



Автономная некоммерческая профессиональная образовательная организация
«МЕЖДУНАРОДНЫЙ ВОСТОЧНО-ЕВРОПЕЙСКИЙ КОЛЛЕДЖ»
Пушкинская ул., д. 268, 426008, г. Ижевск. Тел.: (3412) 77-68-24. E-mail: mveu@mveu.ru, www.mveu.ru
ИНН 1831200089. ОГРН 1201800020641



ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ

Сертификат:
01A879D600D9AF499849437C15CA3967FA
Владелец: Новикова Варвара Валентиновна
Действителен: с 03.04.2023 до 03.07.2024

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

К ПРАКТИЧЕСКАМ РАБОТАМ

при изучении учебной дисциплины

ОП.05 ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

для специальности

21.02.03 «Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и
газонефтехранилищ»

Ижевск, 2022 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ.....	6
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1.....	7
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2.....	10
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3.....	14
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4.....	20
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5.....	26
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6.....	29
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7.....	40
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8.....	42
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №9.....	50
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	55

ВВЕДЕНИЕ

Критерием успешного освоения теоретического материала является возможность его уверенного использования для решения задач технической механики.

Научить студентов эффективно использовать полученные знания в реальных практических условиях работы в отрасли сооружений и эксплуатации газонефтепроводов и газонефтехранилищ, что является основной целью данных методических рекомендаций по выполнению практических работ.

Практические занятия выполняются студентами в процессе теоретического обучения после изучения соответствующих тем программы с целью отработки навыков и умений.

Программой дисциплины Техническая механика предусмотрено проведение практических занятий для закрепления теоретических знаний, обучения студентов решению практических задач и развития навыков самостоятельной работы.

Методические рекомендации по проведению практических занятий разработаны в соответствии с рабочей программой Техническая механика.

Методические рекомендации по проведению практических занятий предназначены для преподавателей и студентов очной и заочной формы обучения, а также для всех интересующихся вопросами технической механики в отрасли сооружений и эксплуатации газонефтепроводов и газонефтехранилищ.

Методические рекомендации по проведению практических занятий содержат описания практических работ:

1. Составление кинематических схем.
2. Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений
3. Решение задач по образцу «Срез и смятие».
4. Расчет на прочность при изгибе
5. Расчет параметров многоступенчатого привода. Определение передаточного отношения.
6. Расчет зубчатых передач
7. Сборочно-разборочные работы червячной передачи
8. Расчет вала при совместном действии изгиба и кручения
9. Расчет подшипников

Содержание дисциплины должно быть ориентировано на подготовку студентов к освоению профессиональных модулей ППССЗ по специальности 21.02.03 Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ и овладению профессиональными компетенциями (ПК):

ПК 1.3. Осуществлять ремонтно-техническое обслуживание оборудования.

ПК 1.4. Выполнять дефектацию и ремонт узлов и деталей технологического оборудования.

ПК 2.1. Выполнять строительные работы при сооружении газонефтепроводов и газонефтехранилищ.

ПК 2.2. Обеспечивать техническое обслуживание газонефтепроводов и газонефтехранилищ, контролировать их состояние.

В процессе освоения дисциплины у студентов должны формировать общие компетенции (ОК):

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и в команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), за результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ОК 9. Ориентироваться в условиях частой смены технологий в профессиональной деятельности.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен уметь:

- определять напряжения в конструкционных элементах;
- определять передаточное отношение;
- проводить расчет и проектировать детали и сборочные единицы общего назначения;
- проводить сборочно-разборочные работы в соответствии с характером соединений деталей и сборочных единиц;
- производить расчеты на сжатие, срез и смятие;
- производить расчеты элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость;
- собирать конструкции из деталей по чертежам и схемам;
- читать кинематические схемы.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен знать:

- виды движений и преобразующие движения механизмы;
- виды износа и деформаций и узлов;
- виды передач; их устройство, назначение, преимущества и недостатки, условные обозначения на схемах;

- кинематику механизмов, соединения деталей машин, механические передачи, виды и устройство передач;
- методику расчета конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
- методику расчета на сжатие, срез и смятие;
- назначение и классификацию подшипников;
- характер соединения основных сборочных единиц и деталей;
- основные типы смазочных устройств;
- типы, назначение, устройство редукторов;
- трение, его виды, роль трения в технике;
- устройство и назначение инструментов и контрольно-измерительных приборов, используемых при техническом обслуживании и ремонте оборудования.

ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

1. Студент должен прийти на практическое занятие подготовленным к выполнению работы. Студент, не подготовленный к работе, не может быть допущен к ее выполнению.
2. Каждый студент после выполнения работы должен представить отчет о проделанной работе с анализом полученных результатов и выводом по работе.
3. Расчеты и отчет о проделанной работе следует делать в тетради для практических работ.
Отчет должен содержать:
 - а) Наименование работы
 - б) Цель работы
 - в) Задание
 - г) Формулы расчета
 - д) Необходимые расчеты
 - е) Результаты расчетов
 - ж) Вывод по работе
4. Таблицы и рисунки следует выполнять с помощью чертежных инструментов (линейки, циркуля и т. д.) карандашом с соблюдением ЕСКД.
5. В заголовках граф таблиц обязательно проводить буквенные обозначения величин и единицы измерения в соответствии с ЕСКД.
6. Расчет следует проводить с точностью до двух значащих цифр.
7. Если студент не выполнил практическую работу или часть работы, то он может выполнить работу или оставшуюся часть во внеурочное время, согласованное с преподавателем.
8. Оценку по практической работе студент получает, с учетом срока выполнения работы, если:
 - расчеты выполнены правильно и в полном объеме;
 - сделан анализ проделанной работы и вывод по результатам работы;

