 0,5...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости (скорости скольжения) и нагруженности передачи.

Ожидаемую скорость скольжения в зацеплении определяют по формуле:

$$v'_s = 0,0043 \cdot \omega_1 \sqrt[3]{T_2} \text{ , м/с;} \quad 29.2$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость червяка, рад/с;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Н\*м.

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta, \quad 29.3$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка, Н\*м:

$U$  – передаточное число редуктора;

$\eta$  - КПД редуктора (см. табл. 29.1)

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} \text{ , Нм.} \quad 29.4$$

где  $P_1$  – мощность на валу червяка, кВт.

Кинематическую вязкость масла и способ смазывания рекомендуется выбирать в соответствии с табл. 29.2

Для смазывания червячных передач используются масла, приведенные в табл. 29.3 с указанием их вязкости при рабочей температуре.

*Способы предотвращения перегрева:*

1. Изменение корпуса (ребра жесткости, которые выбирают из условия лучшего обтекания воздухом). При естественном охлаждении в соответствии с тем, что нагретый воздух идет вверх, ребра располагают вертикально;

Таблица 29.2 - Рекомендуемые значения кинематической вязкости масла  $\nu$

Скорость скольжения $\nu_{СК}$	Кинематическая вязкость при 50°C (при 100°C)	Способ смазывания
до 1*	450 (55)	Окунанием
до 2,5*	300 (35)	
до 5**	180 (20)	
5–10	120 (12)	Струйное или окунанием
10–15	80	Струйное под давлением
15–25	60	
св. 25	45	
* Тяжелые условия работы; ** Средние условия работы		

Таблица 29.3 - Масла, применяемые для смазки червячных передач

Масло	Вязкость масла $\nu_t \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с, при $t$ °С						
	40	50	60	70	80	90	100
Цилиндровое 24 (вискозин)	550	270	140	76	48	35	24
Цилиндровое 52 (вапор)	1400	680	360	200	120	78	56
Трансмиссионное автотракторное летнее	850	400	220	95	65	47	32
Трансмиссионное с присадкой, летнее	50	400	220	95	65	47	32
Тракторное АК-15 (автол 18)	230	115	70	43	28	22	16
Автотракторное АКЗп-10	68	44	30	22	16	13	9
Автотракторное АКЗп-6	37	28	21	15	13	11	5

- Установка вентилятора на валу червяка (ребра располагают вдоль направления потока) (рис.29.4);
- Установка масляного радиатора;
- Установка в масляную ванну змеевика, по которому пропускают проточную воду.

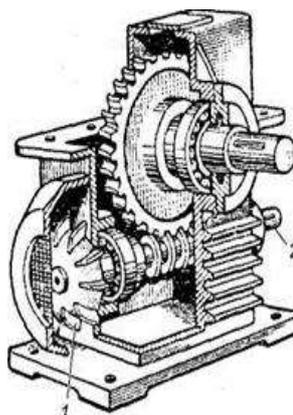


Рисунок 29.4 - Червячный редуктор с нижним расположением червяка:  
1 — вентилятор 2 — ведущий вал редуктора

### **Порядок проведения работы**

- Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
- Выписать исходные данные по своему варианту.

3. Определить площадь поверхности корпуса (без учёта бобышек и выступов). Площадь поверхности корпуса вычислить по формуле:  $A = 2H \cdot B + 2H \cdot L + B \cdot L$ .

4. Выбрать коэффициент теплопередачи  $K_T$ , в зависимости от системы охлаждения материала корпуса редуктора (выбрать произвольно).

5. Задаться коэффициентом, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму  $\Psi$ , ( $\Psi =$  от 0,15 до 0,25).

6. Определить температуру масла в редукторе (см. формулу 29.1).

7. Сделать заключение об условии нормального теплового режима, ( $t_m \leq [t]_m$ ), дать свои предложения.

8. Определить ожидаемую скорость скольжения в зацеплении, используя свои исходные данные и формулы 29.2, 29.3, 29.4

9. Выбрать кинематическую вязкость масла и способ смазывания в соответствии с табл. 29.2.

10. Выбрать вид масла (см. табл. 29.3) по требуемой вязкости и вычисленной рабочей температуре.

11. Предложить один из подходящих способов предотвращения перегрева.

12. Выполнить эскиз корпуса червячного редуктора по своим размерам, образец см. рис. 29. 2

13. Ответить на контрольные вопросы

14. Сформулировать выводы и заключения. В выводах необходимо отметить:

- работоспособность червячного редуктора на основании теплового расчета;
- вид масла.
- способ предотвращения перегрева рассматриваемого редуктора.

### ***Содержание отчета***

1. Данные своего варианта (см. табл. 29.4).
2. Расчет температуры масла в редукторе с необходимыми пояснениями.
3. Способ смазывания и вид масла.
4. Описание подходящего способа предотвращения перегрева.
5. Эскиз корпуса червячного редуктора по своим размерам.
6. Ответы на контрольные вопросы.
5. Выводы и заключения.

### **Контрольные вопросы**

1. В чем суть теплового расчета червячной передачи – для чего он выполняется?
2. Какова допустимая температура масла для червячных редукторов?
3. Какие меры применяют, если тепловой расчет дал неудовлетворительный результат?

### **Задание**

Провести проверку работоспособности червячного редуктора для заданных по варианту условиям работы.

Данные для расчета:

Мощность на валу червяка  $P_1$ , кВт;

Угловая скорость вала червяка  $\omega_1$ , рад/с;

Число витков червяка,  $Z_1$ ;

Передаточное число редуктора  $U$ .

Таблица 29.4 - Исходные данные

Вариант	$P_1$ , кВт	$\omega_1$ , рад/с	$Z_1$	$U$	$a_w$ , мм	Параметры корпуса редуктора (см. рисунок 29.2)		
						L, мм	B, мм	H, мм
1	2,6	150	1	30	160	420	120	460
2	3,2	140		35	150	410	110	450
3	4	190		50	140	400	100	440
4	1,8	96	2	16	130	390	90	430
5	3,3	92		24	120	380	80	420
6	2,7	138		20	110	370	70	410
7	4,1	66	4	8	100	360	60	400
8	1,9	78		11	170	430	130	470
9	4,2	102		14	180	440	140	480
10	3,4	180	1	40	190	450	150	490
11	2,0	167		38	160	420	120	500
12	2,8	260		45	150	410	110	460
13	4,3	102	2	17	140	400	100	450
14	2,1	112		21	130	390	90	440
15	3,5	144		25	120	380	80	430
16	4,4	72	4	9	110	370	70	420
17	2,9	84		12	100	360	60	410
18	2,2	105		15	170	430	130	400
19	4,5	119	1	31	180	440	140	470
20	3,6	182		26	190	450	150	480

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 30).

### Проектирование клиноременной передачи и проверочный расчет прочности ремня

**Цель работы:** провести проектный расчет для определения геометрических параметров клиноременной передачи; выполнить проверочный расчет прочности ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви передачи и проверить долговечность ремня.

#### **Основные теоретические положения**

Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень которой имеет клиновую форму поперечного сечения, называют клиноременной (рис.1). Клиноременную передачу выполняют только открытой. Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине.

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

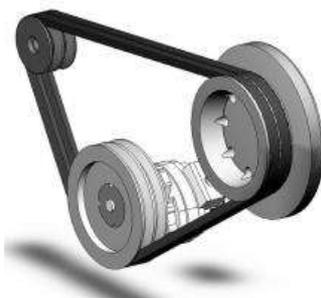


Рисунок 30.1 - Механизм с клиноременной передачей

Число клиновых ремней часто принимают от трех до пяти (максимально восемь ремней), но передача может быть и с одним ремнем. Форму канавки шкива проектируют так, чтобы между шкивом и ремнем постоянно был гарантированный радиальный зазор  $\delta$  (рис.2).

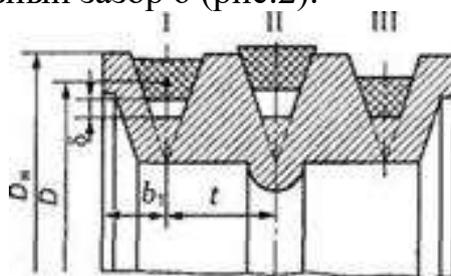


Рисунок 30.2 - Установка клинового ремня на шкиве

Рабочие поверхности — это боковые стороны ремня, поэтому клиновый ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива.

Клиноременные передачи в машиностроении применяют чаще, чем плоскоременные. Однако скорость этой передачи не должна превышать 30 м/с, так как при  $v > 30$  м/с клиновые ремни начинают вибрировать. Оптимальная окружная скорость, при которой передача работает устойчиво,  $v = 5-25$  м/с.

Передачное число для одноступенчатой клиноременной передачи  $< 8$ .

*Достоинства* клиноременной передачи по сравнению с плоскоременной:

- возможность передачи большей мощности;
- допустимость меньшего межосевого расстояния,  $a$ ;
- возможность меньшего угла обхвата, на малом шкиве (см. рис. 30.1).

*Недостатки:*

- большая жесткость и, как следствие, — меньший срок службы ремня;
- необходимость особых приемов при надевании ремня;
- зависимость размеров проектируемой передачи от подобранного (по таблице регламентированных длин) ремня;
- большая стоимость эксплуатации передачи при вытяжке (ремни не ремонтируются);
- большая трудоемкость изготовления шкивов;
- несколько пониженный КПД.

Основное распространение получили ремни трапециевидного сечения (рис. 30.3) с углом профиля  $= 40^\circ$ .

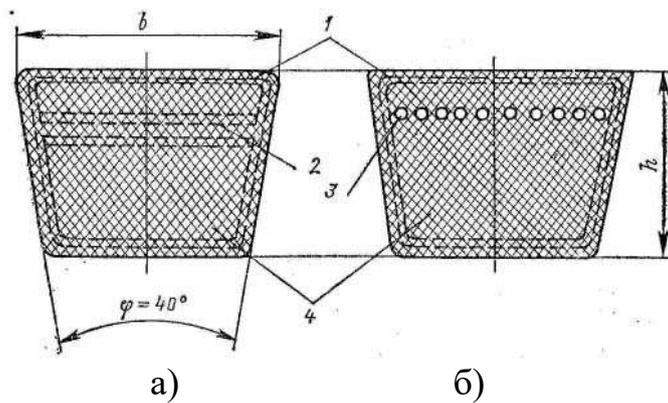


Рисунок 30.3 - Конструкции клиновых ремней:  
а — кордтканевый; б — кордшнуровой

Замкнутые бесшовные ремни изготавливают методом вулканизации в пресс-формах. Трапециевидная (клиновья) форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в 3 раза по сравнению с плоским ремнем, но вследствие большой высоты ремня эта форма неблагоприятна. Передача имеет более низкий КПД. Эти недостатки отчасти компенсируются тем, что ремень изготавливают из материала с малым модулем упругости (из резины), а несущие кордовые слои имеют наибольшую толщину и располагаются около нейтральной плоскости ремня. Промышленность выпускает клиновые ремни двух типов: кордтканевые (рис. 30.3, а) и кордшнуровые (рис. 30.3, б). Различаются они тем, что основной несущий слой у второго состоит из одного ряда толстых кордовых шнуров 3, а у первого — из нескольких рядов кордовой ткани 2. В верхней и нижней частях сечения (в зонах растяжения и сжатия) ремень заполнен резиной 4, а снаружи в несколько слоев обмотан прорезиненной тканью — обертка 1. Большую гибкость и нагрузочную способность имеют кордшнуровые ремни, у которых верхний растягиваемый слой состоит из одного ряда анидных шнуров (намотанных по винтовой линии), заключенных в слой мягкой резины.

Клиновые резино-тканевые приводные ремни выпускают семи типов: Z(O), А, В(Б), С(В), Д(Г), И(Д), ЕО(Е). Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допускаемая нагрузка и вес.

Размеры ремня (см. рис. 30.3, а): ширина большого основания ремня  $b$ ; высота ремня  $h$ ; длина ремня  $L$  — стандартизованы.

Стандартный ряд предпочтительных расчетных данных длин  $L$ , мм 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1200; 1250; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000.

При проектировании ременных передач определяют (рис. 30.4): угол  $\gamma$  между ветвями ремня, угол  $\alpha_1$  охвата ремнем малого шкива, длину ремня  $L$  и при использовании бесконечных ремней — межосевое расстояние  $\alpha$ . Расчетные диаметры шкивов и длины ремней  $L$  определяют по нейтральному слою поперечного сечения ремня.

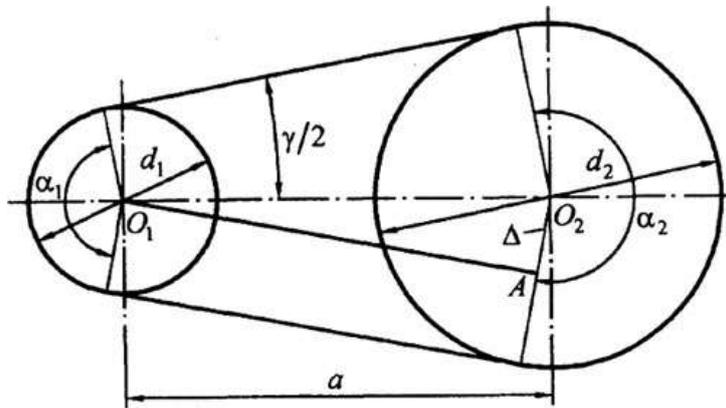


Рисунок 30.4 - Геометрические параметры ременной передачи

1. Проектный (геометрический) расчет клиноременной передачи

1.1 Выбор сечения клинового ремня.

Сечение ремня выбирают по номограмме (рис.30.5 или рис. 30.6) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом  $N_1$ , кВт (номинальная мощность двигателя), и его частоты вращения  $n_1$ , об/мин (номинальная частота вращения двигателя). При мощности до 2 кВт применяют сечение 0, а при мощности свыше 200 кВт - сечение E

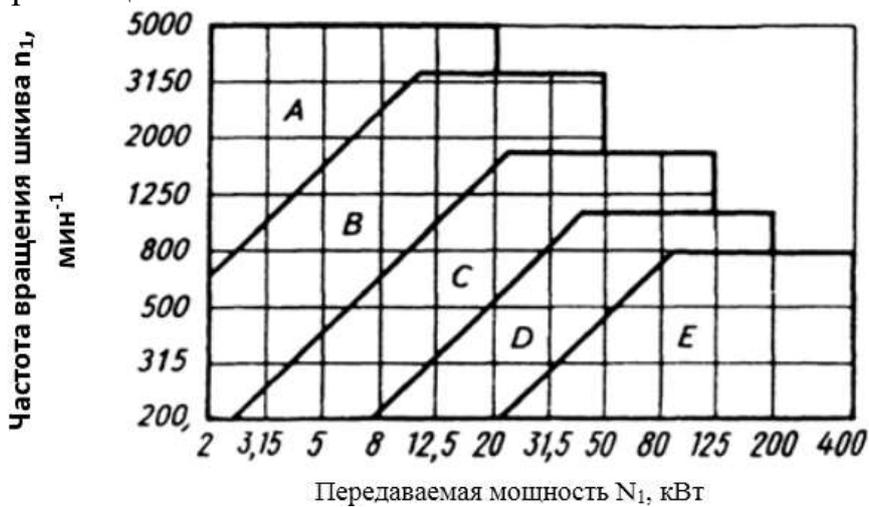


Рисунок 30.5 - Выбор сечения клинового ремня нормального сечения;



Рисунок 30.6 - Выбор сечения клинового ремня узкого сечения

1.2. Определение основных параметров клинового ремня. По таблице 30.1 определяется:

$b_p$  - ширина ремня по нейтральному слою;  
 $h$  - высота ремня;  
 $L_p$  - минимальная и максимальная длина ремня;  
 $d_1$  - диаметр ведущего шкива, мм.

1.3. Определение диаметра ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u$$

(округлить до стандартного, таблица 30.1).

Таблица 30.1 - Параметры клиновых ремней

	Тип	Размеры сечений, мм			Площадь сечения, см <sup>2</sup>	$L_p (L_o)$	$d_1$
		$b_p$	$b_o$	$h$			
Нормального сечения	Z (O)	8,5	10	6	0,47	400÷25000 (1320)	63,71,80,90
	A (A)	11	13	8	0,81	560÷4000 (1700)	100,112,125
	B (Б)	14	17	10,5	1,88	800÷6300 (2240)	125,140,160,180
	C (B)	19	22	13	2,3	1800÷10000(3750)	200,225,250,280
	D (Г)	27	32	19	4,76	9150÷14000(6000)	315,355,400,450
	E (Д)	32	38	23,5	6,92	4500÷18000(7100)	500,560,630
Узкого сечения	EO(E)	42	50	30	11,72	6300÷18000	800,900,1000
	SPZ (УO)	8,5	10	8	56	630÷3350 (1600)	63, 71, 80
	SPA (УA)	11	13	10	94	800÷4500 (2500)	90, 100, 112
	SPB (УБ)	14	17	13	157	1250÷8000 (3550)	140, 160, 180
	SPC (УB)	19	22	18	266	2000÷8000 (5600)	250, 280, 315

1.4. Уточнение значения передаточного отношения

$$U = d_2 / d_1 (1 - S),$$

где  $S$  – относительное скольжение;  $S = 0,01 \div 0,015$ .

1.5. Проверка отклонения расчетного передаточного отношения от заданного

$$\Delta u = [(u - u_p) / u] \cdot 100 < 4\% \text{ - допустимо}$$

1.6. Определение межосевого расстояния

$$a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2), \text{ мм}$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2$$

$a_{\text{рек}}$  по таблице 30.2.

Таблица 30.2 - Рекомендуемые значения для межосевого расстояния

U	1	2	3	4	5	6
a	1,5 $d_2$	1,2 $d_2$	$d_2$	0,95 $d_2$	0,9 $d_2$	0,8 $d_2$

Принять оптимальный вариант значения межосевого расстояния – a.

1.7. Определение расчётной длины ремня

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a$$

Принять длину ремня из стандартного ряда длин ремня.

Стандартный ряд длин ремня  $L$  : 400 450 500 560 680 710 800 900  
 1000 1120 1250 1400 1600 1800 2000 2240 2500 2800 3150 3550 4000

5000 5600 6300 7100 8000 9000 10000 11200 12500 14000 16000 18000.

1.8. Определение угла обхвата ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a \geq 120^\circ$$

1.9. Определение числа клиновых ремней

1.9.1 Определение расчётной мощности, передаваемая одним ремнём

$$[N] = [N]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_U / C_P,$$

где  $[N]_0$  – номинальная мощность, передаваемая одним ремнём, определяемая по  $d_1$  и окружной скорости  $v = \pi d_1 n_1 / 60 \cdot 10^3$ , м/с; (табл. 30.3)

коэффициент угла обхвата  $C_\alpha$  (таблица 30.4);

коэффициент длины ремня  $C_L$  (таблица 30.5);

коэффициент режима работы  $C_P$  (таблица 30.6);

коэффициент передаточного числа  $u$ , учитывающий уменьшение натяжения изгиба в ремне на большом шкиве  $C_U$  (таблица 30.7);

Таблица 30.3 - Номинальная мощность  $[N]_0$ , кВт – , передаваемая одним ремнём ГОСТ 1284.3 - 80