	умных...»).		
	Роман «Евгений Онегин» А.С. Пушкина – первый русский реалистический роман, его		
Наименование разделов и тем	Содержание учебного материала, самостоятельная работа обучающихся.	Объем часов	Уровень усвоения
	социальная проблематика, система образов, особенности сюжета и композиции. Сказки Пушкина, их проблематика и идейное содержание. Тематика и своеобразие ранней лирики М.Ю. Лермонтова, особенности характера лирического героя. Тема поэта и поэзии в творчестве М.Ю. Лермонтова («Смерть поэта», «Поэт», «Пророк»). Развитие реалистических тенденций в лирике М.Ю. Лермонтова, взаимодействие лирического, драматического и эпического начал в лирике, её жанровое многообразие. Социально-философская сущность поэмы М.Ю. Лермонтова «Демон», диалектика добра и зла, бунта и гармонии, любви и ненависти, падения и возрождения в поэме. Особенность творческого дарования Н.В. Гоголя и его поэтического видения мира.		
Раздел 1.(Русский язык) Язык и речь. Функциональные стили речи.	16(10/6)		
	Содержание учебного материала		
	1 Язык и речь. Основные требования к речи	2	1
	Виды речевой деятельности. Речевая ситуация и её компоненты. Основные требования к речи: правильность, точность, выразительность, уместность употребления языковых средств.		
	Практические занятия	2	2
	Анализ основных стиливых разновидностей письменной и устной речи		

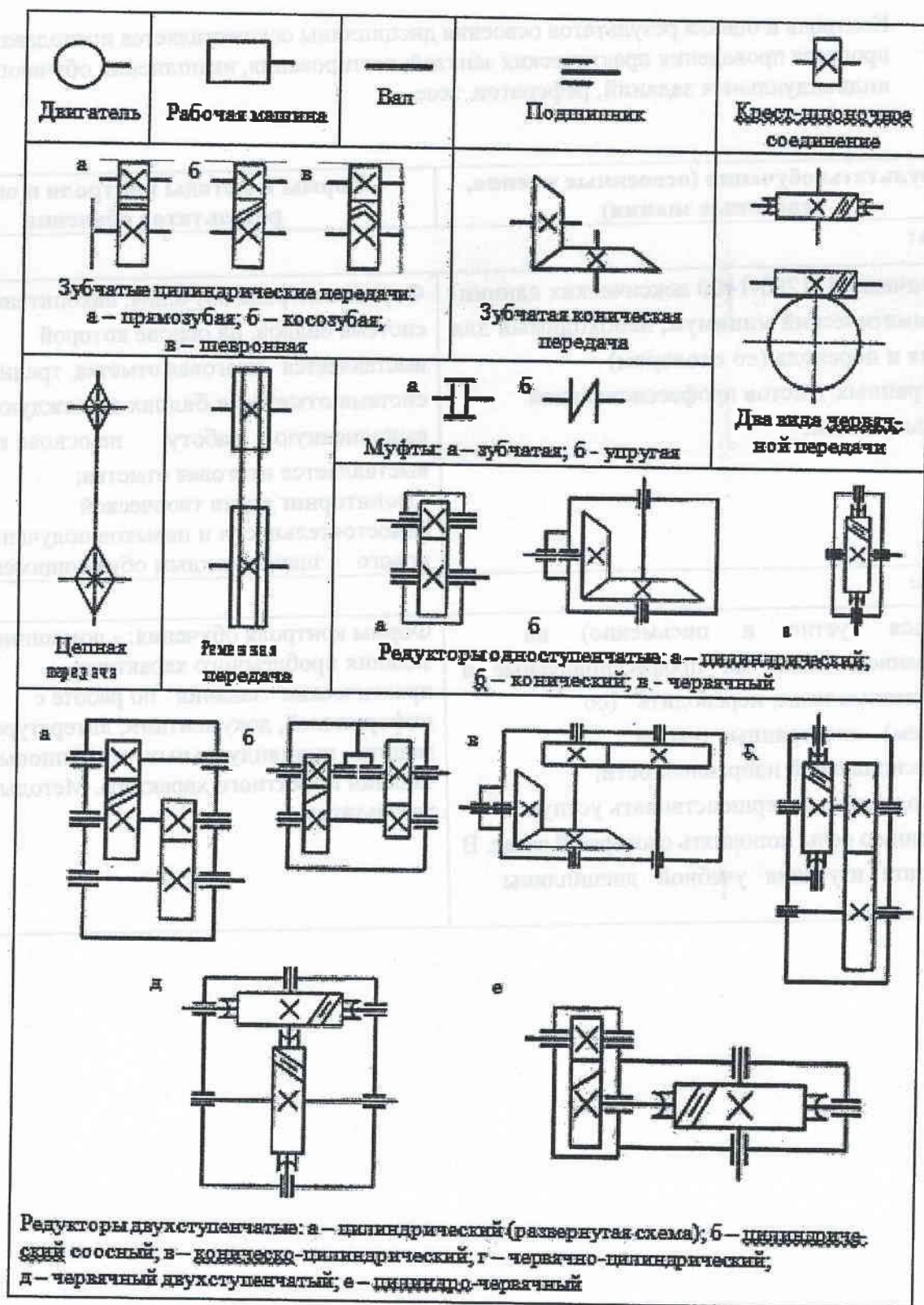


Рисунок 1.

Задача №1

Привод состоит из электродвигателя, ременной передачи без промежуточного вала и одноступенчатого цилиндрического редуктора. Редуктор и рабочая машина соединены упругой втулочно-пальцевой муфтой (МУВП).

Решение:

Составление кинематической схемы (рис. 2а) начнем с изображения электродвигателя 1. На валу двигателя расположен ведущий шкив 2 ременной передачи, соединенный с валом шпонкой 3, рядом изображается ведомый шкив 4. Шкивы соединяются с помощью ремня 5. Ведомый шкив 4 находится на входном валу 6 редуктора 7. Следовательно, схема редуктора (см. рис. 1) должна быть изображена возле ведомого шкива 4. Выходной вал 8 редуктора соединяется с валом 9 рабочей машины 10. Поэтому рабочая машина 10 расположена рядом с выходным валом 8 редуктора 7. Между валами размещается муфта 11. Кинематическая схема построена.

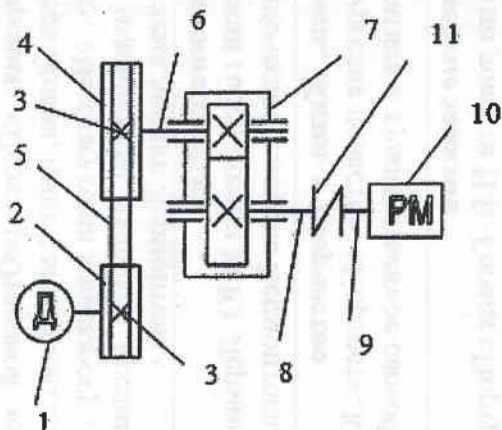


Рисунок 2а. *Кинематическая схема привода*

а) 1 – двигатель; 2, 4, 5 – ременная передача; 3 – шпонка; 6, 8 – соответственно, входной и выходной валы редуктора; 7 – одноступенчатый цилиндрический редуктор; 9 – вал рабочей машины; 10 – рабочая машина; 11 – упругая муфта;

Задача №2

Привод состоит из электродвигателя, червячно-цилиндрического редуктора и открытой зубчатой передачи с промежуточным валом. Двигатель с редуктором соединены упругой муфтой, а редуктор с промежуточным валом – зубчатой.

Решение

Построение (рис. 2б) также начинается с электродвигателя 1. Так как он соединен непосредственно с редуктором, то входной вал редуктора 2 должен быть расположен соосно с валом двигателя 1. Учитывая это, рядом с валом двигателя строится червячно-цилиндрический редуктор 3. Вал двигателя и входной вал редуктора соединены упругой муфтой 4. Выходной вал редуктора 5 соединяется с промежуточным валом 6, и поэтому промежуточный вал строится соосно с выходным валом 5. Они соединены зубчатой муфтой 7. На промежуточном валу изображается шестерня 8 открытой зубчатой передачи, закрепленная шпонкой 9, а сам вал устанавливается на подшипниках 10. Рядом изображается ведомое зубчатое колесо 11, вал которого 12 является входным валом рабочей машины, колесо 11 и вал 12 соединяются с помощью шпонки 9.

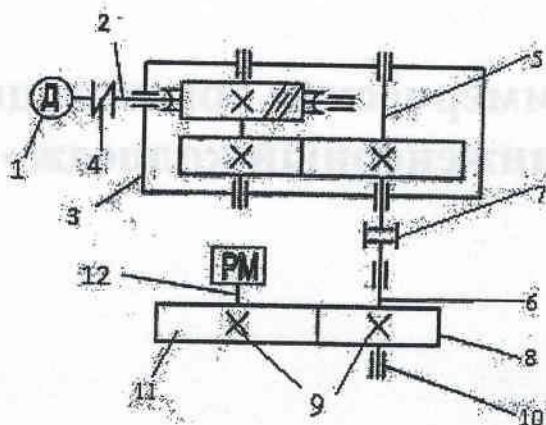


Рисунок 26. Кинематическая схема привода

1 – двигатель; 2, 5 – входной и выходной валы редуктора; 3 – червячно-цилиндрический редуктор; 4 – упругая муфта; 6 – промежуточный вал; 7 – зубчатая муфта; 9 – шпонки; 10 – подшипники; 8, 11 – шестерня и колесо зубчатой передачи; 12 – вал рабочей машины

Практическая работа №2. Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений

Цель: научиться строить эпюры продольных сил и нормальных напряжений; определять абсолютное удлинение или укорочение бруса; проводить расчеты на прочность при растяжении и сжатии.

Время выполнения: 2 часа

Краткие теоретические сведения

Растяжением (сжатием) называют такое нагружение бруса, при котором в поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор - продольная сила N , численно равная в любом поперечном сечении алгебраической сумме внешних сил, действующих на оставленную часть бруса.

$$N = \sum F_n$$

Установим следующее *правило знаков*: внешняя сила, вызывающая деформацию растяжения считается положительной, а внешняя сила, вызывающая деформацию сжатия - отрицательной.

Для определения *напряжений* σ , в МПа, в поперечных сечениях следует воспользоваться формулой:

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

где N - внутренняя продольная сила в данном сечении, Н;

A - площадь поперечного сечения, мм².

Условие прочности при растяжении и сжатии:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение или сжатие, в зависимости от вида деформации на данном участке.