Сече- ние ремня	Расчет- ный диаметр меньшего шкива	Мощность, кВт, при скорости ремня, м/с															Сечение узкого ремня	Ди- метр $d_1$	Мощность, кВт														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15			2	3	5	10	15	20	25	30							
Z(O) $l_s=800$	63	0,08	0,15	0,23	0,29	0,36	0,42	0,49	0,56	0,62	0,69	0,75	0,82	0,90	0,96	1,03	SPZ(40) $l_s=1600$ мм	63	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-	-	-					
	71	0,10	0,17	0,24	0,32	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,93	1,00	1,07	1,15		71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-	-	-	-				
	80 90 и более	0,11 0,20	0,29 0,37	0,45 0,53	0,61 0,67	0,69 0,76	0,85 0,93	1,00 1,11	1,19 1,27	1,33	1,41	1,47	1,54	1,61	1,69	1,77		80 90	-	0,90 0,92	1,38 1,55	2,34 2,65	3,06 3,57	3,50 4,20	3,66 4,50	3,50 4,55	-	-	-	-			
A(A) $l_s=1700$	90	0,22	0,37	0,52	0,66	0,74	0,88	1,03	1,10	1,18	1,33	1,40	1,47	1,62	1,77	1,84	SPA(4A) $l_s=2500$ мм	90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	100	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,18	1,33	1,40	1,47	1,62	1,77	1,84	1,87		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-	-	-	-				
	112 125 и более	0,22 0,44	0,37 0,59	0,52 0,74	0,66 0,96	0,81 1,10	0,96 1,25	1,10 1,40	1,25 1,54	1,40 1,69	1,54 1,84	1,69 1,99	2,06 2,20	2,29	2,46	2,65		112 125	-	1,41 1,53	2,17 2,41	3,72 4,23	4,88 5,67	5,61 6,00	5,84 7,12	5,84 7,10	-	-	-	-			
B(B) $l_s=2240$	125	-	0,59	0,74	0,96	1,10	1,33	1,47	1,69	1,92	2,06	2,28	2,42	2,65	2,70	2,88	SPB(4B) $l_s=3350$ мм	140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	140	-	0,66	0,81	1,08	1,25	1,40	1,62	1,84	1,99	2,20	2,50	2,72	2,94	3,16	3,40		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-	-	-	-				
	160 180 и более	-	0,74 0,81	0,96 1,10	1,18 1,33	1,40 1,55	1,62 1,77	1,84 1,99	2,06 2,20	2,28 2,50	2,42 2,72	2,65 2,92	2,88 3,16	3,02 3,40	3,16 3,60	3,36 3,82		180 200	-	2,46 2,64	3,80 4,12	6,70 7,3	9,05 10,0	10,6 11,9	11,4 13,1	11,5 13,3	-	-	-	-			
C(B) $l_s=3750$	200	-	1,03	1,40	1,77	2,14	2,50	2,80	3,10	3,40	3,68	3,98	4,35	4,64	4,94	5,28	SPC(4B) $l_s=5600$ мм	250	-	-	6,05	10,60	-	16,60	-	17,10	-	-	-	-	-	-	-
	224	-	1,10	1,62	2,06	2,42	2,88	3,16	3,54	3,90	4,27	4,64	5,00	5,38	5,67	5,97		280	-	-	6,60	11,50	-	18,70	-	20,70	-	-	-	-	-		
	250 280 и более	-	1,25 1,33	1,77 1,84	2,20 2,36	2,65 2,88	3,10 3,32	3,54 3,76	3,90 4,20	4,27 4,57	4,64 5,00	5,00 5,45	5,38 5,90	5,82 6,34	6,12 6,70	6,34 7,07		315	-	-	7,08	12,80	-	20,90	-	23,90	-	-	-	-	-		
D(Г) $l_s=6000$	315	-	-	-	-	4,71	5,45	6,25	7,00	7,65	8,45	9,19	9,70	10,20	10,70	11,02	K $l_s=710$ мм	50	-	-	0,17	0,29	0,40	0,47	0,53	-	-	-	-	-	-	-	-
	355	-	-	-	-	5,15	5,96	6,85	7,65	8,39	9,20	9,87	10,44	11,04	11,54	12,08		60	-	-	0,19	0,33	0,46	0,56	0,62	0,62	0,62	-	-	-	-		
	400 450 и более	-	-	-	-	5,59 6,10	6,48 6,94	7,38 7,93	8,24 8,90	9,19 9,92	10,08 10,98	10,90 11,78	11,54 12,50	12,20 13,32	12,88 13,90	13,52 14,56		80	-	-	0,21	0,37	0,52	0,64	0,70	0,70	0,70	-	-	-	-		
E(Д) $l_s=7100$	500	-	-	-	-	7,35	8,75	10,02	11,56	12,30	14,00	15,00	15,98	16,90	17,65	18,40	Л $l_s=1600$ мм	100	-	-	0,50	0,84	1,12	1,28	1,33	-	-	-	-	-	-	-	-
	560	-	-	-	-	8,45	9,87	11,25	12,60	12,90	15,25	16,40	17,45	18,40	19,20	20,00		112	-	-	0,55	0,95	1,27	1,47	1,53	-	-	-	-	-			
	630 710 и более	-	-	-	-	9,43 9,80	10,75 11,48	12,08 13,19	13,40 14,90	14,72 16,50	16,08 18,00	17,35 19,50	18,70 21,00	20,20 21,60	21,20 22,90	22,30 24,10		125	-	-	0,59	1,04	1,39	1,63	1,70	-	-	-	-	-			
E(O) $l_s=1000$ и более	800	-	-	-	-	11,75	13,80	15,90	17,90	19,80	21,80	23,70	25,60	27,50	29,30	31,00	М $l_s=2240$ мм	180	-	-	1,45	2,40	3,02	3,18	3,26	-	-	-	-	-	-	-	-
	900	-	-	-	-	13,10	15,45	17,80	20,20	23,10	25,20	27,20	29,10	31,10	32,90	34,60		200	-	-	1,63	2,76	3,58	3,47	4,04	-	-	-	-	-			
	1000 и более	-	-	-	-	14,35	16,90	19,50	22,10	24,60	27,20	29,80	32,00	34,20	36,40	38,20		224	-	-	1,80	3,13	4,12	4,66	4,95	-	-	-	-	-			

Сече- ние ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Мощность, кВт, при скорости ремня, м/с														
		16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Z(O)	63	1,09	1,13	1,18	1,22	1,26	1,30	1,26	1,24	1,20	1,18	-	-	-	-	-
	71	1,22	1,27	1,30	1,34	1,38	1,43	1,39	1,34	1,32	1,26	-	-	-	-	-
	80 90 и более	1,27 1,40	1,33 1,47	1,39 1,55	1,45 1,60	1,51 1,67	1,55 1,74	1,55 1,78	1,55 1,78	1,51 1,65	1,47 1,62	-	-	-	-	-
A(A)	90	1,77	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84	1,80	1,75	1,69	-	-	-	-	-
	100	1,91	1,95	1,90	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99	1,91	1,91	-	-	-	-	-
	112 125 и более	2,12 2,33	2,20 2,41	2,29 2,50	2,33 2,57	2,41 2,65	2,41 2,65	2,41 2,65	2,41 2,65	2,33 2,65	2,29 2,65	-	-	-	-	-
B(B)	125	2,94	2,94	2,94	2,94	2,94	2,88	2,80	2,72	2,65	2,50	-	-	-	-	-
	140	3,32	3,46	3,54	3,60	3,60	3,60	3,54	3,46	3,24	3,24	-	-	-	-	-
	160 180 и более	3,76 4,05	3,90 4,27	4,05 4,42	4,20 4,57	4,35 4,71	4,35 4,85	4,35 4,94	4,35 4,94	4,35 4,94	4,35 4,94	-	-	-	-	-
C(B)	200	5,52	5,82	6,00	6,19	6,25	6,25	6,19	6,12	6,05	5,90	-	-	-	-	-
	224	6,25	6,55	6,78	7,00	7,15	7,15	7,15	7,00	6,85	6,70	-	-	-	-	-
	250 280 и более	6,63 7,29	6,94 7,40	7,15 7,58	7,36 7,80	7,50 7,95	7,70 8,02	7,73 8,10	7,73 8,10	7,73 8,10	7,73 8,10	-	-	-	-	-
D(Г)	315	11,40	11,62	11,78	11,90	11,90	11,82	11,62	11,40	11,10	10,08	-	-	-	-	-
	355	12,50	13,00	13,30	13,52	13,72	13,82	13,82	13,72	13,60	13,32	12,92	12,54	-	-	-
	400 450 и более	14,11 15,14	14,62 15,72	15,00 16,19	15,42 16,60	15,72 17,00	16,08 17,25	16,19 17,25	16,19 17,45	16,03 17,45	15,80 17,25	15,38 17,20	15,00 16,90	14,70 16,55	14,41 16,19	14,01 15,72
E(Д)	500	19,00	19,50	19,85	20,22	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46	-	-	-	-	-
	560	20,80	21,60	22,40	23,00	23,60	23,85	24,20	24,30	24,30	24,30	24,30	24,30	24,30	24,30	24,30
	630 710 и более	23,20 25,20	24,00 26,20	24,80 27,20	25,70 28,20	26,50 29,00	27,00 29,70	27,30 30,20	27,30 30,40	27,30 30,80	27,50 31,20	27,50 31,20	27,50 31,40	27,50 31,70	27,50 31,80	27,50 31,80
E	800	32,40	33,80	35,00	35,90	36,80	37,50	38,20	38,90	39,80	39,70	40,00	40,30	40,50	40,70	40,70
	900	36,00	37,30	38,40	39,50	40,60	41,00	42,60	43,40	44,10	44,90	45,60	46,00	46,30	46,30	46,30
	1000 и более	40,10	41,60	42,70	43,70	44,90	46,00	47,10	47,80	48,60	49,30	50,00	50,80	51,50	51,50	51,50

Таблица 30.4 - Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата  $C_\alpha$

$\alpha_1^\circ$	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°	100°	90°
$C_\alpha$	1,0	0,98	0,95	0,92	0,92	0,89	0,82	0,73	0,68

Таблица 30.5 - Коэффициент, учитывающий длину ремня  $C_L$  (ГОСТ 1284.3-80)

$L_P$ , мм	Сечение ремня					
	Z(0)	A	B(Б)	C(В)	Д(Г)	Е(Д)
400	0,79					
500	0,81					
560	0,82	0,79				
710	0,86	0,83				
900	0,92	0,87	0,82			
1000	0,95	0,9	0,85			
1250	0,98	0,93	0,88			
1500	1,03	0,98	0,92			
1800	1,06	1,01	0,95	0,86		
2000	1,08	1,03	0,98	0,88		
2240	1,10	1,06	1,00	0,91		
2500	1,30	1,09	1,03	0,93		
2800	-	1,11	1,05	0,95		
3150	-	1,13	1,07	0,97	0,86	
4000	-	1,17	1,13	1,02	0,91	
4750	-	-	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	-	-	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	-	-	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	-	-	-	1,16	1,05	1,01
9000	-	-	-	1,21	1,09	1,05
10000	-	-	-	1,23	1,11	1,07

Таблица 30.6 - Коэффициент режима работы  $C_P$

Условия работы	$C_P$ при числе смен			Ресурс ремней I $L_h$ , час
	1	2	3	
Легкий режим, перегруз до 120%	1,0	1,1	1,4	5000
Средний режим, перегруз до 150%	1,1	1,2	1,5	2000
Тяжелый режим, перегруз до 200%	1,2	1,3	1,6	1000
Очень тяжелый режим, перегруз до 300%	1,3	1,5	1,7	500

Таблица 30.7 - Коэффициент передаточного числа  $u$ , учитывающий уменьшение натяжения изгиба в ремне на большом шкиве  $C_U$

$U$	1	1,2	1,4	1,8	> 2,5
$C_U$	1,0	1,07	1,1	1,12	1,14

### 1.9.2. Определение числа клиновых ремней

$$z = N_1/[N] \cdot C_Z,$$

$C_Z$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 30. 8)

По условиям эксплуатации  $z_{\max} \leq 8$ , при  $z > 8$ , переходят на большее

сечение или предусматривают шкивы большего диаметра.

1.10. Определение натяжения ветви одного ремня, Н

$$F_0 = 850 \cdot N_1 \cdot C_p \cdot C_L / (Z \cdot v \cdot C_a) + \Theta \cdot v^2,$$

где  $\Theta$  - коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup> (табл.30.9)

Таблица 30.8 - Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями

Число ремней Z в комплекте	2...3	4...6	> 6
$C_z$	0,95	0,90	0,85

Таблица 30.9. Коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил  $\Theta$ , Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>

Сечение	Z(O)	A	B(Б)	C(В)	D(Г)	E(Д)	EO
$\Theta$	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

1.11. Определение силы, действующей на вал передачи

$$F_{оп} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

## 2. Проверочный расчет передачи

2.1 Проверка прочности ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{и} + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где  $\sigma_1$  - напряжение растяжения, Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_1 = F_0/A + F_t/(2 \cdot z \cdot A),$$

где  $F_0$  - натяжение ветви одного ремня, Н;

$F_t$  - окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней, Н:

$$F_t = N_1 \cdot 10^3/v;$$

где A - площадь поперечного сечения ремня, мм<sup>2</sup> – табл. 30.1.

$\sigma_{и}$  - напряжение изгиба, Н/мм<sup>2</sup>

$$\sigma_{и} = E_{и} \cdot h/d_1,$$

где  $E_{и}$  - модуль продольной упругости,  $E_{и} = 80-100$  Н/мм<sup>2</sup> для прорезиненных ремней;

h - высота сечения ремня – табл. 30.1.

$\sigma_v$  - напряжение от центробежных сил, Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}.$$

где  $\rho$  - плотность материала ремня,  $\rho = 1250 \cdot 1400$  кг/м<sup>3</sup>;

v - окружная скорость, м/с.

$[\sigma]_p = 10$  Н/мм<sup>2</sup> – допускаемое напряжение растяжения.

Если получится  $\sigma_{max} \geq [\sigma]_p$ , то следует увеличить диаметр  $d_1$  ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

## 2.2 Расчет долговечности ремней.

Определение частоты пробегов ремня  $v$ :

$$v = v/L \leq [v].$$

где  $v$  - окружная скорость, м/с;

$L$  - длина ремня, м

$[v] = 30 \text{ с}^{-1}$  - допускаемая частота пробега.

Соотношение  $v \leq [v]$  условно выражает долговечность ремня, и его соблюдение гарантирует срок службы 1000-5000 часов.

### **Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выбрать согласно варианта исходные данные для расчета (табл.30.10).
3. Провести проектный (геометрический) расчет клиноременной передачи (порядок расчета см. пункт 1 Основные теоретические положения).
4. Провести проверочный расчет передачи расчет клиноременной передачи – проверка прочности и долговечности ремня (порядок расчета см. пункт 2 Основные теоретические положения).
5. Сделать вывод о работоспособности спроектированной ременной передачи.
6. Выполнить схему спроектированной ременной передачи с простановкой численных значений полученных параметров (образец рис. 30.7).

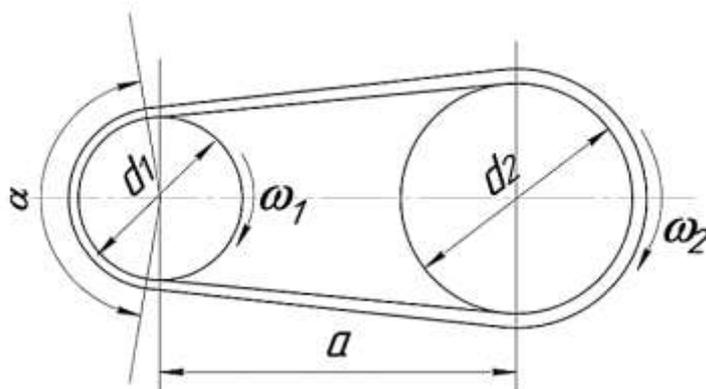


Рисунок 30.7 - Схема спроектированной ременной передачи

7. Ответить на указанные согласно варианта вопросы тест-задания.

### **Содержание отчета**

1. Данные своего варианта (см. табл. 30.10).
2. Проектный расчет ременной передачи.
3. Проверочный расчет ременной передачи на прочность и долговечность ремня.
4. Вывод о работоспособности спроектированной ременной передачи.
5. Схема спроектированной ременной передачи с простановкой численных значений полученных параметров.
6. Ответы на указанные согласно варианта вопросы тест-задания.

**Таблица 30.10 – Исходные данные**

Вариант	$N_1$ , кВт	$n_1$ , об/мин	$u$	Сечение ремня	Режим работы	Кол-во смен	Номера вопросов из тест-задания
1	1,5	400	2	Нормальный	Легкий	1	1,7,14,17,22
2	2,8	640	5	Узкий	Средний	2	3,8,11,16,21
3	3,5	900	2,5	Нормальный	Тяжелый	3	2,9,13,19,24
4	2,5	730	4	Узкий	Очень тяжелый	1	4,6,12,18,23
5	3	500	4,5	Нормальный	Легкий	2	5,10,15,20,25
6	7	700	2	Узкий	Средний	3	1,8,13,18,25
7	3	1000	5	Нормальный	Тяжелый	1	3,9,12,20,22
8	4	840	2	Узкий	Очень тяжелый	2	2,6,15,17,21
9	2,5	975	4	Нормальный	Легкий	3	4,10,14,16,24
10	5,5	720	2,5	Узкий	Средний	1	5,7,11,19,23
11	1,5	900	4,5	Нормальный	Тяжелый	2	1,9,15,18,21,
12	5	740	2	Узкий	Очень тяжелый	3	3,6,14,19,25
13	2,5	600	5	Нормальный	Легкий	1	4,7,13,20,24
14	4,5	850	4	Узкий	Средний	2	5,8,12,17,21
15	5	780	2,5	Нормальный	Тяжелый	3	3,9,12,20,22
16	3,5	500	3,15	Узкий	Очень тяжелый	1	1,7,14,17,23,
17	1	900	4,5	Нормальный	Легкий	2	3,6,11,19,25
18	4,5	860	2	Узкий	Средний	3	2,6,15,17,21
19	6	740	3,15	Нормальный	Тяжелый	1	3,8,11,16,22
20	2	720	5	Узкий	Очень тяжелый	2	4,7,13,20,25
21	1,5	840	2,5	Нормальный	Легкий	3	4,10,14,16,24
22	3	920	4	Узкий	Средний	1	2,9,13,19,23
23	6	600	2	Нормальный	Тяжелый	2	3,8,12,17,21
24	5,5	720	4,5	Узкий	Очень тяжелый	3	5,7,11,19,22
25	7	500	5	Нормальный	Легкий	1	4,6,12,17,23

*Примечание. В таблице применены следующие обозначения:*

$N_1$  – передаваемая мощность;

$n_1$  – число оборотов ведущего вала;

$u$  – передаточное отношение.

### **Вопросы тест-задания**

1. К передачам какого типа относится ременная передача?
  - а). к передачам непосредственного касания за счет сил трения;
  - б). к передачам гибкой связью зацеплением;
  - в). к передачам гибкой связью за счет сил трения.
2. Можно ли с помощью ременной передачи осуществить вращение между валами, оси которых пересекаются?
  - а). можно;
  - б). нельзя.

3. Какой вид ременных передач получил наибольшее распространение в современных машинах?
- а). плоскоременные;
  - б). клиноременные;
  - в). с плоским ремнем и натяжным роликом.
4. Дайте определение для угла охвата в ременных передачах.
- а). угол, соответствующий дугам, по которым происходит касание ремня и обода шкива;
  - б). угол между ветвями ремня;
  - в). угол между осями шкивов.
5. Укажите ременные передачи с противоположным направлением вращения шкивов.
- а). открытые ;
  - б). перекрестные;
  - в). со ступенчатым шкивом
6. Какие плоские ремни наиболее часто применяют в машинах?
- а). кожаные;
  - б). хлопчатобумажные;
  - в). прорезиненные;
  - г). шерстяные.
7. Укажите ременные передачи с противоположным направлением вращения шкивов.
- а). открытые;
  - б). перекрестные;
  - в). со ступенчатым шкивом.
8. Какое передаточное число может иметь одноступенчатая плоскоременная передача без натяжного ролика?
- а). до 4;
  - б). 6;
  - в). 8;
  - г). 10;
  - д). свыше 10.
9. Какая ветвь открытой ременной передачи испытывает при работе большее напряжение?
- а). ведущая;
  - б). ведомая.
10. Укажите достоинства ременных передач.
- а). малая чувствительность к толчкам и ударам;
  - б). отсутствие необходимости смазочной системы;
  - в). необходимость натяжного устройства;
  - г). возможность работы с высокими скоростями;
  - д). вытягивание ремней.
11. Укажите недостатки ременных передач.
- а). малая чувствительность к толчкам и ударам;
  - б). отсутствие необходимости смазочной системы;

- в). необходимость натяжного устройства;
- г). возможность работы с высокими скоростями;
- д). вытягивание ремней.

12. При необходимости обеспечения ременной передачи постоянного передаточного числа рекомендуется устанавливать:

- а). плоские ремни;
- б). клиновые ремни;
- в). поликлиновые ремни;
- г). зубчатые ремни.

13. При необходимости обеспечения ременной передачи хорошей тяговой способности рекомендуется устанавливать:

- а). плоские ремни;
- б). клиновые ремни;
- в). поликлиновые ремни;
- г). зубчатые ремни.

14. В устройствах периодического действия натяжение ремня осуществляется:

- а). винтами;
- б). грузом;
- в). пружиной;
- г). шкивом на качающемся рычаге - оси.

15. В устройствах постоянного действия натяжение ремня осуществляется:

- а). винтами;
- б). грузом;
- в). пружиной;
- г). шкивом на качающемся рычаге - оси.

16. В автоматических устройствах натяжение ремня осуществляется:

- а). винтами;
- б). грузом;
- в). пружиной;
- г). шкивом на качающемся рычаге - оси.

17. Какие ремни отличаются большой гибкостью?

- а). плоские ремни;
- б). клиновые ремни;
- в). поликлиновые ремни;
- г). зубчатые ремни.

18. Какое сечение клинового ремня допускает большее натяжение?

- а). узкого сечения;
- б). нормального сечения;
- в). широкого сечения.

19. Какое сечение клинового ремня допускает передачу большей мощности?

- а). узкого сечения;
- б). нормального сечения;
- в). широкого сечения.

20. Какое сечение клинового ремня используют в вариаторах?

- а). узкого сечения;

- б). нормального сечения;
- в). широкого сечения.

21. Передаточное отношение ременной передачи можно определить по формуле:

- а).  $U = n_1/n_2$ ;
- б).  $U = n_2/n_1$ ;
- в).  $U = d_2/d_1(1 - \zeta_y)$ ;
- г).  $U = d_1/d_2(1 - \zeta_y)$ ;

22. Окружная скорость на ведомом шкиве ..... скорости на ведущем. Вставьте пропущенное слово.

- а). больше;
- б). меньше;
- в). равно.

23. Минимальный угол охвата для плоскоремненной передачи должен быть

- а).  $120^\circ$ ;
- б).  $150^\circ$ ;
- в).  $180^\circ$ .

24. Минимальный угол охвата для клиноремненной передачи должен быть

- а).  $120^\circ$ ;
- б).  $150^\circ$ ;
- в).  $180^\circ$ .

25. Укажите ременные передачи с одинаковым направлением вращения шкивов.

- а). открытые;
- б). перекрестные;
- в). со ступенчатым шкивом.

### ***Пример решения практического задания***

1. Исходные данные для расчета:

- передаваемая мощность  $N_1 = 5,5$  кВт;
- число оборотов ведущего вала  $n_1 = 960$  об/мин;
- передаточное отношение  $u = 2,5$ ;
- ремень нормального сечения;
- средний режим работы в 2 смены.

2. Проектный расчет

2.1. По номограмме (рис.30.1 – в исходных данных задан ремень нормального сечения) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом  $N_1 = 5,5$  кВт (задано в исходных данных), и его частоты вращения  $n_1 = 960$  об/мин (задана в исходных данных) выбираем сечения клинового ремня - В.

2.2. Определяем основные параметры клинового ремня по таблице 30.1.

$$b_p = 14\text{мм}; h = 10,5\text{мм}; L_{p_{\min}} = 800\text{мм}; L_{p_{\max}} = 6300\text{мм};$$

$$d_1 = 140\text{мм}.$$

2.3. Определяем диаметр ведомого шкива

$$d_2 = 140 \cdot 2,5 = 350\text{мм}$$

округляем до стандартного (табл. 30.1)  $d_2 = 355\text{мм}$ .