Удлинение (укорочение) бруса - Δl , мм, или отдельных его участков определяется по формуле Гука:

$$\Delta l = \frac{\sigma \cdot l}{E}$$

где σ - напряжение на участке, МПа;

l - длина участка, мм;

E - модуль упругости материала бруса (для стали принимают $E = 2 \cdot 10^5$ МПа).

Для бруса, имеющего несколько участков, отличающихся размерами поперечного сечения или величиной напряжения, изменение длины всего бруса будет равно алгебраической сумме удлинений (укорочений) отдельных участков:

$$\Delta l = \sum \Delta l_n.$$

Последовательность решения задачи:

1. Разделить брус на участки по поперечным сечениям, в которых приложены внешние нагрузки или изменяются размеры поперечного сечения,
2. Методом сечений определить величину внутренних продольных сил «N» на каждом участке и по результатам вычислений построить эпюру продольных сил.
3. Вычислить на каждом участке значение нормального напряжения « σ » и по результатам вычислений построить эпюру нормальных напряжений.
4. Из условия прочности при растяжении-сжатии проверить на прочность каждый участок бруса,
5. Вычислить абсолютное удлинение на каждом участке бруса.
6. Определить абсолютное удлинение (укорочение) бруса.

Задача №1.

Для двухступенчатого стального бруса, смотри рисунок 1, построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений. Проверить прочность каждого участка, если $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$, а $[\sigma_c] = 120 \text{ МПа}$. Определить удлинение (укорочение) бруса, приняв модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

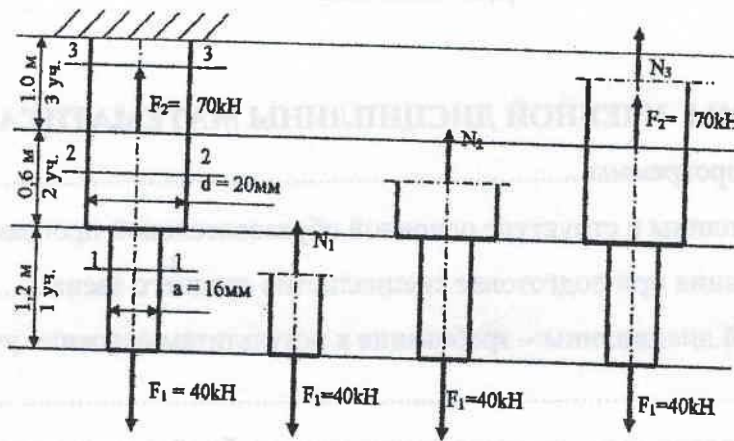


Рисунок 1.

1. Разделим брус на участки, рисунок 2. В заданном брусе их три: 1, 2 и 3. Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние силы или изменяется площадь поперечного сечения.

2. Для определения внутренней продольной силы N применим метод сечений, рисунок 1.

1 участок: $N_1 = F_1 = 40 \text{ kH}$ (деформация растяжения)

2 участок: $N_2 = F_1 = 40 \text{ kH}$ (деформация растяжения)

3 участок: $N_3 = F_1 - F_2 = 40 - 70 = -30 \text{ kH}$ (деформация сжатия).

Построим эпюру продольных сил " N ", рисунок 2. Для этого проведем нулевую линию параллельно оси бруса. Справа откладываем положительные значения продольной силы (справа - деформация растяжения), слева - отрицательные (слева - деформация сжатия). В пределах каждого участка значение силы N постоянное, поэтому на эпюре изобразится линией, параллельной оси бруса. Эпюра штрихуется линиями перпендикулярными оси бруса.

3. Определим напряжения - σ на каждом участке бруса.

$$1 \text{ участок: } \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{40 \cdot 10^3}{256} = 156.25 \text{ МПа}$$

$$A_1 = a^2 = 16^2 = 256 \text{ мм}^2$$

$$2 \text{ участок: } \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{40 \cdot 10^3}{314} = 127.39 \text{ МПа}$$

$$A_2 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 20^2}{4} = 314 \text{ мм}^2$$

$$3 \text{ участок: } \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{-30 \cdot 10^3}{314} = -95,54 \text{ МПа}$$

$$A_3 = A_2 = 314 \text{ мм}^2$$

Построим эпюру напряжений " σ ", рисунок 2. Построение выполняется аналогично построению эпюры " N ".

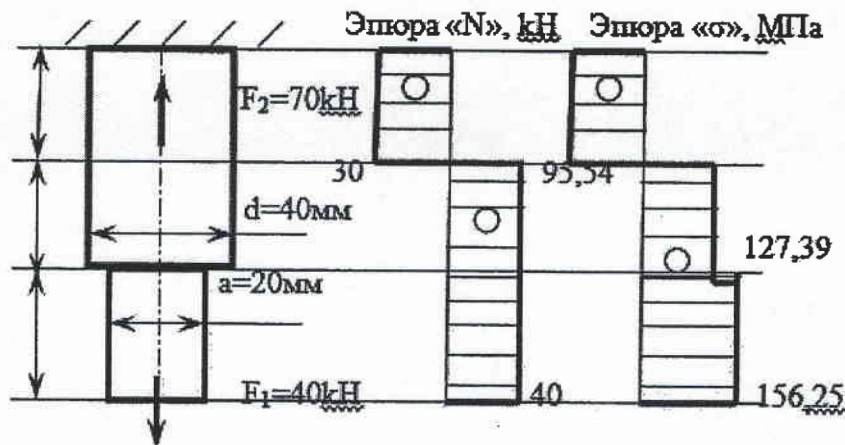


Рисунок 2.

4. Проверим прочность каждого участка.

Условие прочности:

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$1 \text{ участок: } \sigma_1 \leq [\sigma_p]; 156,25 \leq 160$$

прочность участка обеспечена.

$$2 \text{ участок: } \sigma_2 \leq [\sigma_p]; 127,39 \leq 160$$

прочность участка обеспечена.

$$3 \text{ участок: } \sigma_3 \leq [\sigma_c]; 95,54 \leq 120$$

прочность участка обеспечена.

На втором и третьем участках имеет место значительная недогрузка бруса. С целью экономии материала целесообразнее было бы изменить площадь сечения бруса на этих участках.

5. Определим удлинение (укорочение) бруса

$$\Delta l = \sum \Delta l_n = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3$$

$$1 \text{ участок: } \Delta l_1 = \frac{\sigma_1 \cdot l_1}{E} = \frac{156,25 \cdot 1,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = 0,94 \text{ мм}$$

$$2 \text{ участок: } \Delta l_2 = \frac{\sigma_2 \cdot l_2}{E} = \frac{127,39 \cdot 0,6 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = 0,39 \text{ мм}$$

$$3 \text{ участок: } \Delta l_3 = \frac{\sigma_3 \cdot l_3}{E} = \frac{-95,54 \cdot 1,0 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = -0,48 \text{ мм}$$

Итак, брус удлинится на 0,85 мм.

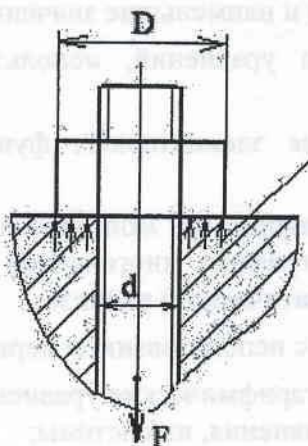
Практическая работа №3. Срез и смятие.

Цель: Научиться проводить расчеты на прочность болтовых соединений, работающих на срез и смятие.

Время выполнения: 2 часа

Краткие теоретические сведения

Детали, воспринимающие значительную сжимающую нагрузку при небольшой площади контакта могут испытывать *деформацию смятия*. При расчетах считают, что при контакте возникают $\sigma_{см}$ равномерно распределенные по площадке контакта. Сммотри рисунок 1.



$\sigma_{см}$

Условие прочности при смятии:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}]$$

Рисунок 1

Деформацию смятия испытывают болты, штифты, заклепки, шпонки и другие крепежные детали.

Сдвигом называется такой вид деформации, при котором в любом поперечном сечении бруса возникает только поперечная сила Q , вызывающая возникновение касательных напряжений τ . Сммотри рисунок 2.

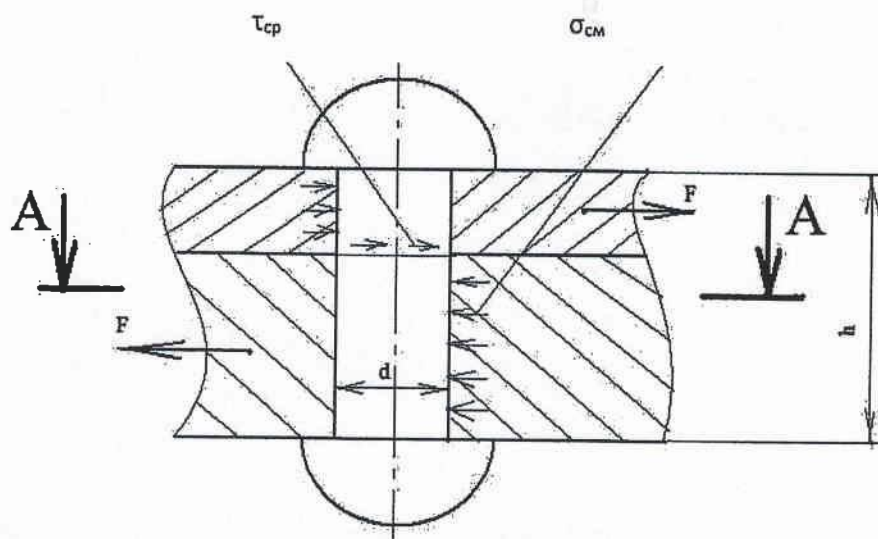


Рисунок 2

Деформация сдвига доведенная до разрушения называется *срезом*.

Условие прочности при сдвиге (срезе):

$$\tau = \frac{Q}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}]$$

Площадки среза и смятия наиболее распространенных крепежных деталей:

1. Площадка смятия под головкой болта представляет собой кольцо. Смотри рисунок

1. Площадь кольца определяют по формуле:

$$A_{см} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$$

2. Площадка смятия болтов, штифтов, заклепок при относительном сдвиге соединяемых деталей представляет собой половину цилиндрической поверхности крепежной детали. Смотри рисунок 3.