2.4. Уточняем значение передаточного отношения

$$u = 355/140(1 - 0,01) = 355/(140 \cdot 0,99) = 355/138,6 = 2,56$$

принимаем  $u = 2,5$

2.5. Проверяем отклонение расчетного передаточного отношения от заданного

$$\Delta u = [(2,5 - 2,56)/2,5] \cdot 100 = 2,4\% < 4\%, \text{ допустимо}$$

2.6. Определяем межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(140 + 355) = 0,55 \cdot 272,55 = 149,7 \text{ мм}$$

$$a_{\max} = 140 + 355 = 495 \text{ мм}$$

Рекомендуемое значение для межосевого расстояния (табл. 30.2)

$$a_{\text{рек}} = d_2 = 355 \text{ мм}$$

Принимаем,  $a = 360 \text{ мм}$

2.7. Определяем расчётную длину ремня

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot 360 + 0,5(140 + 355) + 0,25(355 - 140)^2/360 = \\ &= 720 + 0,5 \cdot 495 + 0,25 \cdot 215^2/360 = 720 + 247,5 + 0,25 \cdot 46225/360 = \\ &= 720 + 247,5 + 32,1 = 999,6 \text{ мм} \end{aligned}$$

Принимаем длину ремня  $L = 1000 \text{ мм}$  из стандартного ряда длин ремня.

2.8. Определяем угол обхвата ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(355 - 140)/360 = 180^\circ - 57^\circ \cdot 215/360 = 180^\circ - 34^\circ = 146^\circ > 120^\circ, \\ \alpha_1 = 146^\circ$$

2.9. Определяем число клиновых ремней

2.9.1 Определяем окружную скорость

$$v = 3/14 \cdot 140 \cdot 960/60 \cdot 1000 = 422016/60000 = 7 \text{ м/с}$$

2.9.2. Определяем по табл. 30.3  $[N]_0 = 1,62 \text{ кВт}$ , (по  $d_1 = 140 \text{ мм}$  и окружной скорости  $v = 7 \text{ м/с}$ )

2.9.3. Находим коэффициенты:

$$C_\alpha = 0,91 \text{ (таблица 30.4, т.к. } \alpha = 146^\circ \text{);}$$

$$C_L = 0,85 \text{ (таблица 30.5);}$$

$C_p = 1,2$  (таблица 30.6 – по исходным данным: средний режим работы в 2 смены);

$$C_U = 1,14 \text{ (таблица 30.7);}$$

2.9.4. Определяем расчётную мощность, передаваемую одним ремнём

$$[N] = 1,62 \cdot 0,91 \cdot 0,85 \cdot 1,14/1,2 = 1,19 \text{ кВт}$$

2.9.5. Определяем число клиновых ремней (округлить до целого числа)

$$z = 5,5/1,19 \cdot 0,95 = 4,39$$

$$C_z = 0,95 \text{ (табл. 30.8)}$$

Принимаем  $z = 5$

2.10. Определяем натяжение ветви одного ремня

$$\begin{aligned} F_0 &= 850 \cdot 5,5 \cdot 1,2 \cdot 0,85 / (5 \cdot 7 \cdot 0,91) + 0,18 \cdot 7^2 = \\ &= 47685/31,85 + 0,18 \cdot 49 = 1497,2 + 8,82 = 1506,02 \text{ Н} \\ \Theta &= 0,18 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2 \text{ (табл. 30.9)} \end{aligned}$$

2.11. Определяем силу, действующую на вал передачи

$$F_{\text{оп}} = 2 \cdot 1506,02 \cdot \sin(146/2)^\circ = 3012,04 \cdot \sin 73^\circ = 3012,04 \cdot 0,9563 = 2880,4 \text{ Н}$$

### 3. Проверочный расчет передачи

3.1. Проверка прочности ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви:

$$\text{Окружная сила } F_t = 5,5 \cdot 10^3 / 7 = 5500 / 7 = 785,7 \text{ Н};$$

$$\text{Площадь поперечного сечения ремня } A = 1,88 \text{ см}^2 = 188 \text{ мм}^2 \text{ (табл. 30.1).}$$

Напряжение растяжения:

$$\sigma_1 = 1506,02 / 188 + 785,7 / (2 \cdot 5 \cdot 188) = 8 + 785,7 / 1880 = 8 + 0,42 = 8,42 \text{ Н/мм}^2;$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{и} = 80 \cdot 10,5 / 140 = 6 \text{ Н/мм}^2$$

$$E_{и} = 80 \text{ Н/мм}^2; h = 10,5 \text{ мм (табл.1).}$$

Напряжение от центробежных сил:

$$\sigma_v = 1300 \cdot 7^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 49 \cdot 10^{-6} = 0,64 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\rho = 1300 \text{ кг/м}^3.$$

Максимальное напряжение в сечении ведущей ветви:

$$\sigma_{\max} = 8,42 + 6 + 0,64 = 15,06 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_p,$$

$$\sigma_{\max} = 15,06 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_p = 10 \text{ Н/мм}^2$$

3.2. Расчет долговечности ремней.

Определение частоты пробегов ремня  $v$ :

$$v = 7 / 1 = 7 \text{ с}^{-1}.$$

$$v = 7 \text{ с}^{-1} < [v] = 30 \text{ с}^{-1}$$

4. Вывод: Прочность ремней спроектированной передачи не обеспечивается, хотя по долговечности они пригодны. Необходимо увеличить диаметр  $d_1$  ведущего шкива и повторить расчет передачи.

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 31).

### Сравнение устройства и конструктивных особенностей подшипников качения

**Цель работы:** освоить типы подшипников качения, их условные обозначения, основные конструктивные особенности исполнения различных типов подшипников; работа со справочной литературой.

#### **Основные теоретические положения**

##### *Конструкции подшипников качения*

Подшипники качения - это опоры вращающихся или качающихся деталей, в которых элементами качения служат шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определённом расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором. В процессе работы одно из колец подшипника, как правило, неподвижно. В некоторых типах подшипников одно или оба кольца могут отсутствовать (в них тела качения опираются непосредственно на поверхность вала или корпуса). Ряд подшипников качения выпускается с уплотнениями. В некоторых подшипниках качения может отсутствовать сепаратор. Посадочные поверхности внутреннего и наружного кольца, как правило, гладкие цилиндрические, но имеются разновидности колец с буртиками, с канавками, с цилиндрическими или сферическими выемками, с отверстиями для подвода смазки, с конической расточкой, с

эксцентриситетом посадочной поверхности и поверхности беговой дорожки, с внутренним кольцом на разжимной втулке и т. п. Типы и конструктивные особенности подшипников качения приведены в ГОСТ 3395-89, а также в нормалях подшипниковых заводов. Небольшая выборка из каталога подшипников качения приведена в табл. 31.1 и 31.2 и в приложении.

### *Классификация подшипников качения*

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

*По форме тел качения:* шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми.

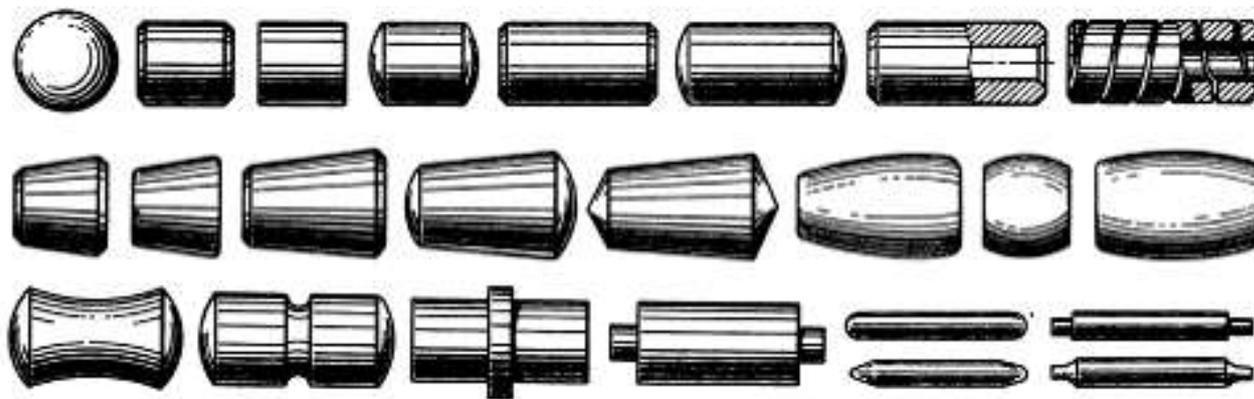


Рисунок 31.1 - Форма тел качения подшипников

*По направлению воспринимаемой нагрузки:* радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

*По числу рядов тел качения:* однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные.

*По способности самоустанавливаться:* несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до 2-30°).

*По габаритным размерам:* на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения). В зависимости от размера наружного диаметра подшипника, серии подразделяются на сверхлёгкие, лёгкие, средние и тяжёлые. В зависимости от ширины подшипника серии бывают особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

### *Система условных обозначений*

Система условных обозначений установлена ГОСТ 3189-75 по следующим признакам: внутренний диаметр подшипника; серия диаметров или серия ширин; тип подшипника; конструктивная разновидность.

Порядок расположения условных обозначений приведен на схемах 1 и 2. Порядок отсчёта цифр в условном обозначении принят *справа налево*. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, в обозначении не указывают.

Подшипники с внутренним диаметром до 10мм, исключая диаметры 0,6; 1,5; 2,5мм обозначают по схеме 31.1.

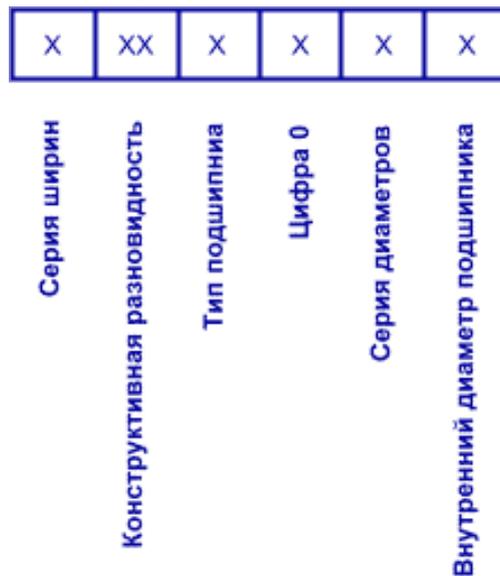


Схема 31.1

1. диаметр отверстия, один знак;
2. серия диаметров, один знак;
3. знак ноль;
4. тип подшипника, один знак;
5. конструктивное исполнение, два знака;
6. размерная серия (серия ширин или высот), один знак.

Подшипники с внутренним диаметром от 10мм и более, исключая подшипники с внутренними диаметрами 22; 28; 32 и 500мм упорных и упорно-радиальных подшипников обозначаются по схеме 2.



Схема 31.2

1. диаметр отверстия, два знака;
2. серия диаметров, один знак;
3. тип подшипника, один знак;
4. конструктивное исполнение, два знака;
5. размерная серия (серия ширин или высот), один знак

Схему 2 для более удобного прочтения можно представить в виде таблицы 31.3.

Таблица 31.1 - Основные типы радиальных и радиально-упорных подшипников

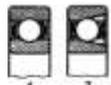
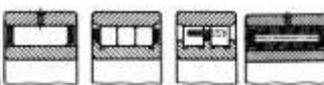
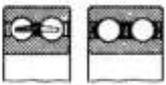
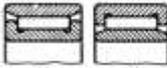
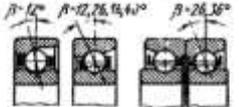
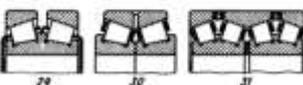
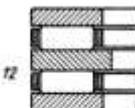
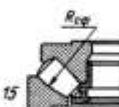
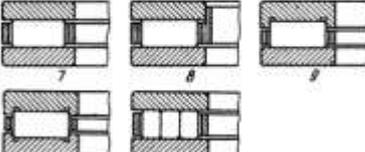
Эскизы подшипников	Эскизы подшипников
 <p>1 2</p> <p>Однорядные радиальные шариковые</p>	 <p>19 20 21 22</p> <p>Радиальные роликовые</p>
 <p>3 4</p> <p>Двухрядные радиальные шариковые</p>	 <p>23 24</p> <p>Игольчатые</p>
 <p>5 6</p> <p>Двухрядные шариковые сферические</p>	 <p>25</p> <p>Цилиндросферические</p>
 <p>7 8 9</p> <p>10 11 12</p> <p>Шариковые радиально-упорные</p>	 <p>26</p> <p>Сферические с бочкообразными роликами</p>
 <p>13 14 15 16 17</p> <p>Радиальные роликовые</p>	 <p>27 28</p> <p>Конические роликовые</p>
 <p>18 19</p> <p>Радиальные роликовые</p>	 <p>29 30 31</p> <p>Конические роликовые</p>

Таблица 31.2 - Основные типы

Эскиз	Эскиз
 <p>1 2</p> <p>Однорядные шариковые упорные</p>	 <p>12</p> <p>Двухрядные упорные с цилиндрическими роликами</p>
 <p>3 4</p> <p>Двухрядные шариковые упорные</p>	 <p>13 14</p> <p>Упорные с коническими роликами</p>
 <p>5 6</p> <p>Упорно-радиальные шариковые</p>	 <p>15</p> <p>Сфероконические упорные</p>
 <p>7 8 9 10 11</p> <p>Однорядные упорные с цилиндрическими роликами</p>	

Условное обозначение подшипников по внутреннему диаметру :

Для схемы 1.

Первая цифра равна значению внутреннего диаметра.

Внутренние диаметры подшипников, равные 0,6; 1,5; 2,5 мм следует отделять от цифр, обозначающих серию диаметров, косой чертой " / " .

Внутренний диаметр подшипника, выраженный дробью (кроме значений 0,6; 1,5; 2,5 мм) обозначается приближённым значением внутреннего диаметра, округлённым до целой единицы. В условном обозначении таких подшипников на втором месте ставится цифра 9 (нестандартные внутренние диаметры).

Таблица 31.3 - Значения цифр в условном обозначении подшипников качения

Цифра в условном обозначении (отсчёт справа).	Значения цифр
1-я и 2-я	Внутренний диаметр подшипника
3-я и 7-я	Серия диаметров (3) и серия ширин (7)
4-я	Тип подшипника
5-я и 6-я	Конструктивная разновидность подшипника

Для схемы 2.

Первые две цифры определяют внутренний диаметр подшипника.

Обозначение внутренних диаметров подшипников от 10мм до 20мм должны соответствовать значениям, указанным в таблице 31.4.

Таблица 31.4

Внутренний диаметр подшипника	Обозначение
10	00
12	01
15	02
17	03

Внутренние диаметры подшипников, не указанные в табл. 31.4, должны иметь обозначение по ближайшему из указанных диаметров. В условном обозначении таких подшипников на третьем месте ставится цифра 9 (ненормальные внутренние диаметры).

Внутренние диаметры подшипников от 20 мм до 495 мм включительно обозначают частным от деления этого диаметра на 5.

Внутренние диаметры подшипников, равные 22, 28, 32, 500 мм и более обозначают соответствующими цифрами и отделяют от цифр, обозначающих серию диаметров, косой чертой " / " .

Внутренние диаметры подшипников, выраженные дробью или целым числом не кратным цифре 5, обозначают целым приближённым частным от деления диаметра на 5. В условное обозначение таких подшипников на третьем месте входит цифра 9.

Условное обозначение серий подшипников

Подшипник одного внутреннего диаметра обычно изготавливают нескольких размерных серий, т. е. его наружный диаметр и ширина (высота)

различны в зависимости от грузоподъёмности и предельной быстроходности.

Вторая цифра в схеме 1 и третья цифра в схеме 2 обозначают серию диаметров. Седьмая цифра в обеих схемах совместно со второй цифрой в схеме 1 или с третьей цифрой в схеме 2 определяют размерную серию подшипника. Установленные серии подшипников приведены в таблице 5.

Подшипники не стандартные по внутреннему диаметру или ширине (неопределённая серия), на втором месте обозначают цифрой 6 или 7 (схема 1).

Условное обозначение типа подшипников

Четвёртая цифра справа в обозначении подшипника определяет его тип. Типы подшипников в зависимости от воспринимаемой нагрузки приведены в табл. 31.6.

Таблица 31.5

Третья цифра в схеме 2 или вторая цифра в схеме 1	Седьмая цифра в схеме 2 или вторая цифра в схеме 1	Серия подшипника
1	8 или 9	Сверхлёгкая
1	7	Особо лёгкая
2		Лёгкая
2	5	Лёгкая широкая
3		Средняя
3	6	Средняя широкая
4		Тяжёлая
9	0	Серия ненормальных внутренних диаметров
7 или 8 в схеме 2		Серия не стандартных наружных диаметров

Таблица 31.6

Тип подшипника	Обозначение
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный со сферическими роликами	3
Роликовый радиальный с длинными или игольчатыми роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический радиально-упорный	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Условное обозначение подшипников по конструктивным разновидностям

Пятая и шестая цифры в условном обозначении подшипника определяют его конструктивную разновидность и состоят из двух цифр от 00 до 99. Конструктивных разновидностей подшипников очень много и наиболее распространённые из них приведены в ГОСТ 3395-89.

*Внимание! Если в обозначении подшипника должна присутствовать цифра 0 и после неё слева не требуются дополнительные обозначения (дополнительные цифры), то цифра 0 в обозначении не проставляется.*

*Примеры расшифровки обозначений подшипников*

<b>Маркировка</b>	<b>Расшифровка</b>
1000094	Расшифровывается по схеме 1 (цифра 0 на третьем месте), тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвертом месте) внутренний диаметр 4мм. (цифра 4), сверхлёгкой серии (цифра 9), конструктивная разновидность 00, серия ширин 1.
25	Расшифровывается по схеме 1 (цифра 0 на третьем месте) тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвертом месте) внутренний диаметр 5мм. (цифра 5) , лёгкой серии (цифра 2), конструктивная разновидность 00,
2205 12305 42305 32305 92305 292305	Расшифровываются по схеме 2, тип - радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами, (2) внутренний диаметр 25мм. (05*5=25), средней серии, (3) конструктивная разновидность: 00 - без бортов на наружном кольце, 01 - с однобортовым наружным кольцом, 03 - с двухбортовым наружным кольцом, 04 - с однобортовым внутренним кольцом и двухбортовым наружным кольцом, 09 - с двухбортовым наружным кольцом и плоской опорной шайбой на внутреннем кольце, 29 - без внутреннего кольца.
74103	Расшифровывается по схеме 2, тип - радиальный роликовый игольчатый, (4), внутренний диаметр 17мм, (03), особо лёгкой серии, (1), конструктивная особенность (07) - без сепаратора и с отверстием под смазку на наружном кольце.
602/32	Расшифровывается по схеме 2, тип - шариковый радиальный, (0), внутренний диаметр 32мм, (32), лёгкой серии, (2), конструктивная разновидность (06) - с одной защитной шайбой.

*Дополнительные знаки условного обозначения*

Слева через черту от основного обозначения подшипников, которое включает в себя не более семи цифр, указываются требования к точности изготовления подшипников.

Справа через черту от основного обозначения подшипников указываются параметры, определяющие специальные требования к материалу деталей подшипников, к термообработке деталей, конструктивные изменения деталей, специальные требования по шероховатости поверхности, температуре отпуска колец подшипников и требования по шуму при работе.

Обозначение класса точности подшипников

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6 ,5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неответственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы точности 0, 6, и 5. Следует иметь в виду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации установлены три категории подшипников - А, В, С.

К категории **А** относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из дополнительных требований по повышенным нормам уровня вибрации, волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения, моменту трения, углу контакта, радиальному биению, осевому биению и их совместному значению.

К категории **В** относятся подшипники классов точности 0, 6X, 6, 5 с одним из дополнительных требований, аналогичных категории А.

К категории **С** относятся подшипники классов точности 7, 8, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и другие требования по категориям А и В.

Полные требования к точности подшипников приведены в ГОСТ 520-89.

Класс точности подшипников указывается цифрой, соответствующей его точности слева от основного условного обозначения через тире. Класс точности "0" в условном обозначении опускается. Пример: подшипник № 6 - 205.

Расшифровка: шарикоподшипник радиальный (четвертая цифра слева "0" опущена), диаметром 25 мм (две последние цифры "05"), средней серии (третья цифра слева "2"), класс точности 6.

#### Обозначение радиального зазора и момента трения подшипников

Обозначения: 1, 2, 3, и т. д. расположенные слева от обозначения класса точности подшипника характеризуют различные величины (ряды) радиальных зазоров. Зазор по нормальному ряду обозначается цифрой 0.

Обозначения: 1, 2, 3, и т. д. расположенные слева от радиального зазора, характеризуют различные величины (ряды) моментов трения.

У радиальных шарико - и роликоподшипников с радиальным зазором по нормальному ряду и у радиально-упорных шарикоподшипников в дополнительном обозначении между классами точности и обозначением момента трения проставляется буква "М".

#### Обозначения категорий подшипника проставляют :

—слева от обозначения ряда момента, например, А1М5 - 205;

—перед обозначением ряда зазоров при отсутствии требований по моменту трения, например, В25 - 205;

—перед классом точности при отсутствии требований по моменту трения и нормальной группе зазора, например, А5 - 205.

#### Расшифровка дополнительных знаков справа от основного обозначения

Дополнительные знаки справа от основного обозначения располагаются в следующем порядке:

- обозначение материала деталей подшипника (табл. 7);
- конструктивные изменения деталей подшипника К, К1, К2, ……;
- специальные требования по шероховатости, покрытиям и т. п., У, У1, У2, ……;
- температура отпуска колец подшипника Т1, Т2, ……;
- разновидности смазочных материалов для подшипников закрытого типа С1, С2;
- требования по шуму Ш, Ш1, Ш2, ……

Таблица 31.7 - Обозначение материала деталей подшипников

Дополнительные обозначения	Отличительные признаки
Б	Сепаратор из безоловянистой бронзы
Г	Сепаратор из чёрных металлов
Д	Сепаратор из алюминиевых сплавов
Е	Сепаратор из пластических материалов
Л	Сепаратор из латуни
Р	Детали из теплостойкой стали
Х	Детали из цементируемой стали
Ю	Часть деталей или все детали из нержавеющей стали
Я	Кольца и тела качения из редко применяемых материалов (пластмасса, углепластик, стекло, керамика)

Цифры 1, 2, 3, и т. д. справа от дополнительного буквенного обозначения Б,Г,Д,Е,К,Р,Л,У,Х,Ш,Э,Ю,Я указывают на каждое последующее исполнение с каким - либо отличием от предыдущего.