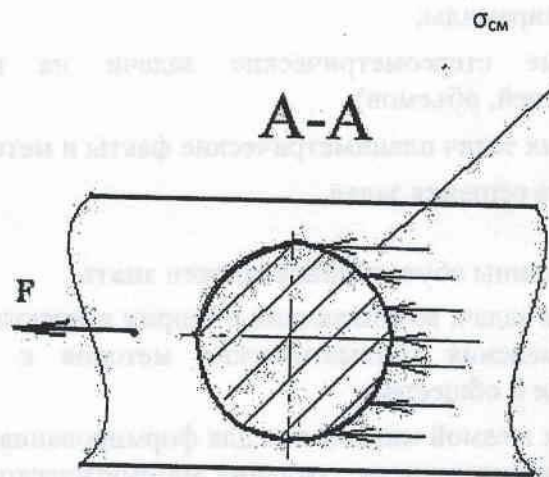


Рисунок 3

Для расчетов на смятие за площадку смятия принимают площадку перпендикулярную действующей нагрузке:

$$A_{см} = d \cdot h$$

За площадку среза – площадь поперечного сечения крепежной детали:

$$A_{ср} = \frac{\pi d^2}{4}$$

3. Площадки среза и смятия шпонок показаны на рисунке 4.

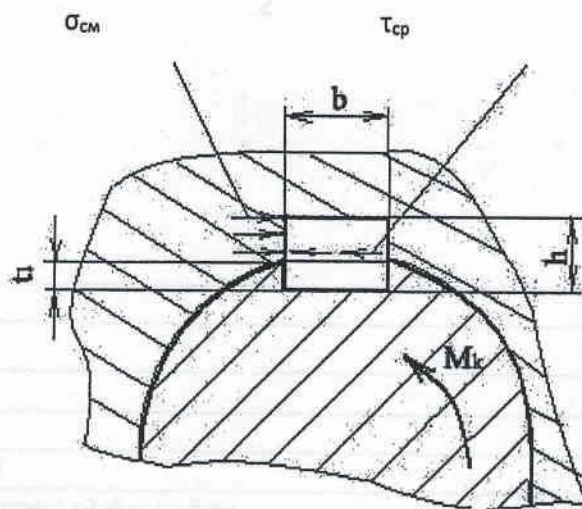


Рисунок 4

За площадку среза принимают площадь поперечного сечения шпонки, длиной l :

$$A_{ср} = b \cdot l$$

За площадку смятия часть боковой поверхности шпонки, выступающей над валом:

$$A_{см} = (h - t_1) \cdot l$$

Последовательность решения задачи:

1. Конструктивно выбрать диаметр болта.
2. Из условия прочности на срез определить минимальную площадь среза.
3. Определить площадь среза одного болта.
4. Определить количество болтов, обеспечивающих прочность соединения на срез.
5. Из условия прочности на смятие определить минимальную площадь смятия.
6. Определить площадь смятия одного болта.
7. Определить количество болтов, обеспечивающих прочность соединения на смятие.
8. Из условия прочности на срез и смятие выбрать наибольшее целое число болтов.
9. Выполнить чертеж болтового соединения в соответствии с ГОСТ2.315-68 по условным соотношениям.
10. Нанести позиционные обозначения и расшифровать их в соответствии с требованиями стандарта.

Задача №1

Определить необходимое количество болтов, обеспечивающих прочность соединения на срез и смятие, если общая толщина соединяемых деталей $h=10\text{ мм}$, приложенная нагрузка $F=100\text{ кН}$, допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]=120\text{ МПа}$; $[\tau_{ср}]=25\text{ МПа}$.

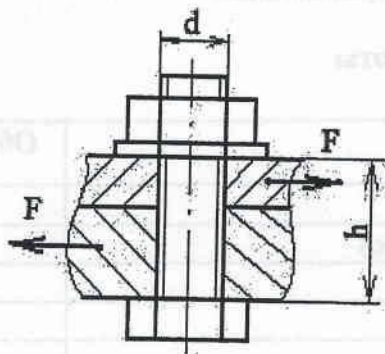


Рисунок 5.

Решение:

1. Конструктивно, в соответствии с толщиной соединяемых деталей выбираем диаметр болта из таблицы 2.

Так как толщина соединяемых деталей по условию задачи

10 мм, из таблицы 2 подберем стандартный болт М10.

2. Условие прочности на срез:

$$\tau = \frac{Q}{A_{cp}} \leq [\tau_{cp}]$$

Из условия прочности на срез определить A_{cp} :

$$A_{cp} = \frac{Q}{[\tau_{cp}]},$$

Так как $Q=F=100\text{kH}$, то

$$A_{cp} = \frac{100 \cdot 10^3}{25} = 4000 \text{ мм}^2$$

1. Определить площадь среза одного болта:

- для болта М10 по таблице 2 определить внутренний диаметр резьбы $d_{\text{внут.}}=8,876$ мм.

- определить площадь сечения болта по внутреннему диаметру

$$A_{cp}^1 = \frac{\pi d_{\text{внут.}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 8,876^2}{4} = 61,84 \text{ мм}^2$$

4. Определить необходимое количество болтов, обеспечивающих прочность соединения на срез:

$$\frac{A_{cp}}{A_{cp}^1} = \frac{4000}{61,84} = 64,68, \text{ следовательно для обеспечения прочности на срез потребуется } 65 \text{ болтов М10.}$$

5. Из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}]$$

определить $A_{см}$:

$$A_{см} = \frac{F}{[\sigma_{см}]} = \frac{100 \cdot 10^3}{120} = 833,33 \text{ мм}^2$$

6. Определить площадь смятия одного болта:

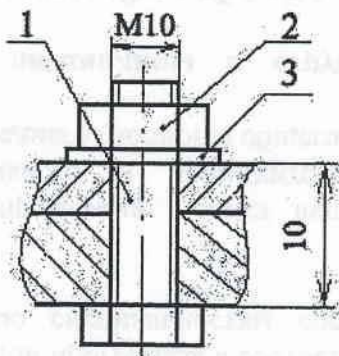
$$A_{см}^I = d_{внут.} \cdot h = 8,876 \cdot 10 = 88,76 \text{ мм}^2$$

7. Определить количество болтов, обеспечивающих прочность соединения на смятие:

$$\frac{A_{см}}{A_{см}^I} = \frac{833,33}{88,76} = 9,39, \text{ следовательно для обеспечения прочности на смятие потребуется 10 болтов М10.}$$

8. Для обеспечения прочности соединения на срез и смятие потребуется 65 болтов М10. (Следует выбрать наибольшее значение из двух вычисленных).

9. Чертеж болтового соединения М 1:1 на рисунке 6.



1. Болт М10 ГОСТ 7798-70

2. Гайка М10 ГОСТ 5915-70

3. Шайба 10 ГОСТ 11371-78

Рисунок 6

Практическая работа №4 Расчет на прочность при изгибе

Цель: научиться строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, выполнять расчеты на прочность при изгибе.

Время выполнения: 2 часа

Краткие теоретические сведения

Поперечным изгибом называется такой вид деформации, при котором в любом поперечном сечении бруса возникают изгибающий момент (M_x), и поперечная сила (Q).

Поперечная сила (Q), возникающая в произвольном поперечном сечении, численно равна алгебраической сумме всех внешних сил (параллельных оси y) действующих на балку по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Изгибающий момент (M_x) в произвольном поперечном сечении численно равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил, действующих на балку по одну сторону от рассматриваемого сечения относительно точки, лежащей на оси балки через которую проходит рассматриваемое сечение.

Для определения опасного сечения балки строят эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, пользуясь методом сечений.

Для построения эпюр пользуются следующим *правилом знаков*:

- при построении эпюры « Q » слева направо внешняя сила, направленная вверх считается положительной, а при построении эпюры « Q » справа налево внешняя сила, направленная вверх считается отрицательной (смотри рисунок 1-а);

- при построении эпюры « M_x » внешняя нагрузка, изгибающая балку относительно рассматриваемого сечения вверх создает положительный изгибающий момент в сечении, а внешняя нагрузка, изгибающая балку относительно рассматриваемого сечения вниз - отрицательный (смотри рисунок 1-б).

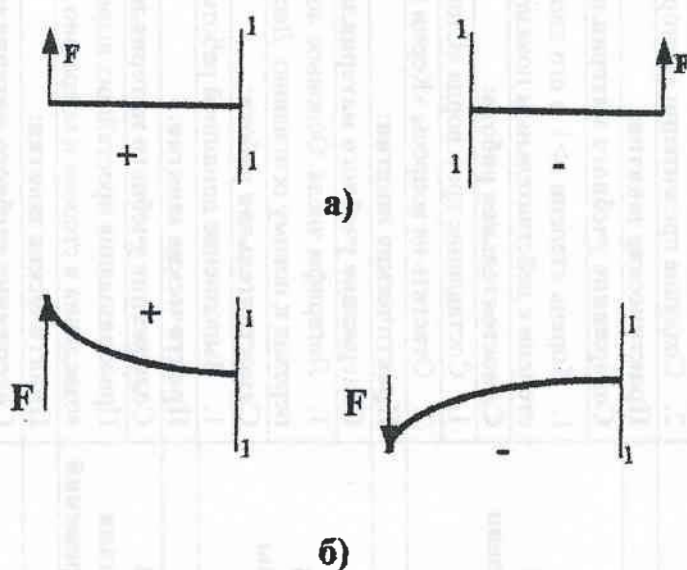


Рисунок 1 - Правило знаков

Например, для того, чтобы вычислить поперечную силу и изгибающий момент в сечении балки следует выполнить следующие действия:

- 1) Рассечь балку плоскостью в нужной точке
- 2) Часть балки (любую), лежащую по одну сторону от сечения отбросить
- 3) Вычислить алгебраическую сумму всех вертикальных сил с учетом правила знаков
- 4) Вычислить алгебраическую сумму моментов от всей нагрузки, относительно выбранного сечения, учитывая правило знаков.

Для построения эпюр целесообразно использовать метод характерных сечений.

Характерными сечениями называются сечения, в которых приложены внешние нагрузки.

Таким образом, для построения эпюр сечения выбирают в характерных точках балки, в выбранных сечениях вычисляют значения поперечной силы Q и изгибающего момента M_u . Затем по результатам вычислений строят эпюры « Q » и « M_u ».

Опасным сечением балки считается сечение, в котором самое большое по модулю значение изгибающего момента $M_u^{\max}$.

От изгибающего момента в сечении возникают только *нормальные напряжения* σ , измеряемые в МПа, которые неравномерно распределяются по сечению: максимальные напряжения возникают на верхних и нижних волокнах балки, а на оси балки напряжения равны нулю. Нормальные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma = \frac{M_u}{W}$$

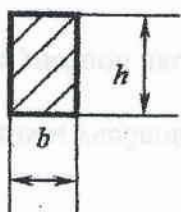
где M_u - изгибающий момент в сечении, $H \cdot m$;

W - осевой момент сопротивления изгибу в этом сечении, mm^3 .

Осевой момент сопротивления (W) - это геометрическая характеристика сечения. Он характеризует способность сечения сопротивляться образованию деформации изгиба.