#### **Пример расшифровки подшипника с дополнительными обозначениями**

№ А 2 7 5-3180206 Е Т3 С2 Ш1

А - Категория А;

2 - Момент трения по второму ряду;

7 - Радиальный зазор по 7му ряду;

5 - Класс точности 5;

3180206 - Основное условное обозначение подшипника;

Е - Сепаратор из пластмассы;

Т3 - Температура отпуска колец 2500 С;

С2 - Смазка маслом ЦИАТИМ22;

Ш1 - Допускаемый уровень шума по 1 ряду.

#### *Материал деталей подшипников*

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из шарикоподшипниковой стали марок ШХ25СГ, ШХ15, ШХ20СГ, ШХ20 и др.

Кольца, ролики или шарики при температурах работы до 1000С должны быть термически обработаны до твёрдости HRC 58-66 в зависимости от марки стали.

Сепараторы изготавливают из листовой стали, латуни, бронзы, дюралюминия, текстолита, полиамидов с различными уплотнителями. Пластмассовые сепараторы уменьшают величину инерционных нагрузок в подшипниках, дают возможность использовать упругие свойства пластмасс при монтаже тел качения.

Сепараторы, изготовленные из самосмазывающегося материала, служат источником твёрдой смазки. В качестве самосмазывающегося материала часто применяется аман. Его можно использовать для сепараторов обычных и высокоскоростных подшипников, работающих без жидкой смазки при нормальных и повышенных температурах.

Сепараторы из амана должны быть более массивны, чем обычные. Для увеличения ударной прочности у этих сепараторов по наружному диаметру устанавливается тонкий, менее 1мм., металлический обод.

Для сепараторов, работающих в вакууме и в невесомости, пригоден аман и различные композиции, например, фторопласт - 4 с бронзой, эпоксидная смола в сочетании с двухсернистым молибденом. Механизм действия самосмазывающихся сепараторов основан на молекулярном переносе их материала на поверхность тел качения.

### **Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выбрать согласно варианта исходные данные (таблица 31.8).
3. Выполнить эскизы четырех заданных подшипников с простановкой основных размеров:  $d$  - внутренний диаметр,  $D$  - наружный диаметр,  $b$  - ширина,  $r$  и  $r_1$  - радиусы скругления внутреннего и наружного колец.
4. Записать маркировку (условное обозначение) подшипников и, пользуясь настоящим методическим указанием и технической литературой, выполнить расшифровку условных обозначений.
5. Дать развернутую характеристику каждого подшипника в виде таблицы:

№	Обозначение	Тело качения	Эскиз тела качения	Воспринимаемая нагрузка	Число рядов тел качения	Серия	Грузоподъемность
1							
2							
3							
4							

6. Определить ориентировочно материал деталей подшипников.
7. Сделать заключение.
8. Ответить на вопросы тест-задания, указанные в таблице 31.8.

### **Содержание отчета**

1. Данные своего варианта (см. табл. 31.8).
2. Эскизы трёх подшипников.
3. Расшифровка условных обозначений подшипников.

4. Развернутая характеристика каждого подшипника в виде таблицы.
5. Материал деталей подшипников.
6. Заключение.
7. Ответы на вопросы тест-задания.

**Таблица 31.8 – Исходные данные**

Вариант	Обозначение подшипников	№ вопросов из тест-задания
1	204, 46211, 7307А, 38315Н	1,7,14,17,22
2	1209, 36210, 7215А, 38207Н	3,8,11,16,21
3	2315, 46204, 7213А, 8212Н	2,9,13,19,24
4	207, 46304, 7206А, 38205	4,6,12,18,23
5	1305, 46316, 7210А, 38312Н	5,10,15,20,25
6	2207, 36211, 7205А, 8208Н	1,8,13,18,25
7	210, 36205, 7310А, 8204Н	3,9,12,20,22
8	1314, 46205, 7314А, 38308Н	2,6,15,17,21
9	2309, 46212, 7204А8209Н	4,10,14,16,24
10	213, 36308, 7214А, 8310Н	5,7,11,19,23
11	1207, 36212, 7207А, 38208Н	1,9,15,18,21
12	2305, 36208, 7312А, 8205Н	3,6,14,19,25
13	216, 46209, 7309А, 38215Н	4,7,13,20,24
14	1310, 46215, 7212А, 38306Н	5,8,12,17,21
15	2205, 36209, 7316А, 8307Н	3,9,12,20,22
16	206, 46210, 7315А, 8215Н	1,7,14,17,23,
17	1212, 36204, 7305А, 8313Н	3,6,11,19,25
18	2212, 46308, 7211А, 38209Н	2,6,15,17,21
19	209, 46313, 7208А, 8315Н	3,8,11,16,22
20	1204, 36206, 7313А, 38210Н	4,7,13,20,25

**Тест-задания.**

1. Какой внутренний диаметр (мм) имеет подшипник 302?
  - а). 0,2;
  - б). 10;
  - в). 15.
2. Из перечисленных деталей назвать детали, которые относятся к группе детали – соединения?
  - а). валы;
  - б). подшипники;
  - в). шпонки.
3. Продолжить предложение. В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец,...
  - а). одно из которых неподвижно;
  - б). которые вращаются в одном направлении;
  - в). которые вращаются в противоположном направлении.
4. Деталь, удерживающая на определенном расстоянии друг от друга тела качения, называется...
  - а). обоймой;

- б). сепаратором;
  - в). кольцом.
5. Укажите достоинства подшипников качения:
- а). малые потери на трение;
  - б). малая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
  - в). малый расход смазочного материала;
  - г). сравнительно малые радиальные размеры;
  - д). малая стоимость.
6. Укажите недостатки подшипников качения:
- а). большие потери на трение;
  - б). большая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
  - в). большой расход смазочного материала;
  - г). сравнительно большие радиальные размеры;
  - д). дороговизна.
7. Укажите подшипники - воспринимающие нагрузку, действующую перпендикулярно оси вращения подшипника.
- а). радиальные;
  - б). радиально-упорные;
  - в). упорные.
8. Укажите подшипники - воспринимающие нагрузку, действующую в радиальном и осевом направлениях.
- а). радиальные;
  - б). радиально-упорные;
  - в). упорные.
9. Укажите подшипники - воспринимающие нагрузку, действующую вдоль оси вращения подшипника.
- а). радиальные;
  - б). радиально-упорные;
  - в). упорные.
10. Условные обозначения подшипников качения наносятся на:
- а). сепараторе;
  - б). цилиндрическую поверхность наружного кольца;
  - в). торцовые поверхности колец.
11. В условном обозначении подшипника качения третья цифра справа соответствует:
- а). серии ширин;
  - б). серии диаметров наружных колец;
  - в). типу подшипника;
  - г). классу точности;
  - д). конструктивной разновидности.
12. В условном обозначении подшипника качения четвертая цифра справа соответствует:
- а). серии ширин;

- б). серии диаметров наружных колец;
- в). типу подшипника;
- г). классу точности;
- д). конструктивной разновидности.

13. В условном обозначении подшипника качения пятая и шестая цифра справа соответствует:

- а). серии ширин;
- б). серии диаметров наружных колец;
- в). типу подшипника;
- г). классу точности;
- д). конструктивной разновидности.

14. В условном обозначении подшипника качения седьмая цифра справа соответствует:

- а). серии ширин;
- б). серии диаметров наружных колец;
- в). типу подшипника;
- г). классу точности;
- д). конструктивной разновидности.

15. В условном обозначении подшипника качения девятая цифра справа соответствует:

- а). серии ширин;
- б). серии диаметров наружных колец;
- в). типу подшипника;
- г). классу точности;
- д). конструктивной разновидности.

16. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 0.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

17. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 1.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;

- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

18. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 2.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

19. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 4.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

20. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 6.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

21. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 7.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими

- роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

22. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 8.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

23. Укажите тип подшипника качения, в условном обозначении которого четвёртая цифра справа - 9.

- а). Шариковый радиальный;
- б). Шариковый радиальный сферический;
- в). Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- г). Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- д). Радиально-упорный шариковый;
- е). Роликовый конический;
- ж). Упорный шариковый;
- з). Упорный роликовый.

24. Основными критериями работоспособности подшипников качения является:

- а). усталостное выкрашивание;
- б). разрушение сепараторов;
- в). задиры рабочих поверхностей;
- г). абразивный износ;
- д). пластические деформации;
- е). раскалывание колец и тел качения.

25. Выбор подшипника зависит от:

- а). направления вращения вала;
- б). величины нагрузки;
- в). его назначения;
- г). угловой скорости;
- д). габаритных размеров передачи.

Подшипники шариковые радиальные однорядные (из ГОСТ8338 -75) -

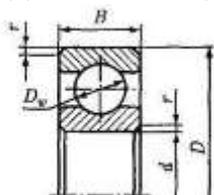


Таблица П.1

Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	Dω	Cr	C0r		d	D	B	r	Dω	Cr	C0r
Легкая серия								Средняя серия							
<b>204</b>	20	47	14	1,5	7,938	12,7	6,2	<b>304</b>	20	52	15	2	9,525	15,9	7,8
<b>205</b>	25	52	15	1,5	7,938	14,0	6,95	<b>305</b>	25	62	17	2	11,509	22,5	11,4
<b>206</b>	30	62	16	1,5	9,525	19,5	10,0	<b>306</b>	30	72	19	2	12,303	28,1	14,6
<b>207</b>	35	72	17	2	11,112	25,5	13,7	<b>307</b>	35	80	21	2,5	14,288	33,2	18,0
<b>208</b>	40	80	18	2	12,700	32,0	17,8	<b>308</b>	40	90	23	2,5	15,081	41,0	22,4
<b>209</b>	45	85	19	2	12,700	33,2	18,6	<b>309</b>	45	100	25	2,5	17,462	52,7	30,0
<b>210</b>	50	90	20	2	12,700	35,1	19,8	<b>310</b>	50	110	27	3	19,050	61,8	36,0
<b>211</b>	55	100	21	2,5	14,288	43,6	25,0	<b>311</b>	55	120	29	3	20,638	71,5	41,5
<b>212</b>	60	110	22	2,5	15,875	52,0	31,0	<b>312</b>	60	130	31	3,5	22,225	81,9	48,0
<b>213</b>	65	120	23	2,5	16,669	56,0	34,0	<b>313</b>	65	140	33	3,5	23,812	92,3	56,0
<b>214</b>	70	125	24	2,5	17,462	61,8	37,5	<b>314</b>	70	150	35	3,5	25,400	104,0	63,0
<b>215</b>	75	130	25	2,5	17,462	66,3	41,0	<b>315</b>	75	160	37	3,5	26,988	112,0	72,5
<b>216</b>	80	140	26	3	19,050	70,2	45,0	<b>316</b>	80	170	39	3,5	28,575	124,0	80,0

Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338—75».

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (из ГОСТ 28428-90)

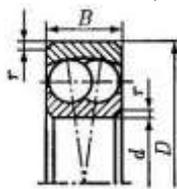


Таблица П.2.

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры							
	d	D	B	r	Cr	C0r	e	F/F<e		F/F>e		Y0		
								X	Y	X	Y			
Легкая серия														
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,27	1	0,65	2,31	3,57	2,42		
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,27			2,32			3,6	2,44
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,2	0,24			2,58			3,99	2,7
1207	35	72	17	2	16,0	6,95	0,23			2,74			4,24	2,87
1208	40	80	18	2	19,3	8,8	0,22			2,87			4,44	3,01
1209	45	85	19	2	22,0	10,0	0,21			2,97			4,6	3,11
1210	50	90	20	2	22,8	11,0	0,21			3,13			4,85	3,28

1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,2		3,2		5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,19		3,4		5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17		3,7		5,73	3,88
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18		3,5		5,43	3,68
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,18		3,6		5,57	3,77
1216	80	140	26	3,0	40,0	23,6	0,16		3,9		6,10	4,13
Средняя серия												
1304	20	52	15	2	12,5	4,4	0,29		2,17		3,35	2,27
1305	25	62	17	2	18,0	6,7	0,28		2,26		3,49	2,36
1306	30	72	19	2	21,2	8,5	0,26		2,46		3,80	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,25		2,57		3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,23		2,61		4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	38,0	17,0	0,25		2,54		3,93	2,66
1310	50	110	27	3	41,5	19,3	0,24	1	2,68	0,65	4,14	2,80
1311	55	120	29	3	51,0	24,0	0,23		2,70		4,17	2,82
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,23		2,80		4,33	2,93
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,23		2,79		4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22		2,81		4,35	2,95
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22		2,84		4,39	2,97
1316	80	170	39	3,5	88,0	45,0	0,22		2,92		4,52	3,06

Примечания: 1. Коэффициент статической радиальной нагрузки  $X_0 = 1,2$ .

Пример обозначения подшипника 1210: «Подшипник 1210 ГОСТ 28428—90\*»

### Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ 8328-75)

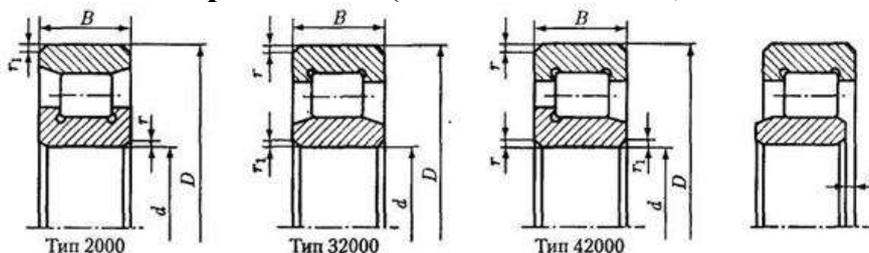


Таблица П.3.

Обозначение			Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
			d	D	B	r	r <sub>1</sub>	s*	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>
Легкая серия										
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	1,6	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
2216	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	0,8	106,0	68

Средняя серия										
2304	32304	42304	20	52	15	2	1	1,0	20,5	10,4
2305	32305	42305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	1,1	56,1	32,5
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	1,4	72,1	41,5
2310	32310	42310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0
2316	32316	42316	80	170	39	3,5	3,5	2,3	190,0	125,0

Примечания: 1.  $s^*$  — допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 2207: «Подшипник 2207 ГОСТ8328-75»

### Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75) -

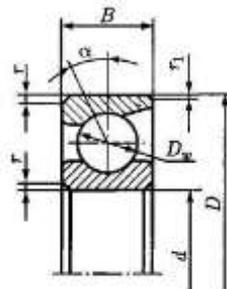


Таблица П.4.

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	$C_r$	$C_{0r}$	$C_r$	$C_{0r}$	
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1	7,938	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1	7,938	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1	9,525	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	1,1	11,112	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	1,1	12,700	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	1,1	12,700	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	1,1	12,700	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	1,5	14,288	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	1,5	15,875	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	1,5	16,669	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	1,5	17,462	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	1,5	17,462	—	—	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	2,0	19,050	93,6	65,0	87,9	60,0
Средняя серия										
—	46304	20	52	15	1,1	9,525	—	—	17,8	9,0
—	46305	25	62	17	1,1	11,509	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	1,1	12,303	—	—	32,6	18,3

—	46307	35	80	21	1,5	14,288	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	1,5	15,081	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	1,5	17,462	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	2,0	19,050	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	2,0	20,638	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	2,1	22,225	—	—	100,0	65,3
—	46313	65	140	33	2,1	23,812	—	—	113,0	75,0
—	46314	70	150	35	2,1	25,400	—	—	127,0	85,3
—	46316	80	170	39	2,1	28,575	—	—	136,0	99,0

Примечания: 1. . 2. Параметры подшипников с углом контакта  $\alpha = 15^\circ$  (тип 36200К6)  
3. Пример обозначения подшипника 36209: «Подшипник 36209 ГОСТ 831-75».

### Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности, $\alpha = 12...16^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)

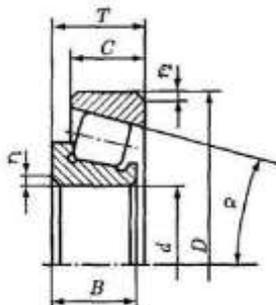


Таблица П.5.

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	Tнаиб	B	C	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	e	Y	Y <sub>0</sub>
Легкая серия												
7204A	20	47	15,5	14	12	1	1	26,0	16,6	0,35	1,7	0,9
7205A	25	52	16,5	15	13	1	1	29,2	21,0	0,37	1,6	0,9
7206A	30	62	17,5	16	14	1	1	38,0	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	15	1,5	1,5	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20	18	16	1,5	1,5	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21	19	16	1,5	1,5	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210A	50	90	22	20	17	1,5	1,5	70,4	55,0	0,43	1,4	0,8
7211A	55	100	23	21	18	2	1,5	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24	22	19	2	1,5	91,3	70,0	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25	23	20	2	1,5	108,0	78,0	0,40	1,5	0,8
7214A	70	125	26,5	24	21	2	1,5	119,0	89,0	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5	25	22	2	1,5	130,0	100,0	0,43	1,4	0,8
7216A	80	140	28,5	26	22	2,5	2	140,0	114,0	0,43	1,4	0,8
Средняя серия												
7304A	20	52	16,5	15	13	1,5	1,5	31,9	20,0	0,3	2,0	1,1
7305A	25	62	18,5	17	15	1,5	1,5	41,8	28,0	0,3	2,0	1,1
7306A	30	72	21	19	16	1,5	1,5	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23	21	18	2	1,5	68,2	50,0	0,31	1,9	1,1
7308A	40	90	25,5	23	20	2	1,5	80,9	56,0	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	22	2	1,5	101,0	72,0	0,35	1,7	0,9
7310A	50	110	29,5	27	23	2,5	2	117,0	90,0	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32	29	25	2,5	2	134,0	110,0	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34	31	26	3	2,5	161,0	120,0	0,35	1,7	0,9

7313A	65	140	36,5	33	28	3	2,5	183,0	150,0	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	30	3	2,5	209,0	170,0	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	31	3	2,5	229,0	185,0	0,35	1,7	0,9
7316A	80	170	43	39	33	3	2,5	255,0	190,0	0,35	1,7	0,9

Примечание. Пример обозначения подшипника 7206A: «Подшипник 7206A ГОСТ27365—87».

### Подшипники шариковые упорные одинарные и двойные (из ГОСТ 7872-89)

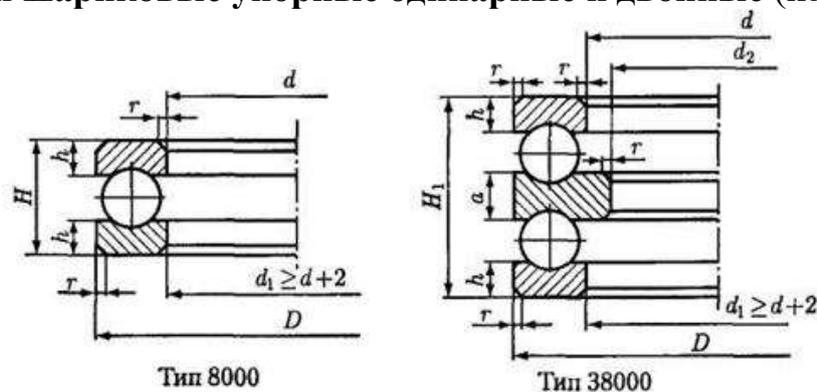


Таблица П.6.

Обозначение		Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		
		d	d <sub>2</sub>	D	H	H <sub>1</sub>	a	r	h	C <sub>a</sub>	C <sub>0a</sub>
Легкая серия											
8204H	38204H	20	15	40	14	26	6	1	4	22,4	32,0
8205H	38205H	25	20	47	15	28	7	1	4,2	28,0	42,5
8206H	38206H	30	25	52	16	29	7	1	4,8	25,5	40,0
8207H	38207H	35	30	62	18	34	8	1,5	5	35,5	57,0
8208H	38208H	40	30	68	19	36	9	1,5	5,2	46,5	83,0
8209H	38209H	45	35	73	20	37	9	1,5	5,7	39,0	67,0
8210H	38210H	50	40	78	22	39	9	1,5	6,3	50,0	90,0
8211H	38211H	55	45	90	25	45	10	1,5	7,1	61,0	114,0
8212H	38212H	60	50	95	26	46	10	1,5	7,3	62,0	118,0
8213H	38213H	65	55	100	27	47	10	1,5	8	64,0	125,0
8214H	38214H	70	55	105	27	47	10	1,5	8	65,5	134,0
8215H	38215H	75	60	110	27	47	10	1,5	8	67,0	143,0
Средняя серия											
8305H	38305H	25	20	52	18	34	8	1,5	5	34,5	46,5
8306H	38306H	30	25	60	21	38	9	1,5	6	38,0	55,0
8307H	38307H	35	30	68	24	44	10	1,5	7	50,0	75,0
8308H	38308H	40	30	78	26	49	12	1,5	7,6	61,0	95,0
8309H	38309H	45	35	85	28	52	12	1,5	8,2	75,0	118,0
8310H	38310H	50	40	95	31	58	14	2	9,1	88,0	146,0
8311H	38311H	55	45	105	35	64	15	2	10,1	102,0	176,0
8312H	38312H	60	50	110	35	64	15	2	10,1	102,0	176,0
8313H	38313H	65	55	115	36	65	15	2	10,5	106,0	186,0
8314H	38314H	70	55	125	40	72	16	2	12	137,0	250,0
8315H	38315H	75	60	135	44	79	18	2,5	13	163,0	300,0

Примечание. Пример обозначения одинарного подшипника 8210H: «Подшипник 8210H ГОСТ 7872-89\*».

## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 32).

### Отработка конструкции валов

**Цель работы:** проанализировать основные конструктивные элементы и особенности валов, дать им характеристику.

#### *Основные теоретические положения*

Валами называют детали (как правило, гладкой или ступенчатой цилиндрической формы), предназначенные для поддержания установленных на них деталей машин и механизмов (шкивов, полумуфт, катков и т. д.) и для передачи вращающего момента между ними.

При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях растяжение и сжатие.

Ось – деталь, предназначенная только для поддержания вращающихся вместе с ней деталей. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и работает только на изгиб. В машинах оси могут быть неподвижными или же могут вращаться с насаженными на них деталями (подвижные оси).

#### *Классификация валов и осей*

Оси представляют собой прямые стержни, а валы различают прямые (рисунок 32.1,а); коленчатые (рисунок 32.1,б); кривошипные (рисунок 32.1,в) и гибкие (рисунок 32.1,г).

Кривошипные и коленчатые валы используют для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот (компрессоры). Гибкие валы передают вращение между узлами машин, меняющими свое положение в работе (зубоорубочные машины).

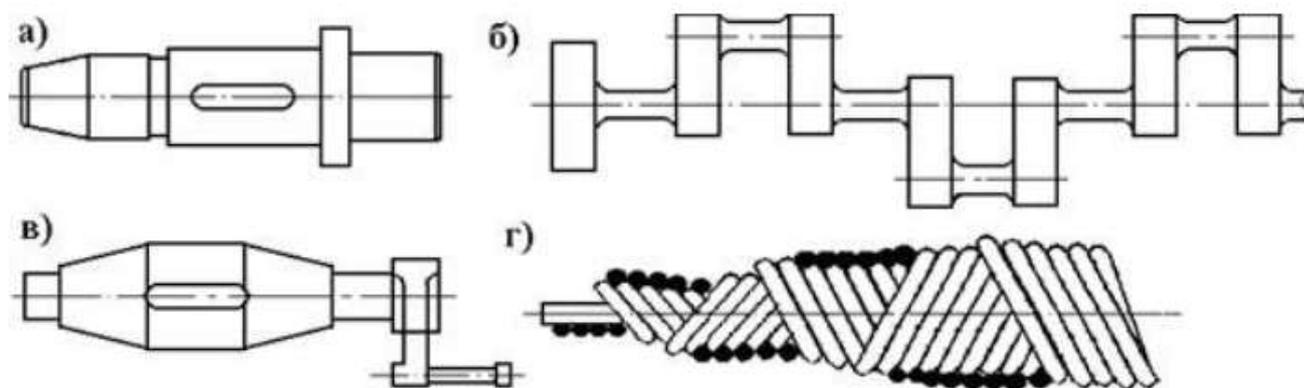


Рисунок 32.1 - Валы

По конструктивным признакам валы и оси делят на гладкие (рисунок 32.2) и ступенчатые (рисунок 32.1, а).

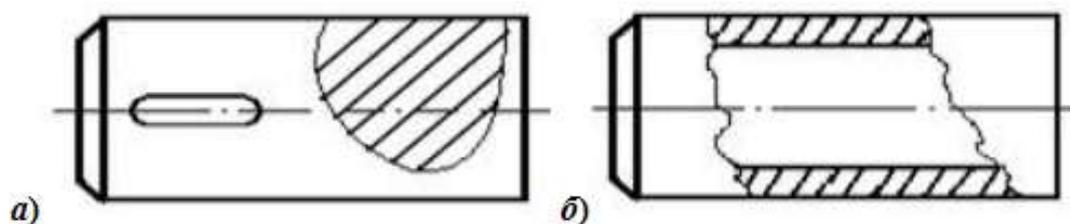


Рисунок 32.2 – Типы сечения валов

Конструкция валов определяется деталями, которые на них размещаются и расположением опор.

При конструировании валов и осей принимают во внимание технологию сборки и разборки, механическую обработку, расход материала и пр.

В конструкции ступенчатого вала условно выделяют следующие элементы: концевые участки; участки перехода от одной ступени к другой; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих момент вращения. Каждый элемент имеет свое название (рисунок 32.3).

*Цапфа (Ц)* – участок вала (оси), которым он опирается на подшипник.

*Шипом* называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия, в основном, радиальной нагрузки.

*Пятой* называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия, в основном, осевой нагрузки.

*Шейкой* называется промежуточная цапфа, расположенная в средней части вала (оси).

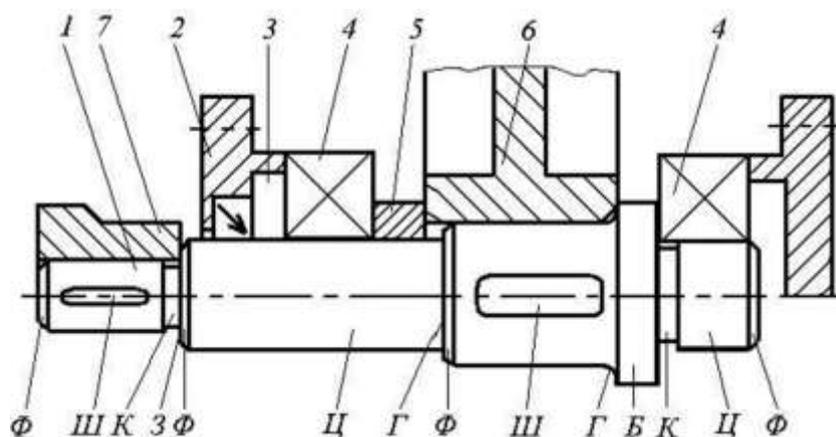


Рисунок 32.3 - Элементы валов

*Заплечик (З)* – переходная торцевая поверхность от одного сечения вала (оси) к другому, предназначенная для упора деталей, установленных на валу или оси.

*Буртик (Б)* – кольцевые утолщения вала (оси), составляющее одно целое с валом (осью).

*Канавка (К)* – углубление на поверхности меньшего диаметра между соседними ступенями валов: предназначена для плотного прилегания насаживаемой детали к заплечику (буртику), выхода шлифовального круга, при обработке поверхности меньшего диаметра, выхода резьбонарезного инструмента. Эти канавки повышают концентрацию напряжений.

*Галтель (Г)* – криволинейная поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала (оси), к плоской части заплечика или буртика.

*Фаска (Ф)* – скошенная часть боковой поверхности вала (оси) у торца вала (оси), заплечика, буртика. Служит для облегчения сборки и предотвращения травмирования рук.

Радиусы закруглений галтелей, размеры фасок принимают по ГОСТ 12080-66 в зависимости от диаметра вала.

*Шпоночный паз* (Ш) – углубление в валах для установки шпонок. Выполняют на участках крепления деталей, передающих вращающий момент.

Размеры шпоночных пазов принимают по ГОСТ 23360-78.

Благодаря массовому применению валов и осей в механизмах, для них выработаны нормативы на выполнение различных конструктивных элементов.

*Материалы валов и осей*

Материалы должны быть прочными, хорошо механически обрабатываться. Валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Для валов и осей без термообработки применяют: стали 35, 40, 45, Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5. Оси и валы, к которым предъявляют повышенные требования, выполняют из среднеуглеродистых или легированных сталей 45, 40Х и других

### ***Порядок проведения работы***

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выполнить чертеж нагруженного вала (см. свой вариант) в произвольных размерах.
3. Проанализировать задание, выделить непосредственно вал.
4. Указать конструктивные элементы вала и охарактеризовать их.
5. Ответить на контрольные вопросы.

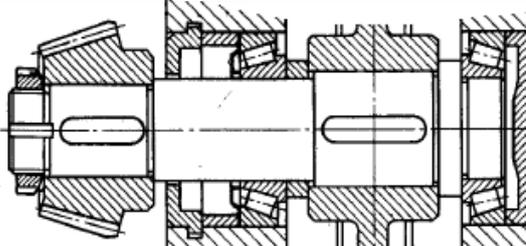
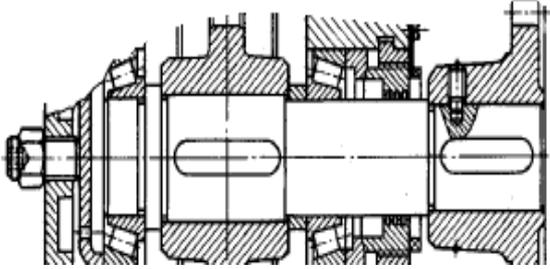
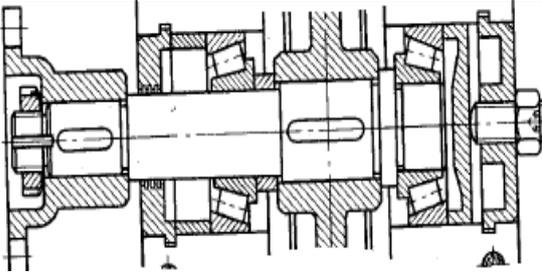
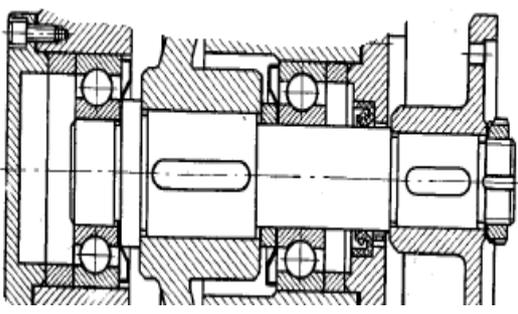
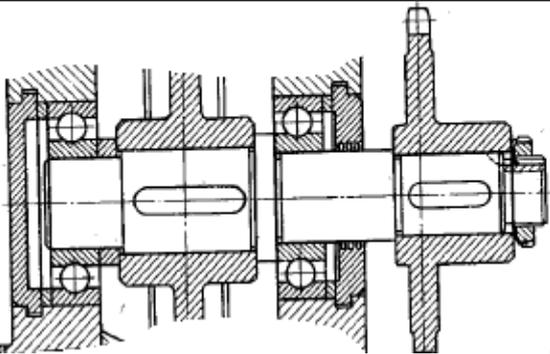
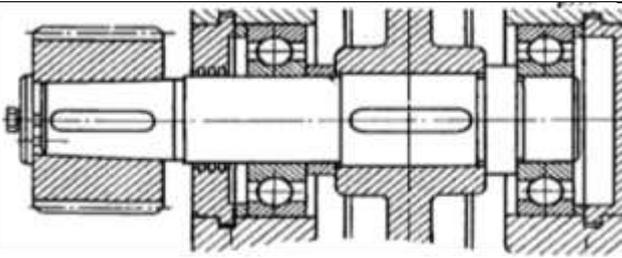
### ***Содержание отчета***

1. Чертежи последовательного решения задания (см. образец выполнения рис. 32.4).
2. Характеристика указанных конструктивных элементов вала.
3. Ответы на контрольные вопросы

### ***Контрольные вопросы***

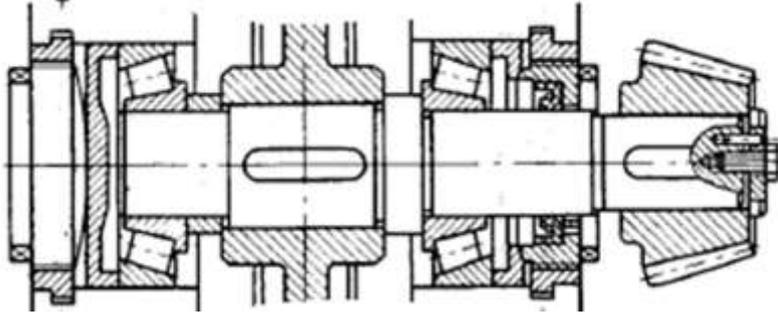
1. Для чего предназначен вал? Какие нагрузки он воспринимает?
2. Объясните в чем разница между валом и осью.
3. Перечислите виды валов по геометрическим признакам.
4. Что называют цапфой?. Как они называются в зависимости от расположения по длине вала?
5. Каково назначение кривошипных, коленчатых, гибких валов? Приведите пример использования этих валов.
6. Чем вызвано наибольшее распространение ступенчатых валов?
7. Чем вызвана необходимость изготовления полых валов?
8. Чем определяется конструкция валов?
9. Объясните в чем разница между шипом, пятой и шейкой?
10. Объясните в чем разница между заплечиком и буртиком?
11. Какие материалы применяют для изготовления валов?

**Таблица 32.1 – Исходные данные**

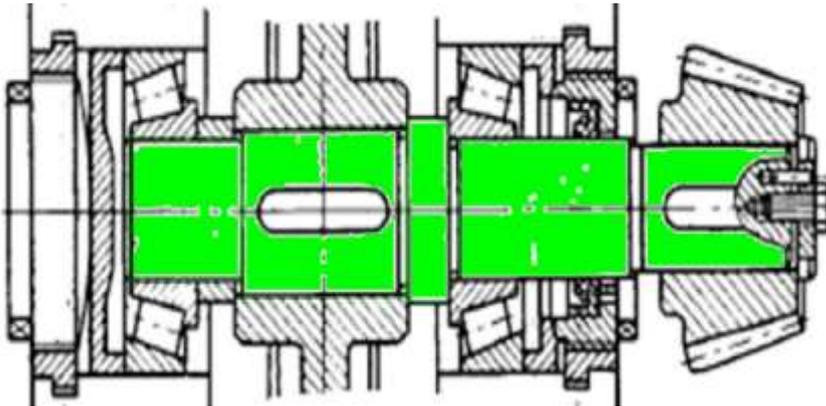
Варианты	Чертеж вала
1 8	
2 9	
3 10	
4 11	
5 12	
6 13	

## Пример выполнения задания (поэтапно)

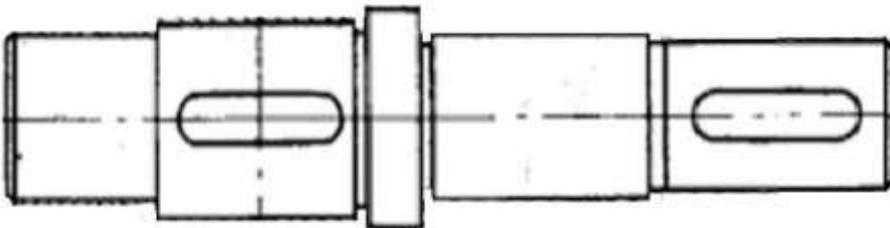
### 1. Чертеж нагруженного вала



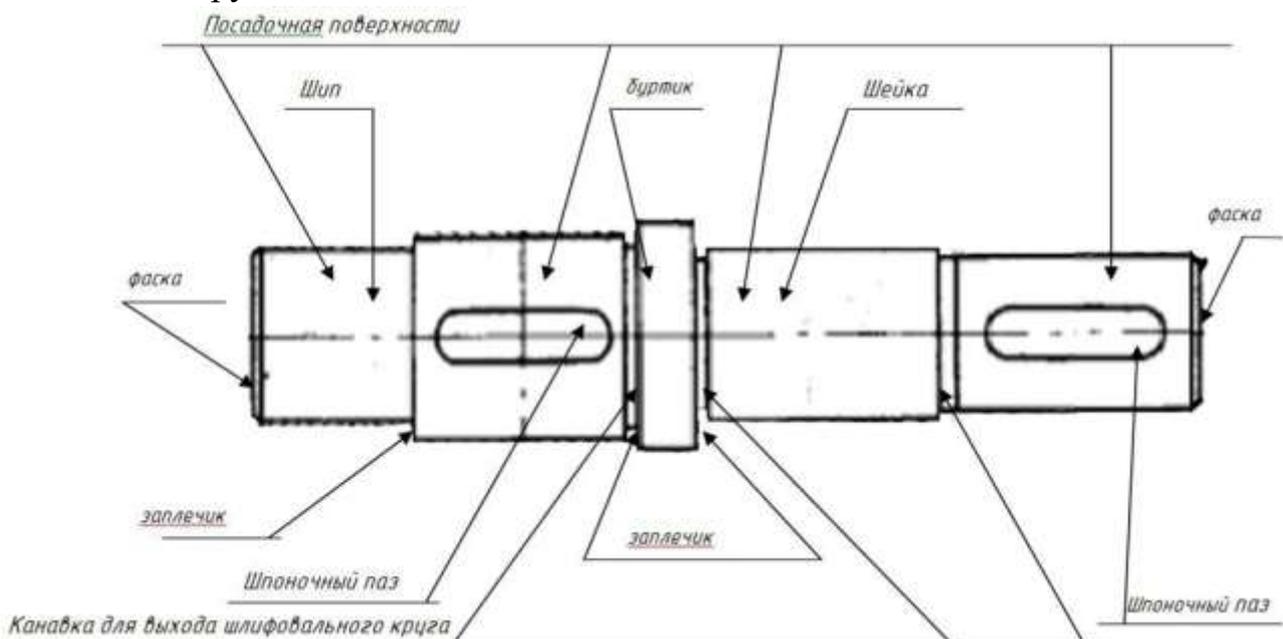
### 2. Выделенный вал



### 3. Эскиз вала



### 4. Конструктивные элементы вала



## ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА (практическое занятие № 33)

### Анализ конструктивных особенностей, механических и эксплуатационных характеристик шпоночных соединений

**Цель работы:** освоить методику расчета шпоночного соединения по ГОСТ 23360, приобрести навык использования справочных таблиц стандарта.

#### Основные теоретические положения

Шпоночные соединения относятся к разъемным соединениям и предназначены для передачи крутящего момента с вала на ступицу колеса или со ступицы на вал. Шпонка выполняет функцию направляющей для ступицы и является элементом предохранительного устройства при перегрузках.

Шпоночные соединения (рис. 33.1) состоят из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали).



Рисунок 33.1 – Детали шпоночного соединения

**Достоинства шпоночного соединения** – конструктивная простота и сравнительная легкость сборки и разборки.

**Недостатки шпоночного соединения:**

1. Ослабление вала.
2. Необходимость применения длинных ступиц.
3. Технологическая сложность обеспечения необходимой точности, которая заключается в соблюдении двух технологических параметров:
  - а) симметрия плоскости шпоночных пазов относительно плоскости вала;
  - б) отсутствие перекоса шпонки на валу.

4. При любом способе сборки шпоночного соединения заметно возрастает торцевое биение сидящей на валу детали, особенно заметное при коротких ступицах.

Шпоночные соединения бывают ненапряженные и напряженные (рис.2). Ненапряженные соединения характеризуются отсутствием напряжения до передачи момента, в напряженных соединениях до передачи момента напряжения присутствуют.

Ненапряженные соединения. Обычно для передачи крутящих моментов используются шпоночные соединения при диаметрах вала  $d_v$  свыше 5 мм.

**Клиновые** — используются на концевых установках и являются разновидностью забивных шпонок. Такое шпоночное соединение применяют при диаметре вала от 100 мм. В настоящее время встречаются крайне редко. Причина этого кроется в высокой вероятности перетяжки узла и смещении соосности ступицы и вала под воздействием одностороннего усилия. А также затрудненное извлечение шпонок.

*Призматические.* Размеры паза регулируются ГОСТ 23360-78. Они наиболее востребованы в промышленности из-за оптимального соотношения прочности и технологичности. Существует две их разновидности: врезные и закладные. Врезные шпонки устанавливаются с натягом, а закладные с небольшим зазором.

*Сегментные* шпонки выделяются среди остальных повышенной технологичностью вырезания пазов. Пазы изготавливают с помощью дисковых фрез, что обеспечивает им большее значение точности и производительности. Крепеж шпонок на валах также отличается более высокой устойчивостью из-за более глубокого врезания в их поверхность. Однако одновременно все эти достоинства являются причиной существенного ослабления вала. Это обстоятельство наряду с небольшой длиной паза приводит к появлению повышенных напряжений, которые и ограничивают использование шпонок малонагруженными изделиями.



Рисунок 33.2 - Классификация шпонок



Рисунок 33.3 - Виды шпонок

При этом наиболее часто используются шпонки двух типов: призматические для диаметров валов свыше 5 мм; сегментные для диаметров валов от 13 до 58 мм.

Все размеры сегментных шпонок определяются по таблицам ГОСТа, в зависимости от диаметра вала.

Для призматических шпонок ширина  $b$  и высота  $h$  выбираются из таблицы ГОСТа в зависимости от диаметра вала, длина  $l$  шпонки зависит от размеров  $b$  и  $h$  и определяется по рекомендуемому ряду длин.

Размеры шпонок и шпоночных пазов принимают в зависимости от диаметра вала  $d$  по стандарту СЭВ 189-75. Рабочими у призматической шпонки являются боковые грани.

Призматическая шпонка центрирует детали на валах, но не удерживает их от осевого смещения.

Наибольшее распространение имеют *призматические* шпонки, они обеспечивают большую точность посадок ступиц на валах, и в меньшей степени ослабляют вал.

ГОСТ 23360–78 предусматривает различные конструктивные исполнения призматических шпонок (рисунок 33.4).

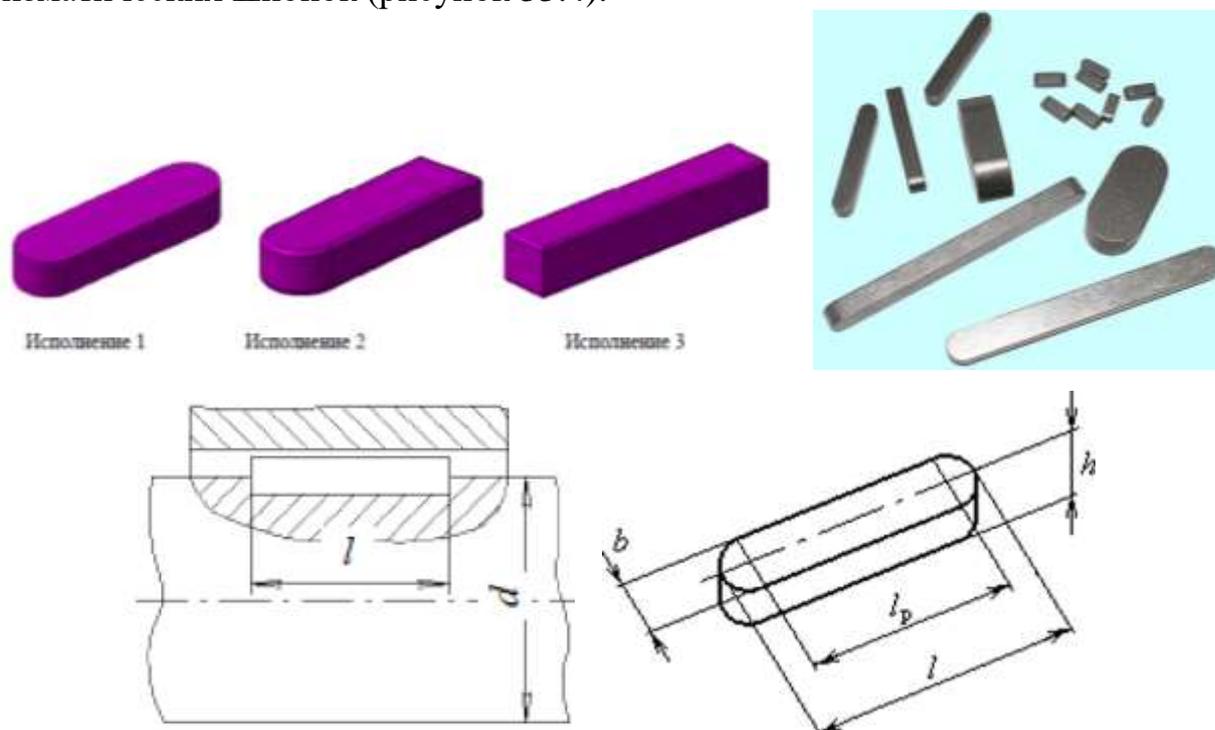


Рисунок 33.4 – Призматические шпонки

*Порядок расчета призматической шпонки:*

1. Для участка вала диаметром  $d$  под шпоночное соединение определить ширину  $b$  и высоту  $h$  призматической шпонки по табл. 33.1.
2. Из условия работы шпонки на смятие определить ее расчетную длину  $l_p$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot T \cdot 1000}{h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где  $T$  – крутящий момент на валу, Н\*м;

$[\sigma_{\text{см}}] = 120$  МПа – допускаемое напряжение на смятие.

3. По зависимости  $l = l_p + d$  определить длину шпонки  $l$ , значение которой согласовать со стандартным рядом длин шпонок по табл. 33.1, принимая большее значение  $l$

4. Определить длину ступицы  $l_{\text{ст}} = l + (8 \dots 10)$  мм и проверить выполнение условия:  $0,8d \leq l_{\text{ст}} \leq 1,5d$ .

5. При назначении шпоночного соединения под зубчатое колесо для обеспечения его устойчивости должно выполняться условие:

$$b_2 \leq l_{\text{ст}},$$

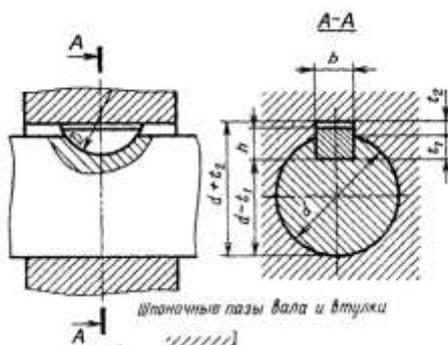
где  $b_2$  – ширина венца колеса.

Таблица 33.1 - Шпонки призматические (из ГОСТ 23360), мм

Диаметр вала, $d$	Размеры сечений шпонок		Глубина паза	
			вал	втулка
	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0
Св. 8 » 10	3	3	1,8	1,4
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8
» 12 » 17	5	5	3	2,3
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8
» 22 » 30	8	7	4	
» 30 » 38	10	8	5	3,3
» 38 » 44	12	8		
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	6	4,3
» 58 » 65	18	11	7	4,4
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9
» 75 » 85	22	14	9	5,4
» 85 » 95	25	14		
» 95 » 110	28	16	10	6,4
» 110 » 130	32	18	11	7,4
» 130 » 150	36	20	12	8,4
» 150 » 170	40	22	13	9,4
» 170 » 200	45	25	15	10,4
» 200 » 230	50	28	17	11,4
» 230 » 260	56	32	20	12,4
» 260 » 290	63	32		
» 290 » 330	70	36	22	14,4

*Примечания:* 1. Длины призматических шпонок выбирают из ряда: 6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 22 – 25 – 28 – 32 – 36 – 40 – 45 – 50 – 56 – 63 – 70 – 80 – 90 – 100 – 110 – 125 – 140 – 160 – 180 – 200 – 220 – 250 – 280 – 320 – 360 – 400 – 450 – 500.  
2. Пример обозначения шпонки с размерами  $b = 18$  мм,  $h = 11$  мм,  $l = 80$  мм: «Шпонка 18x11x80 ГОСТ 23360».

### Сегментные шпонки ГОСТ 24071-80



**Размеры в мм**

Ширина <i>b</i> (h9)	Высота <i>h</i> (h11)	Диаметр <i>D</i> (h12)	Фаска $s \times 45^\circ$ или радиус <i>r</i>		Теоретическая масса 1000 шпонок в кг
			не менее	не более	
1,0	1,4	4	0,16	0,25	0,031
1,5	2,6	7			0,152
2,0	2,6	7			0,204
2,0	3,7	10			0,414
2,5	3,7	10			0,510
3,0	5,0	13			1,050
3,0	6,5	16			1,600
4,0	6,5	16			2,120
4,0	7,5	19	3,240		
5,0	6,5	16	0,25	0,40	2,680
5,0	7,5	19			4,040
5,0	9,0	22			5,660
6,0	9,0	22			6,780
6,0	10,0	25			8,480
8,0	11,0	28			13,800
10,0	13,0	32			24,100

Диаметр вала <i>d</i>		Размер шпонки <i>b</i> × <i>h</i> × <i>D</i>	Шпоночный паз						
Назначение шпонки			Глубина				Размер <i>S</i> <sub>1</sub> фаски или радиус <i>r</i> <sub>1</sub>		
Передача крутящих моментов	Фиксация элементов		Ширина <i>b</i>	Вал <i>t</i> <sub>1</sub>		Втулка <i>t</i> <sub>2</sub>		не менее	не более
				Номинал.	Пред. откл.	Номинал.	Пред. откл.		
Св. 8 до 10	Св. 12 до 15	3 × 5 × 13	3,0	3,8		1,4		0,08	0,16
Св. 10 до 12	Св. 15 до 18	3 × 6,5 × 16	4,0	5,3	+0,2 0	1,4	+0,1 0	0,16	0,25
Св. 12 до 14	Св. 18 до 20	4 × 6,5 × 16		5,0		1,8			
Св. 14 до 16	Св. 20 до 22	4 × 7,5 × 19	5,0	6,0	+0,3 0	1,8	0,25	0,40	0,40
Св. 16 до 18	Св. 22 до 25	5 × 6,5 × 16		4,5		2,3			
Св. 18 до 20	Св. 25 до 28	5 × 7,5 × 19	6,0	5,5	+0,2 0	2,3	0,25	0,40	0,40
Св. 20 до 22	Св. 28 до 32	5 × 9 × 22		7,0		2,3			
Св. 22 до 25	Св. 32 до 36	6 × 9 × 22	8,0	6,5	+0,2 0	2,8	0,25	0,40	0,40
Св. 25 до 28	Св. 36 до 40	6 × 10 × 25		7,5		2,8			
Св. 28 до 32	Св. 40	8 × 11 × 28	10,0	8,0	+0,2 0	3,3	0,25	0,40	0,40
Св. 32 до 38	Св. 40	10 × 13 × 32		10,0		3,3			

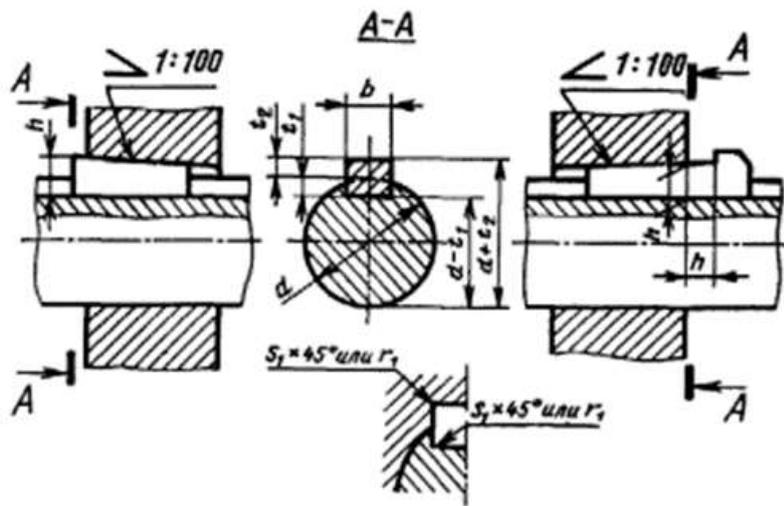
Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 сечением  $b \times h = 5 \times 6,5$  мм:

**Шпонка 5 × 6,5 ГОСТ 24071—80**

то же, исполнения 2 сечением  $b \times h_1 = 5 \times 5,2$  мм:

**Шпонка 2—5 × 5,2 ГОСТ 24071—80**

## Шпонка клиновая ГОСТ 24068—80



мм

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз							
		Ширина $b$	Глубина				Радиус закругления $r_1$ или фаска $s_1 \times 45^\circ$		
			Вал и втулка (D 10)	Вал $t_1$		Втулка* $t_2$		не менее	не более
				Но-мни.	Пред. откл.	Но-мни.	Пред. откл.		
От 6 до 8	2×2	2	1,2		0,5				
Св. 8 до 10	3×3	3	1,8	+0,1 0	0,9	+0,1 0	0,08	0,16	
Св. 10 до 12	4×4	4	2,5		1,2				
Св. 12 до 17	5×5	5	3,0		1,7				
Св. 17 до 22	6×6	6	3,5	+0,2 0	2,2	+0,2 0	0,16	0,25	
Св. 22 до 30	8×7	8	4,0		2,4				
Св. 30 до 38	10×8	10	5,0		2,4				
Св. 38 до 44	12×8	12	5,0		2,4				
Св. 44 до 50	14×9	14	5,5	+0,3 0	2,9	+0,3 0	0,25	0,40	
Св. 50 до 58	16×10	16	6		3,4				
Св. 58 до 65	18×11	18	7		3,4				
Св. 65 до 75	20×12	20	7,5		3,9				
Св. 75 до 85	22×14	22	9		4,4				
Св. 85 до 95	25×14	25	9	4,4	+0,3 0	0,40	0,60		
Св. 95 до 110	28×16	28	10	5,4					
Св. 110 до 130	32×18	32	11	6,4					
Св. 130 до 150	36×20	36	12	7,1	+0,3 0	+0,3 0	0,70	1,00	
Св. 150 до 170	40×22	40	13	8,1					
Св. 170 до 200	45×25	45	15	9,1					
Св. 200 до 230	50×28	50	17	10,1					
Св. 230 до 260	56×32	56	20	11,1					
Св. 260 до 290	63×32	63	20	11,1	+0,3 0	1,20	1,80		
Св. 290 до 330	70×36	70	22	13,1					
Св. 330 до 380	80×40	80	25	14,1					
Св. 380 до 440	90×45	90	28	16,1	+0,3 0	2,00	2,50		
Св. 440 до 500	100×50	100	31	18,1					

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 с размерами  $b=18$  мм,  $h=11$  мм,  $l=100$  мм:

Шпонка 18×11×100 ГОСТ 24068—80

то же, исполнения 2:

Шпонка 2—18×11×100 ГОСТ 24068—80

мм

Ширина $b$ (h9)	Высота $h$ (h11)	Фаски $s \times 45^\circ$ или радиус $r$		Длина $l$ (h 14)		Высота шпоночной головки $h_1$
		не менее*	не более	от	до	
5	5	0,25	0,40	10	56	8
6	6			14	70	10
8	7			18	90	11
10	8	0,40	0,60	22	110	12
12	8			28	140	12
14	9			36	160	14
16	10			45	180	16
18	11			50	200	18
20	12	0,60	0,80	56	220	20
22	14			63	250	22
25	14			70	280	22
28	16			80	320	25
32	18			90	360	28
36	20	1,00	1,20	100	400	32
40	22			100	400	36
45	25			110	450	40
50	28			125	500	45
56	32	1,60	2,00	140	500	50
63	32			160	500	50
70	36			180	500	56
80	40			200	500	63
90	45	2,50	3,00	220	500	70
100	50			250	500	80

Таблица 33.2 - Ряд нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636)

3,2	8,0	20	53	140	380
3,4	8,5	21	56	150	400
3,6	9,0	22	60	160	420
3,8	9,5	24	63	170	450
4,0	10	25	67	180	480
4,2	10,5	26	71	190	500
4,5	11	28	75	200	530
4,8	11,5	30	80	210	560
5,0	12	32	85	220	600
5,3	13	34	90	240	630
5,6	14	36	95	250	670
6,0	15	38	100	260	710
6,3	16	40	105	280	750
6,7	17	42	110	300	800
7,1	18	45	120	320	850
7,5	19	48	125	340	900
		50	130	360	950

### **Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать исходные данные согласно варианту из таблицы 33.3.
3. Выполнить блок-схему «Классификация шпонок» (рисунок 33.2).
4. Дать развернутую характеристику указанной в исходных данных шпонки, выполнить ее эскиз с условными обозначениями.
5. Рассчитать шпоночное соединение для вала и зубчатого колеса для заданных условий.
6. Дать обозначение шпонки по ГОСТ 23360.



7. Сделать вывод о проделанной работе.
8. Ответить на контрольные вопросы (четные варианты –четные вопросы; нечетные варианты –нечетные вопросы).

### **Содержание отчета**

1. Данные своего варианта (см. табл. 33.3).
2. Блок-схема «Классификация шпонок».
3. Характеристика указанной в исходных данных шпонки, ее эскиз с условными обозначениями.
4. Расчет шпоночного соединения для вала и зубчатого колеса по заданным условиям.
5. Обозначение шпонки по ГОСТ 23360.
6. Вывод о проделанной работе.
7. Ответы на контрольные вопросы.

### **Контрольные вопросы**

1. Что соединяет шпоночное соединение?
2. Какие функции выполняет шпоночного соединения?
3. Объясните, чем отличаются напряженные и ненапряженные шпоночные соединения.
4. Объясните, чем отличается сегментная шпонка от призматической.
5. Как подбираются призматические шпонки?
6. Основные геометрические параметры призматической шпонки.
7. На каких гранях призматической шпонки возникают напряжения смятия?
8. Из какого условия определяется рабочая длина шпонки?

9. Зачем длину ступицы насаживаемой на вал детали согласуют с длиной шпонки?

10. Пояснить влияние шпоночных канавок на прочность вала.

### Задание

Рассчитать шпоночное соединение для вала и зубчатого колеса с шириной венца  $b_2 = \dots$  мм, если крутящий момент на валу  $T = \dots$  Н\*м. Дать обозначение шпонки по ГОСТ 23360-78.

**Таблица 33.3– Исходные данные**

Вариант	$b_2$ , мм	$T$ Н*м	Шпонка для составления ее характеристики
1	71	610	призматическая
2	56	360	сегментная
3	53	280	клиновья
4	45	150	призматическая
5	38	84	сегментная
6	25	31	клиновья
7	67	690	призматическая
8	60	910	сегментная
9	80	1150	клиновья
10	85	1300	призматическая
11	100	1800	сегментная
12	40	200	клиновья
13	71	510	призматическая
14	56	460	сегментная
15	53	380	клиновья
16	45	250	призматическая
17	38	184	сегментная
18	25	50	клиновья
19	67	590	призматическая
20	60	810	сегментная

Для всех вариантов принять:  $[\tau] = 20$  МПа - допускаемое напряжение на кручение  
 $[\sigma_{см}] = 120$  МПа – допускаемое напряжение на смятие.

### Пример решения

Рассчитать шпоночное соединение для вала и зубчатого колеса с шириной венца  $b_2 = 80$  мм, если крутящий момент на валу  $T = 800$  Нм. Дать обозначение шпонки по ГОСТ 23360.

1) Определить диаметра вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 1000}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{800 \cdot 1000}{0,2 \cdot 20}} = 58,48 \text{ мм,}$$

где  $[\tau] = 20$  МПа - допускаемое напряжение на кручение;

$T = 800$  МПа - крутящий момент на валу.

2) Значение диаметра  $58,48$  мм округлить в большую сторону по ряду нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636) и получается  $d = 60$  мм (табл. 2).

3) Определить размеры шпонки призматической по ГОСТ 23360 (табл.1), согласно которому для  $d = 60$  мм:

$b = 18$  мм (ширина шпонки) и  $h = 11$  мм (высота шпонки).

4) Из условия работы шпонки на смятие определить расчетную длину шпонки, если допускаемое напряжение на смятие  $[\sigma]_{см} = 120$  МПа.

$$l_p \geq \frac{4 \cdot T \cdot 1000}{h \cdot d \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{4 \cdot 800 \cdot 1000}{11 \cdot 60 \cdot 120} = 40,4 \text{ мм},$$

тогда длина шпонки:

$$l = l_p + b = 40,4 + 18 = 58,4 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 23360 уточняем значение длины шпонки, принимая большее значение:  $l = 63$  мм.

Длина ступицы:

$$l_{ст} = l + 10 = 63 + 10 = 73 \text{ мм}.$$

5. Проверить выполнение условий:

А)  $0,8d \leq l_{ст} \leq 1,5d$

$48 \leq 73 \leq 90$ , мм (выполняется);

Б)  $b_2 \leq l_{ст}$

$80 \leq 73$ , мм (не выполняется).

Для выполнения условия принимаем:

$$l_{ст} = b_2 = 80 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 23360 уточняем длину шпонки:

$$l = l_{ст} - 10 = 80 - 10 = 70 \text{ мм}.$$

6. Дать обозначение шпонки по ГОСТ 23360:

*Шпонка 18x11x70 ГОСТ 23360*

**ПРАКТИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА** (практическое занятие № 34).

**Подбор редуктора для вспомогательного технологического оборудования заготовительного участка**

**Цель работы:** освоить методику подбора стандартных редукторов по каталогу и его маркировку, анализ технического уровня редуктора.

**Основные теоретические положения**

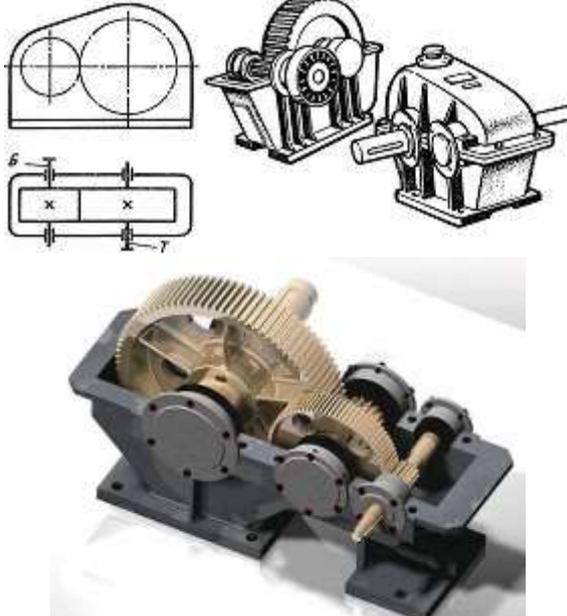
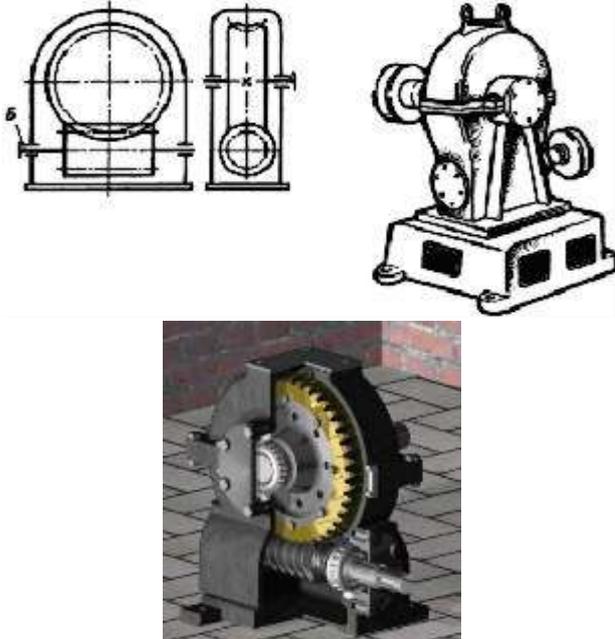
Назначение редуктора - понижение угловой скорости и, соответственно, повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Типы редукторов и их краткая характеристика приведена в таблице 34.1.

Редуктор, как правило, состоит из корпуса (чугунного, стального или алюминиевого), в котором помещены: валы зубчатые или червячные колеса, подшипники и другое. В некоторых случаях в корпусе редуктора помещены механизмы для смазывания зацеплений и подшипников, а также механизмы для охлаждения. Размещение опор валов редуктора в одном общем жестком корпусе обеспечивает постоянство относительного расположения осей валов, а

это позволяет применять широкие колеса с малым модулем. Применение малых модулей, в свою очередь, приводит к увеличению точности и уменьшению шума при работе передачи, к снижению стоимости ее изготовления. Обильное смазывание способствует малому износу и повышает КПД редукторной передачи. Наличие корпуса обеспечивает безопасность работы редукторов. Этими достоинствами редукторов объясняется их вытеснение ими открытых передач.

Таблица 34.1 – Типы редукторов

Тип редуктора	Краткая характеристика редуктора
	<p>Одноступенчатые цилиндрические редукторы горизонтальные (имеют, как правило, косозубое зацепление). Передаточное число таких редукторов <math>u &lt; 8</math></p>
	<p>Червячный редуктор с нижним расположением червяка. Диапазон передаточных чисел <math>u = 8 \dots 80</math>, рекомендуется <math>u \leq 63</math>.</p>

От правильности выбора редуктора во многом зависит не только его надежность, но и долговечность.

Ошибки при расчете и выборе редуктора неизбежно могут привести к преждевременному выходу его из строя и, как следствие, в лучшем случае к финансовым потерям.

Практика показывает, что правильно подобранный редуктор обеспечивает срок службы не менее 7 лет — для червячных и 10-15 лет для цилиндрических редукторов.

## *1. Характеристика основных типов одноступенчатых редукторов*

### 1.1. Цилиндрические редукторы

Цилиндрические редукторы - большая группа редукторов, характеризующаяся применяемым в них зацеплением - цилиндрическими зубчатыми передачами (рис. 34.1).

Группа классифицируется по следующим признакам:

По количеству ступеней (передаточных в редукторе) - одноступенчатые, двухступенчатые, трехступенчатые, четырехступенчатые;

По способу установки - на лапах, на фланце или насадное исполнение (редуктор с полым выходным валом)

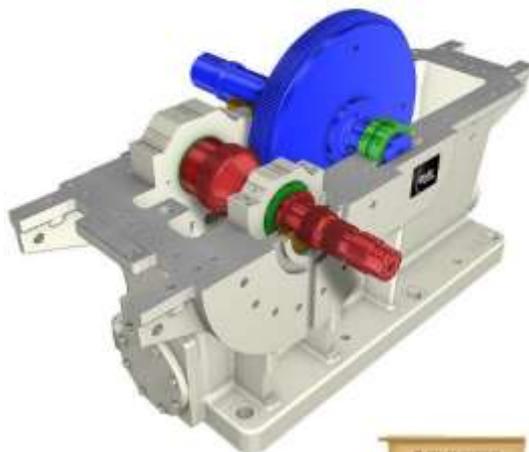


Рисунок 34.1 - Одноступенчатый цилиндрический горизонтальный редуктор

Одноступенчатые цилиндрические горизонтальные редукторы типов 1ЦУ-160, 1ЦУ-200, 1ЦУ-250 предназначены для увеличения крутящего момента и уменьшения частоты вращения (табл. 34.2, рис. 34.2).

Таблица 34.2 - Одноступенчатые цилиндрические горизонтальные редукторы типов 1ЦУ

Типоразмер редуктора	Ном.крутящий момент, Н м	Диапазон передаточных отношений	Габаритные размеры, L•B•H, мм	Масса, кг
Редуктор 1ЦУ-100	250	2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3	315x140x224	27
Редуктор 1ЦУ 160	1000	2, 2.5, 3.15, 4, 5, 6.3	475x185x335	77,5
Редуктор 1ЦУ 200	2000	2, 2.5, 3.15, 4, 5, 6.3	580x212x425	135
Редуктор 1ЦУ 250	4000	2, 2.5, 3.15, 4, 5, 6.3	710x265x530	250

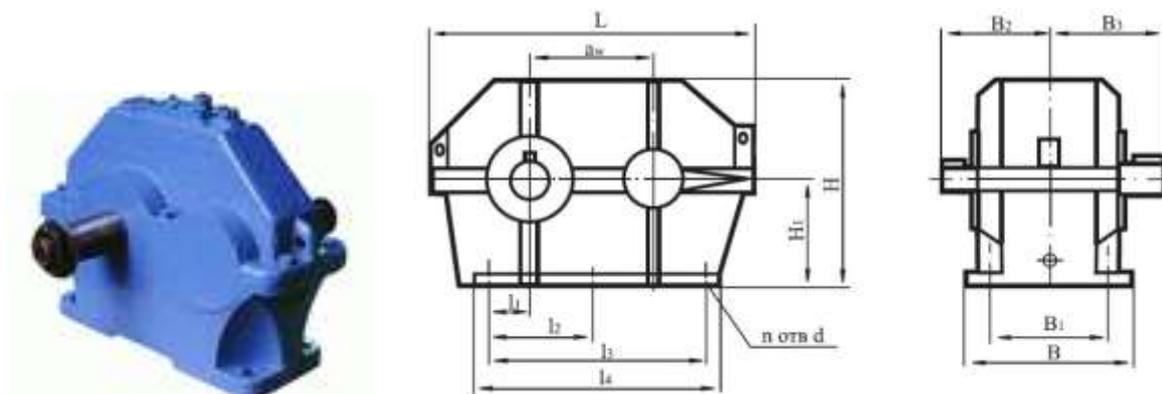


Рисунок 34.2- Размеры одноступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора

Благодаря всем своим достоинствам цилиндрический редуктор – лидер по распространённости среди редукторов. Цилиндрические редукторы устанавливаются в приводах металлорежущих станков, валкового оборудования заготовительных цехов и т. д., и т. п.

Ограничений к применению нет, кроме специальных случаев, в которых целесообразнее применение других типов редукторов – например, когда требуется угловая компоновка привода, когда необходимо большое передаточное число в сочетании с небольшими габаритами или когда нужно достичь особой плавности хода приводимого механизма.

### 1.2. Червячные редукторы

Редуктор червячный — один из классов механических редукторов (рис. 3). Редуктор классифицируются по типу механической передачи. Редуктор называется червячным по виду червячной передачи, находящейся внутри редуктора, передающей и преобразующей крутящий момент. Винт, который лежит в основе червячной передачи, внешне похож на червяка, отсюда и название.



Рисунок 34.3 - Одноступенчатый червячный редуктор

В червячном редукторе увеличение крутящего момента и уменьшение угловой скорости выходного вала происходит за счет преобразования энергии, заключенной в высокой угловой скорости и низком крутящем моменте на входном валу. Двигатель со встроенным червячным редуктором называют червячным мотор-редуктором.

Наиболее распространены одноступенчатые червячные редукторы. В одноступенчатых червячных редукторах червяк может располагаться под колесом, над колесом, горизонтально сбоку колеса и вертикально сбоку колеса. Выбор схемы червячного редуктора определяется требованиями компоновки.

Червячные редукторы с нижним расположением червяка применяют при  $v_1 < 5$  м/с, с верхним - при  $v_1 > 5$  м/с. В червячных редукторах с боковым расположением червяка смазка подшипников вертикальных валов затруднена.

В червячных редукторах для повышения сопротивления заеданию применяют более вязкие масла, чем в зубчатых редукторах. При скоростях скольжения  $V_{ск} < 7...10$  м/с смазку червячных передач редукторов осуществляют окунанием червяка или колеса в масляную ванну. При нижнем расположении червяка уровень масла в ванне должен проходить по центру нижнего шарика или ролика подшипника качения, а червяк должен быть погружен в масло примерно на высоту витка. Если уровень масла устанавливают по подшипникам и червяк не окунается в масло, то на валу червяка устанавливают маслоразбрызгивающие кольца (крыльчатки), которые и подают масло на червяк и колесо. В червячных редукторах  $V_{ск} > 7... 10$  м/с применяют циркуляционно-принудительную смазку, при которой масло от насоса через фильтр и холодильник подаётся в зону зацепления.

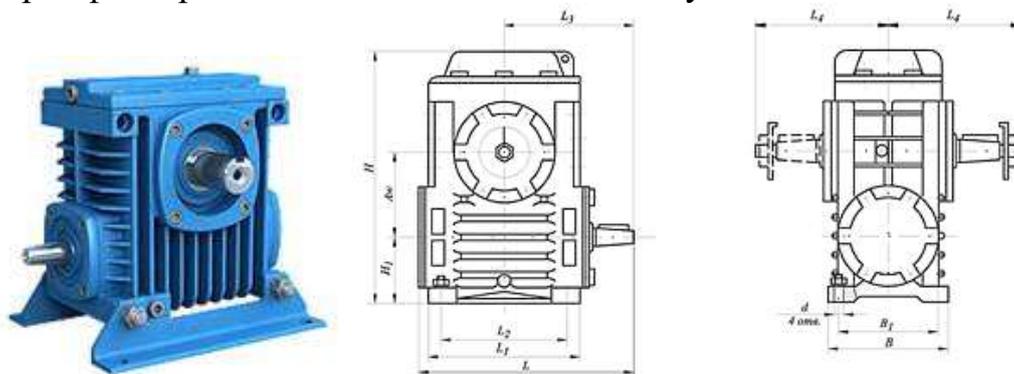


Рисунок 34.4 - Размеры одноступенчатого червячного редуктора

Основные типы одноступенчатых червячных редукторов приведены в табл. 34.3.

Таблица 34.3 - Редукторы червячные одноступенчатые

Типоразмер редуктора	Ном. крутящий момент, Н м	Диапазон передаточных отношений	Габаритные размеры, L•B•H, мм	Масса, кг
Редуктор Ч 40	16...28	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 60	146x125x122	3
Редуктор Ч 80	175...300	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	340x150x295	18,5
Редуктор Ч 100	292...488	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	373x341x312	57
Редуктор Ч 125	525...1000	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	437x363x396	88
Редуктор Ч 160	1092...2000	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	551x434x500	157
Редуктор 1Ч 63	106...200	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	238x248x207	3,5
Редуктор 1Ч 160	1480...2460	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	505x420x465	120
Редуктор 2Ч 40	26...32	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	75x100x180	6,7
Редуктор 2Ч 63	83...110	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	100x125x225	13,1
Редуктор 2Ч 80	170...240	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	120x140x267	18,6
Редуктор 5Ч 80	240...360	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	260x212x264	30
Редуктор 5Ч 100	420...577	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	330x328x312	43
Редуктор 5Ч 125	750...1150	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80	395x332x365	73

## 2. Маркировка редукторов

### 2.1. Цилиндрические редукторы

*Серия (тип) редуктора:* 1ЦУ, 1Ц2У, 1Ц3У, Ц2, РМ, РЦД, РК, ВК, Ц2Н, Ц2У, ЦТНД, ЦДНД, ЦЗВК, В и т.д.

*Габарит редуктора.* Межосевое расстояние.

*Характеристика зацепления.* Не обозначается в случае эвольвентного зацепления. В обозначении используется буква «Н» в случае зубчатого зацепления с профилем Новикова.



Рисунок 34.5 - Обозначение цилиндрических редукторов  
Вариант сборки (см. рис. 34.6)

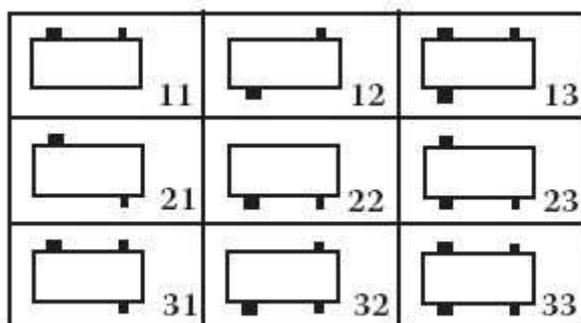


Рисунок 34.6 - Варианты сборки

#### *Условия применения редукторов.*

- нагрузка постоянная и переменная, одного направления и реверсивная;
- работа постоянная или с периодическими остановками;
- вращение валов в любую сторону
- частота вращения входного вала не должна превышать 1800 об/мин;
- атмосфера типов I и II по ГОСТ 15150-69 при запыленности воздуха не более 10 мг/м<sup>3</sup>;

*Исполнение входного вала.* Квх – конический входной вал, Цвх – цилиндрический входной вал.

*Климатические исполнения* У, Т (для категории размещения 1...) и климатические исполнения УХЛ и О ( для категорий размещения 4 ) по ГОСТ 15150-69.

#### *Примеры условного обозначения:*

1ЦУ-160-2-23-Квх-Квых-УЗ -

1ЦУ – тип редуктора (цилиндрический одноступенчатый горизонтальный)

160 – межосевое расстояние тихоходной ступени, мм

2 – передаточное число

23 – вариант сборки

Квх – конический входной вал  
 Квых – конический выходной вал  
 У3 – климатическое исполнение

1ЦЗУ-250-45-23-Квх-М-У2

1ЦЗУ – тип редуктора (цилиндрический трехступенчатый горизонтальный)

250 – межосевое расстояние тихоходной ступени, мм

45 – передаточное число

23 – вариант сборки

Квх – конический входной вал

М – выходной вал в виде зубчатой полумуфты

У3 – климатическое исполнение

1ЦУ-200-2,5-12У2. - цилиндрический одноступенчатый редуктор с межосевым расстоянием 200 мм, номинальным передаточным числом 2,5, вариантом сборки 12, климатического исполнения У и категории размещения 2:

## 2.2. Червячные редукторы



Рисунок 34.7 - Обозначение червячных редукторов

Серия (тип) редуктора: Ч, 1Ч, 2Ч, 5Ч, 7Ч

Габарит редуктора. Межосевое расстояние редуктора – а, мм.

Вариант сборки (см. рис. 34.8).

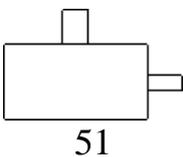
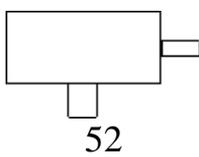
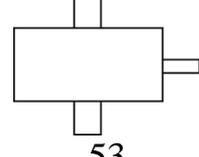
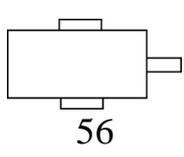
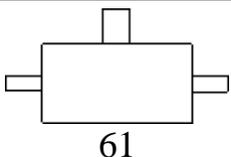
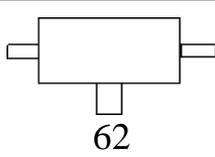
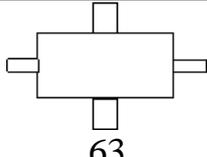
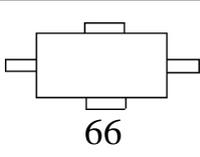
Сборки с концами выходных валов под муфты			Сборки с полыми выходными валами
 51	 52	 53	 56
 61	 62	 63	 66

Рисунок 34.8 - Варианты сборки

Вариант расположения червячной пары (см. рис. 34.9).

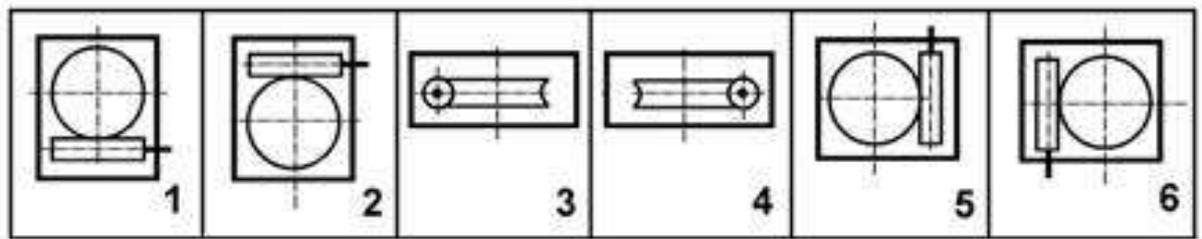


Рисунок 34.9 - Вариант расположения червячной пары

*Вариант крепления редуктора. (см. рис. 34.10).*

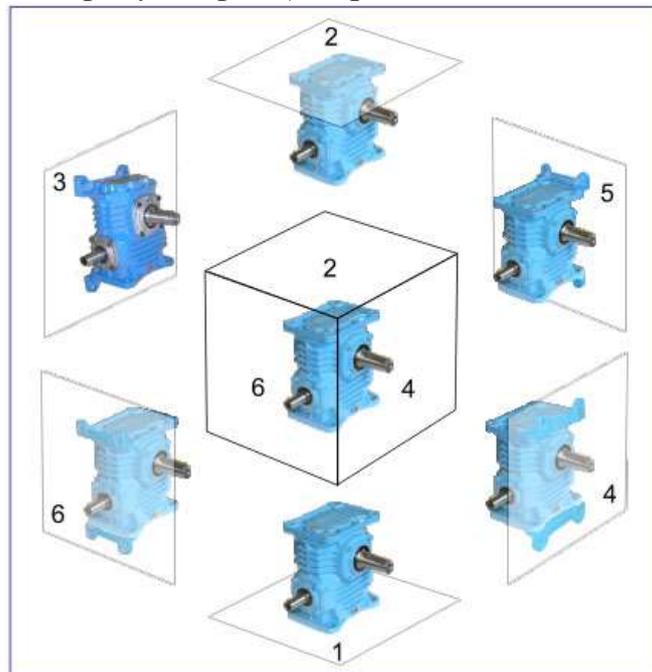


Рисунок 34.10 - Вариант крепления редуктора

*Исполнение входного вала.* Квх - конический входной вал, Цвх – цилиндрический входной вал.

*Исполнение выходного вала.* Квых - конический выходной вал, Цвых – цилиндрический выходной вал,

*Климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69.*

*Наличие вентилятора.* В обозначении используется буква «В» в случае исполнения с вентилятором.

*Примеры условного обозначения:*

Ч 100-40-52-2-1-Квх-Квых-УЗ

Ч - тип редуктора (червячный одноступенчатый)

100 – межосевое расстояние редуктора - а, мм

40 - передаточное число

52 – вариант сборки

2 – Вариант крепления редуктора (со стороны колеса)

1 – Вариант расположения червячной пары (червяк под колесом)

Квх – конический входной вал

Квых – конический выходной вал

УЗ – климатическое исполнение

### 3 Выбор и расчет редуктора

Выбор любого редуктора осуществляется в три этапа:

1. Выбор типа редуктора
2. Выбор габарита (типоразмера) редуктора и его характеристик.
3. Проверочные расчеты

#### 3.1. Выбор типа редуктора

3.1.1. Определение расположения осей валов редуктора в пространстве.

##### *Цилиндрические редукторы:*

Ось входного и выходного вала редуктора параллельны друг другу и лежат только в одной горизонтальной плоскости – горизонтальный цилиндрический редуктор.

Ось входного и выходного вала редуктора параллельны друг другу и лежат только в одной вертикальной плоскости – вертикальный цилиндрический редуктор.

Ось входного и выходного вала редуктора может находиться в любом пространственном положении при этом эти оси лежат на одной прямой (совпадают) – соосный цилиндрический или планетарный редуктор.

##### *Червячные редукторы:*

Ось входного и выходного вала редуктора может находиться в любом пространственном положении, при этом они скрещиваются под углом 90 градусов друг другу и не лежат в одной плоскости – одноступенчатый червячный редуктор.

Ось входного и выходного вала редуктора может находиться в любом пространственном положении, при этом они параллельны друг другу и не лежат в одной плоскости, либо они скрещиваются под углом 90 градусов друг другу и не лежат в одной плоскости – двухступенчатый редуктор.

3.1.2. Определение способа крепления, монтажного положения и варианта сборки редуктора.

Способ крепления редуктора и монтажное положение (крепление на фундамент или на ведомый вал приводного механизма) определяют по приведенным в каталоге техническим характеристикам для каждого редуктора индивидуально (в данной работе выбрать самим – рис. 34.10).

Вариант сборки определяют по приведенным в каталоге схемам. Схемы «Вариантов сборки» приведены на рис.34.6 и рис. 34.8 (в данной работе выбрать самим).

#### 3.2. Выбор габарита (типоразмера) редуктора и его характеристик

При выборе габарита редуктора производится расчет расчетного крутящего момента на выходном валу редуктора

$$T_{расч} = T_{треб} \cdot K_{реж}, \quad (34.1)$$

где  $T_{треб}$  - требуемый крутящий момент на выходном валу,  $N \cdot м$  (исходные данные)

$K_{реж}$  – коэффициент режима работы

Коэффициент режима  $K_{реж}$  работы определяется как произведение коэффициентов:

Для зубчатых редукторов:

$$K_{реж} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{ПВ} \cdot K_{рев} \quad (34.2)$$

Для червячных редукторов:

$$K_{реж} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{ПВ} \cdot K_{рев} \cdot K_{ч} \quad (34.3)$$

где  $K_1$  – коэффициент типа и характеристик двигательной установки, табл. 34.4

$K_2$  – коэффициент продолжительности работы таблица 34.5

$K_3$  – коэффициент количества пусков таблица 34.6

$K_{ПВ}$  – коэффициент продолжительности включений таблица 34.7

$K_{рев}$  – коэффициент реверсивности, при нереверсивной работе

$K_{рев} = 1,0$  при реверсивной работе  $K_{рев} = 0,75$

$K_{ч}$  – коэффициент, учитывающий расположение червячной пары в пространстве. При расположении червяка под колесом  $K_{ч} = 1,0$ , при расположении над колесом  $K_{ч} = 1,2$ . При расположении червяка сбоку колеса  $K_{ч} = 1,1$ .

Таблица 34.4 - Коэффициент типа и характеристик двигательной установки

$K_1$

Ведущая машина	Генераторы, элеваторы, центробежные компрессоры, равномерно загружаемые конвейеры, насосы центробежные, вентиляторы.	Водоочистные сооружения, неравномерно загружаемые конвейеры, лебедки, механизмы подъемных кранов, резак, оборудование для нефтяной промышленности.	Пробойные прессы, вибрационные устройства, лесопильные машины, компрессоры.	Оборудование для производства резинотехнических изделий и пластмасс, смесительные машины и оборудование для фасонного проката.
4-х, 6-ти цилиндровые двигатели внутреннего сгорания, гидравлические и пневматические двигатели	1,25	1,5	1,8	2,2
Электродвигатель, паровая турбина	1,0	1,2	1,5	1,8
1-х, 2-х, 3-х цилиндровые двигатели внутреннего сгорания	1,5	1,8	2,2	2,5

Таблица 34.5 - Коэффициент продолжительности работы  $K_2$

Ежедневное пользование, ч/сут	< 2	< 8	< 16	> 16
$K_2$	0,9	1,0	1,12	1,25

Таблица 34.6 - Коэффициент количества пусков  $K_3$

Количество пусков в час	1	< 20	< 40	< 80	< 160	> 160
Коэффициент характеристики двигателя, $K_3$	1	1,0	1,2	1,3	1,5	2,0
	1,25	1,0	1,1	1,2	1,3	1,7
	1,5	1,0	1,07	1,1	1,15	1,4
	1,8	1,0	1,05	1,05	1,07	1,2

Таблица 34.7 - Коэффициент продолжительности включений  $K_{ПВ}$

ПВ %	100	60	40	25	15
$K_{ПВ}$	1,0	0,90	0,80	0,70	0,67

### 3.3. Проверочный расчет

Параметры выбираемого редуктора должны удовлетворять следующему условию:

$$T_{ном} > T_{расч}, \quad (34.4)$$

где  $T_{ном}$  – номинальный крутящий момент на выходном валу редуктора, приводимый в технических характеристиках для каждого редуктора, Н•м (табл. 34.2, 34.3)

$T_{расч}$  - расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора (формула 34.1), Н•м.

### 4. Технический уровень редуктора

Объективной мерой затраченных средств является масса редуктора  $m$ , кг, в которой практически интегрирован весь процесс его проектирования. Поэтому за критерий технического уровня можно принять относительную массу, т.е. отношение массы редуктора к вращающему моменту на его тихоходном валу. Этот критерий характеризует расход материалов на передачу момента и легок для сравнения.

#### 4.1. Определение массы редуктора

Цилиндрический редуктор

$$m = \varphi \cdot \rho \cdot V \cdot 10^{-9}, \quad (34.5)$$

где  $\varphi$  – коэффициент заполнения определить по графику (рис. 34.11) в зависимости от межосевого расстояния.

$\rho$  - плотность чугуна ( $\rho = 7,4 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>);

$V$  - условный объем редуктора определить как произведение наибольшей длины -  $L$ , ширины –  $B$  и высоты редуктора -  $H$ , мм<sup>3</sup>(табл. 34.2, 34.3)

$$V = L \cdot B \cdot H$$

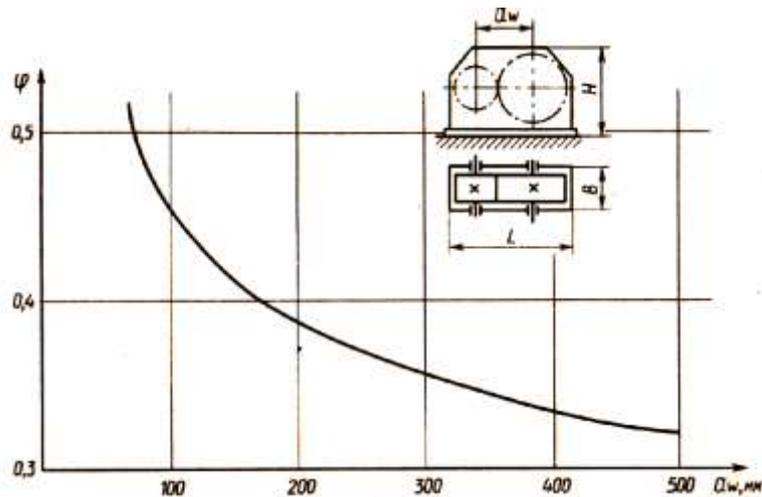


Рисунок 34.11 - График для определения коэффициента заполнения цилиндрического одноступенчатого редуктора

#### Червячный редуктор

$$m = \varphi \cdot \rho \cdot d_1 \cdot \pi d_2^2 / 4 \cdot 10^{-9}, \quad (34.6)$$

где  $\varphi$  – коэффициент заполнения определить по графику (рис.34.12) в зависимости от делительного диаметра колеса  $d_2$ , мм.

$\rho$  - плотность чугуна ( $\rho = 7,4 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>);

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм (принять  $d_1 = a/3$ );

$d_2$  - делительный диаметр колеса, мм (принять  $d_2 = 2 \cdot a/3$ );

$a$  – межосевое расстояние, мм (см. раздел 3.2.).

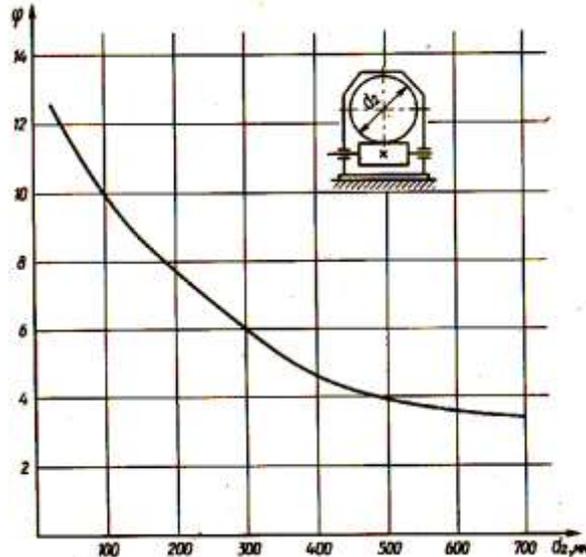


Рисунок 34.12 - График для определения коэффициента заполнения червячного одноступенчатого редуктора

#### 4.2. Определение критерия технического уровня редуктора

Критерий технического уровня определяется по формуле:

$$\gamma = m / T_{\text{расч}}, \quad (34.7)$$

где  $T_{\text{расч}}$  - вращающий момент на тихоходном валу редуктора (формула 34.1).

Определить по табл. 34.8 технический уровень редуктора.

Таблица 34.8 - Качественная оценка технического уровня редуктора

$\gamma$ , кг/(Н•м)	Качественная оценка технического уровня редуктора
$> 0,2$	<i>Низкий</i> ; редуктор морально устарел
0,1 0,2	<i>Средний</i> ; в большинстве случаев производство экономически неоправданно
0,06 0,1	<i>Высокий</i> ; редуктор соответствует современным мировым образцам
$< 0,06$	<i>Высший</i> ; редуктор соответствует рекордным образцам

### **Порядок проведения работы**

1. Ознакомиться с основными теоретическими положениями.
2. Выписать исходные данные согласно варианту из таблицы 34.9.
3. По таблице 34.2 (цилиндрический редуктор) и таблице 34.3 (червячный редуктор), ориентируясь на заданный в исходных данных крутящий момент на выходном валу редуктора  $T_2$ , по номинальному крутящему моменту выбрать типоразмер редуктора из условия:  $T_2 < T_{ном}$ . Выписать габаритные размеры  $L$ ,  $B$ ,  $H$  и массу  $m$ . (см. раздел 3).
4. Выполнить условное обозначение выбранного редуктора (см. раздел 1).
5. Рассчитать характеристики редуктора.
  - 5.1. Рассчитать коэффициент режима работы  $K_{реж}$  по формуле (34.2) для зубчатых редукторов и по формуле (34.3) для червячных редукторов.
  - 5.2. Вычислить расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора по формуле (34.1).
  - 5.3. Провести проверочный расчет по формуле (34.4).
6. Определить технический уровень редуктора.
  - 6.1. Определить массу редуктора по формуле (34.5). для зубчатых редукторов и по формуле (34.6) для червячных редукторов.
  - 6.2. Определить технический уровень редуктора по формуле (34.7) и по табл. 34.8 провести его качественную оценку.
7. Вычертить кинематическую схему зубчатого и червячного редуктора (см. табл. 34.1) с простановкой численных значений полученных параметров.
8. Сделать вывод о проделанной работе.
9. Ответить на указанные в варианте вопросы тест - задания.

### **Содержание отчета**

1. Данные своего варианта (см. табл. 34.9).
2. Расчет и выбор типоразмеры зубчатого и червячного редуктора с указанием габаритных размеров  $L$ ,  $B$ ,  $H$  и массы  $m$ .
3. Условное обозначение выбранных зубчатого и червячного редукторов
4. Расчет характеристик зубчатого и червячного редуктора
5. Определение технического уровня зубчатого и червячного редукторов
6. Кинематические схемы зубчатого и червячного редуктора с простановкой численных значений полученных параметров.
7. Вывод
8. Ответы на указанные согласно варианта вопросы тест-задания.

**Таблица 34.9 – Исходные данные**

вариант	Тип редуктора	$T_2$ , Н·м	$u$	Ведущая машина	Двигатель машины	Ежедневное пользование ч/сут	Количество пусков в час	Продолжительность, %	работа	Номера вопросов из тест-задания
1	Ц	3500	2	лебедка	цилиндровый двигатель внутреннего сгорания	6	1	15	Реверсивная	1,7,14,17,22
	Ч	100	8			4	2	25		3,8,11,16,21
2	Ц	400	6,3			2	10	40		2,9,13,19,24
	Ч	220	10			12	6	60		4,6,12,18,23
3	Ц	4000	4	пресс	паровая турбина	8	25	100	Реверсивная	5,10,15,20,25
	Ч	250	12,5			4	15	25		1,8,13,18,25
4	Ц	2500	5			6	30	60		3,9,12,20,22
	Ч	400	16			24	100	15		2,6,15,17,21
5	Ц	1500	2	Генератор	паровая турбина	18	2	40	Нереверсивная	4,10,14,16,24
	Ч	600	20			22	1	100		5,7,11,19,23
6	Ц	350	4			20	3	60		1,9,15,18,21,
	Ч	1100	31,5			16	5	15		3,6,14,19,25
7	Ц	2100	5	Центробежный компрессор	4-х цилиндровый двигатель внутреннего сгорания	14	14	25	Нереверсивная	4,7,13,20,24
	Ч	150	60			12	100	40		5,8,12,17,21
8	Ц	3900	3,15			6	60	100		3,9,12,20,22
	Ч	2000	25			10	200	40		1,7,14,17,23,
9	Ц	1100	4	Элеватор	4-х цилиндровый двигатель внутреннего сгорания	2	50	60	Реверсивная	3,6,11,19,25
	Ч	30	50			5	30	25		2,6,15,17,21
10	Ц	300	2,5			8	120	40		3,8,11,16,22
	Ч	100	10			4	170	100		4,7,13,20,25
11	Ц	4000	2	Вентилятор	4-х цилиндровый двигатель внутреннего сгорания	12	2	15	Реверсивная	4,10,14,16,24
	Ч	200	16			24	8	25		2,9,13,19,23
12	Ц	2000	3,15			10	1	60		3,8,12,17,21
	Ч	300	40			8	3	15		5,7,11,19,22
13	Ц	1000	2	Насос центробежный	Электродвигатель	6	14	25	Нереверсивная	4,6,12,17,23
	Ч	500	12,5			16	28	40		1,8,13,18,25
14	Ц	260	4			10	55	60		3,9,12,20,22
	Ч	1000	8			8	90	100		5,10,15,20,25

Примечание. В таблице применены следующие обозначения:

**Ц** – цилиндрический редуктор;

**Ч** – червячный редуктор;

$T_2$  – крутящий момент на выходном валу редуктора

$u$  – передаточное число.

### Вопросы тест-задания

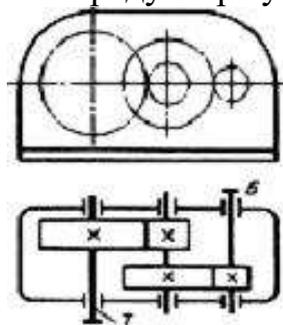
1. Назначение редуктора –

- повышение угловой скорости;
- понижение вращающего момента ведомого вала;
- понижение угловой скорости;
- повышение вращающего момента ведомого вала.

2. Мотор-редуктор представляет собой агрегат, в котором конструктивно объединены:

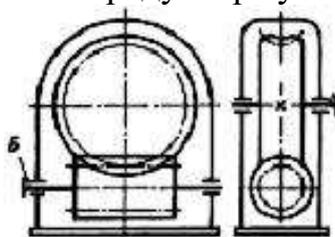
- а). любой тип редуктора и электродвигатель;
- б). рабочая машина и электродвигатель;
- в). исполнительный механизм и электродвигатель.

3. Какой тип редуктора указан на рисунке?



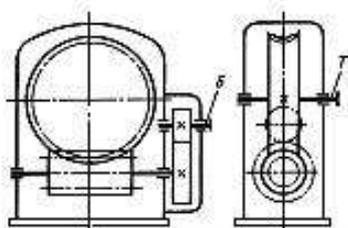
- а). одноступенчатый цилиндрический горизонтальный;
- б). двухступенчатый цилиндрический горизонтальный;
- в). червячный редуктор с нижним расположением червяка;
- г). червячно-цилиндрический двухступенчатый.

4. Какой тип редуктора указан на рисунке?



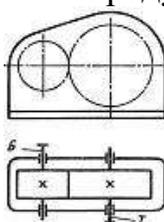
- а). одноступенчатый цилиндрический горизонтальный;
- б). двухступенчатый цилиндрический горизонтальный;
- в). червячный редуктор с нижним расположением червяка;
- г). червячно-цилиндрический двухступенчатый.

5. Какой тип редуктора указан на рисунке?



- а). одноступенчатый цилиндрический горизонтальный;
- б). двухступенчатый цилиндрический горизонтальный;
- в). червячный редуктор с нижним расположением червяка;
- г). червячно-цилиндрический двухступенчатый.

6. Какой тип редуктора указан на рисунке?



- а). одноступенчатый цилиндрический горизонтальный;

- б). двухступенчатый цилиндрический горизонтальный;
- в). червячный редуктор с нижним расположением червяка;
- г). червячно-цилиндрический двухступенчатый.

7. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют:

- а). ускоритель;
- б). мультипликатор;
- в). редуктор.

8. В одноступенчатых червячных редукторах червяк может располагаться:

- а). сбоку колеса;
- б). внутри колеса;
- в). над колесом;
- г). под колесом.

9. При скорости червяка 15 м/с следует применять червячные редукторы с

- а). нижним расположением червяка;
- б). с верхним расположением червяка;
- в). с боковым горизонтальным расположением червяка;
- г). с боковым вертикальным расположением червяка.

10. Указать вид червячных редукторов, у которых смазка подшипников вертикальных валов, затруднена.

- а). нижним расположением червяка;
- б). с верхним расположением червяка;
- в). с боковым горизонтальным расположением червяка;
- г). с боковым вертикальным расположением червяка.

11. Что означает выделенная цифра в условном обозначении редуктора?

**1**ЦУ-250-5-11-Квх-Цвых-У2

- а). межосевое расстояние;
- б). вариант сборки;
- в). количество ступеней;
- г). передаточное число;
- д). климатическое исполнение.

12. Что означает выделенная цифра в условном обозначении редуктора?

1ЦУ-**250**-5-11-Квх-Цвых-У2

- а). межосевое расстояние;
- б). вариант сборки;
- в). количество ступеней;
- г). передаточное число;
- д). климатическое исполнение.

13. Что означает выделенная цифра в условном обозначении редуктора?

1ЦУ-250-**5**-11-Квх-Цвых-У2

- а). межосевое расстояние;
- б). вариант сборки;
- в). количество ступеней;
- г). передаточное число;

- д). климатическое исполнение.
14. Что означает выделенная цифра в условном обозначении редуктора?  
1ЦУ-250-5-**11**-Квх-Цвых-У2
- а). межосевое расстояние;
  - б). вариант сборки;
  - в). количество ступеней;
  - г). передаточное число;
  - д). климатическое исполнение.
15. Что означает выделенная цифра в условном обозначении редуктора?  
1ЦУ-250-5-11-Квх-Цвых-У**2**
- а). межосевое расстояние;
  - б). вариант сборки;
  - в). количество ступеней;
  - г). передаточное число;
  - д). климатическое исполнение.
16. Что означает выделенная буква в условном обозначении редуктора?  
**Ч** 200-8-32-1-2-Цвх-Квых-У3
- а). климатическое исполнение;
  - б). исполнение входного вала;
  - в). вариант расположения червячной пары;
  - г). тип редуктора;
  - д). вариант сборки.
17. Что означает выделенная буква в условном обозначении редуктора?  
Ч 200-8-32-1-2-**Цвх**-Квых-У3
- а). климатическое исполнение;
  - б). исполнение входного вала;
  - в). вариант расположения червячной пары;
  - г). тип редуктора;
  - д). вариант сборки.
18. Что означает выделенная буква в условном обозначении редуктора?  
Ч 200-8-32-1-2-Цвх-**Квых**-У3
- а). климатическое исполнение;
  - б). исполнение входного вала;
  - в). вариант расположения червячной пары;
  - г). тип редуктора;
  - д). вариант сборки.
19. Что означает выделенная буква в условном обозначении редуктора?  
Ч 200-8-32-1-2-Цвх-Квых-У**3**
- а). климатическое исполнение;
  - б). исполнение входного вала;
  - в). вариант расположения червячной пары;
  - г). тип редуктора;
  - д). вариант сборки.
20. Что означает выделенная цифра в условном обозначении редуктора?

Ч 200-8-32-1-2-Цвх-Квых-УЗ

- а). межосевое расстояние;
- б). вариант сборки;
- в). количество ступеней;
- г). передаточное число;
- д). климатическое исполнение.

21. Ось входного и выходного вала редуктора параллельны друг другу и лежат в одной плоскости –

- а). планетарный редуктор;
- б). червячный редуктор;
- в). цилиндрический редуктор;
- г). мотор-редуктор.

22. Ось входного и выходного вала редуктора может находиться в любом пространственном положении -

- а). планетарный редуктор;
- б). червячный редуктор;
- в). цилиндрический редуктор;
- г). мотор-редуктор.

23. Ось входного и выходного вала редуктора скрещиваются и не лежат в одной плоскости –

- а). планетарный редуктор;
- б). червячный редуктор;
- в). цилиндрический редуктор;
- г). мотор-редуктор.

24. Параметры выбираемого редуктора должны удовлетворять следующему условию:

- а).  $T_{ном} < T_{расч}$ ;
- б).  $T_{ном} = T_{расч}$ ;
- в).  $T_{ном} > T_{расч}$ .

25. Критерий технического уровня редуктора характеризует:

- а). расход материалов на передачу момента;
- б). прочность передачи;
- в). жесткость валов.

***Пример решения практического задания***

1. Исходные данные:

Тип редуктора – цилиндрический;

Крутящий момент на выходном валу редуктора  $T_2 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

Передаточное число  $u = 4$ ;

Ведущая машина – лебедка;

Двигатель машины - 4-х цилиндровый двигатель внутреннего сгорания;

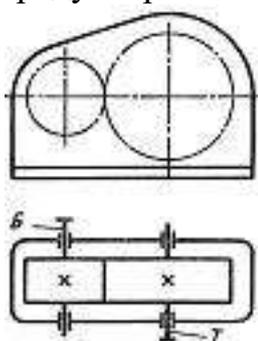
Ежедневное пользование - 4 ч/сут;

Количество пусков в час – 12

Продолжительности включений - 25%

Нереверсивная работа.

2. Кинематическая схема редуктора:



3. По таблице 34.2 по заданному в исходных данных передаточному числу  $u = 4$  и крутящему моменту на выходном валу редуктора  $T_2 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$  из условия:

$$T_2 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м} < T_{\text{ном}} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

выбираем типоразмер редуктора - Редуктор 1ЦУ-100 с габаритными размерами:

$$L = 315 \text{ мм}, B = 140 \text{ мм}, H = 224 \text{ мм} \text{ и массой } 27 \text{ кг}.$$

4. Условное обозначение выбранного редуктора (см. раздел 2):

$$1ЦУ-100-4-12-Цвх-Квых-У2$$

1ЦУ – тип редуктора (цилиндрический одноступенчатый горизонтальный);

100 – межосевое расстояние - а, мм;

4 – передаточное число;

12 – вариант сборки (см. рис. 34.6) - в данной работе выбрать самим;

Цвх – цилиндрический входной вал - в данной работе выбрать самим;

Квых – конический выходной вал - в данной работе выбрать самим;

У2 – климатическое исполнение- в данной работе выбрать самим.

5. Расчет характеристик редуктора.

5.1. Расчет коэффициента режима работы  $K_{\text{реж}}$  по формуле (34.2).

$$K_{\text{реж}} = 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,07 \cdot 0,7 \cdot 1,0 = 1,1235$$

$$K_1 = 1,5 \text{ (табл. 34.4)}$$

$$K_2 = 1,0 \text{ (табл. 34.5)}$$

$$K_3 = 1,07 \text{ (табл. 34.6)}$$

$$K_{\text{ПВ}} = 0,7 \text{ (табл. 34.7)}$$

$$K_{\text{рев}} = 1,0 \text{ - при нереверсивной работе.}$$

5.2. Расчет расчетного крутящего момента на выходном валу редуктора по формуле 34.1.

$$T_{\text{расч}} = 150 \cdot 1,1235 = 168,525 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_{\text{треб}} = T_2 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ (исходные данные)}$$

5.3. Проверочный расчет по формуле (4).

$$T_{\text{ном}} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м} > T_{\text{расч}} = 168,525 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Условие выполнено.

6. Определение технического уровня редуктора.

6.1. Определение массы редуктора по формуле (34.5).

$$m = 0,45 \cdot 7,4 \cdot 10^3 \cdot 9878400 \cdot 10^{-9} = 33 \text{ кг}$$

$\varphi = 0,45$  по графику рис. 34.11 (в зависимости от межосевого расстояния,  $a = 100 \text{ мм}$ );

$$\rho = 7,4 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3;$$

$$V = 315 \cdot 140 \cdot 224 = 9878400 \text{ мм}^3$$

$$L = 315 \text{ мм}, B = 140 \text{ мм}, H = 224 \text{ мм (табл. 34.2)}$$

6.2. Определение технического уровня редуктора по формуле (34.7)

$$\gamma = 33/168,525 = 0,1958 \text{ кг/(Н}\cdot\text{м)}$$

По табл. 34.8 технический уровень редуктора – *средний*.

7. Вывод. Выбран редуктор 1ЦУ-100-4-12-Цвх-Квых-У2. Технический уровень редуктора – *средний*. В большинстве случаев применение данного редуктора экономически неоправданно.

### **Информационные источники**

1. Бабичева И. В., Техническая механика: учебное пособие / И. В. Бабичева, Н. В. Закерничная. — Москва: Русайнс, 2024. — 101 с. — ISBN 978-5-466-04284-9. — URL: <https://book.ru/book/951575> — Текст: электронный.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для студентов средних профессиональных учебных заведений / Л.И. Вереина, М.М. Краснов. - М.: Издательский центр "Академия", 2024г, 352 с. – ISBN 978-5-0054-2053-4 - URL: <https://academia-moscow.ru> - Текст : электронный

3. Олофинская В.П. Техническая механика: курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий: учебное пособие для студентов средних профессиональных учебных заведений. - М.: Неолит, 2017г.

4. Сербин Е.П. Техническая механика: учебник / Сербин Е.П. — Москва: Кно-Рус, 2023. — 399 с. — (СПО). — ISBN 978-5-406-06354-5. — URL: <https://book.ru/book/930600> — Текст: электронный.

5. Черноброва О. Г., Техническая механика (с практикумом): учебник / О. Г. Черноброва. — Москва: КноРус, 2023. — 217 с. — ISBN 978-5-406-10627-3. — URL: <https://book.ru/book/945820> — Текст: электронный.