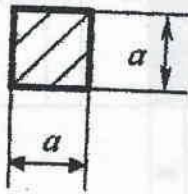
Осевые моменты сопротивления простых сечений можно определить по формулам:

- 1) сечение в форме *прямоугольника*, с размерами b - ширина, h - высота:



$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

2) сечение в форме квадрата, с размером стороны a :



$$W = \frac{a^3}{6}$$

3) сечение в форме круга, с диаметром d :



$$W \approx 0.1d^3$$

Условие прочности при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma],$$

где σ - напряжение в сечении, МПа

M_u - изгибающий момент в сечении» Н · м;

W - осевой момент сопротивления изгибу этого сечения, мм³.

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение при изгибе.

В соответствии с условием прочности можно выполнять *проектный или проверочный расчет*.

Проектный расчет заключается в определении из условия прочности поперечных размеров бруса.

Последовательность решения задачи:

1. Определить реакции опор балки из условия равновесия (смотри раздел «Статика», пример 2).
2. Построить эпюру изгибающих моментов, пользуясь методом характерных сечений, который достаточно подробно изложен в рекомендуемых учебниках [1], [2]

3. По эпюре изгибающих моментов определить $M_u^{\max}$ - наибольшее значение изгибающего момента по модулю, выразив его в $H \cdot m$.

4. Из условия прочности $\sigma = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]$ и пользуясь формулой осевого момента сопротивления W для заданной формы поперечного сечения вычислить размеры поперечного сечения балки.

Задача №1

Для заданной двухопорной балки (рисунок 2) определить реакции опор, построить эпюру изгибающих моментов и подобрать размеры поперечного сечения в форме прямоугольника, с соотношением $\frac{h}{b} = 2$. Балка стальная, допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$.

Решение:

1. Определение реакций опор

а) обозначим реакции в опорах: в опоре А (шарнирно-подвижной) - одна составляющая - R_{Ay} ; в опоре В (шарнирно-неподвижной) - две составляющих - R_{Bx} , R_{By}

б) для определения опорных реакций в двухопорной балке используем систему уравнений равновесия:

$$\begin{cases} \sum X = 0 \\ \sum M_A = 0 \\ \sum M_B = 0 \end{cases}$$

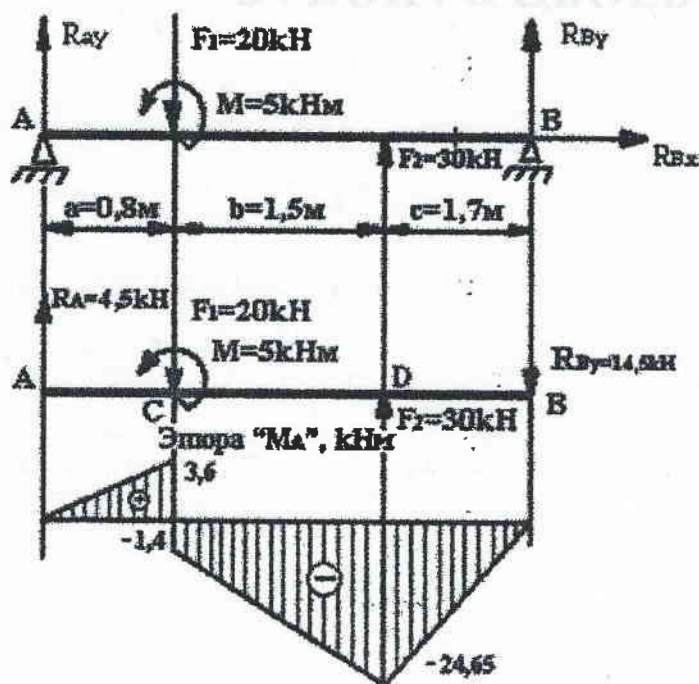


Рисунок 2.

в) составим уравнения равновесия:

$$\sum X = 0; \quad R_{BX} = 0;$$

$$\sum M_A = 0; \quad F_1 \cdot a - m - F_2 \cdot (a+b) - R_{By} \cdot (a+b+c) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_1 \cdot a - m - F_2 \cdot (a+b)}{(a+b+c)} = \frac{20 \cdot 0.8 - 5 - 30 \cdot (0.8+1.5)}{(0.8+1.5+1.7)} = -14.5 \text{ kH}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot (a+b+c) - F_1 \cdot (b+c) - m + F_2 \cdot c = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_1 \cdot (b+c) + m - F_2 \cdot c}{(a+b+c)} = \frac{20 \cdot (1.5+1.7) + 5 - 30 \cdot 1.7}{(0.8+1.5+1.7)} = 4.5 \text{ kH}$$

Проверка:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ay} - F_1 + F_2 + R_{By} = 0;$$

$$4.5 - 20 + 30 - 14.5 = 0$$

Знак «минус» в ответе реакции R_{By} означает, что реакция должна иметь противоположное направление. Изменим направление реакции R_{By} на схеме.

2. Построение эпюры изгибающих моментов

Построение эпюры изгибающих моментов выполним методом характерных сечений. Характерные сечения проведем в точках А, В, С и D. Вычислим значения изгибающих моментов в характерных сечениях:

- от нагрузки, расположенной слева от характерного сечения вычислим значения изгибающих моментов в сечениях А и С, причем в сечении С вычислим значение M_u , дважды (вначале без учета внешнего момента $m - Mc$, а затем с учетом внешнего момента $m - Mc^1$):

$$\rightarrow \quad M_A = 0;$$

$$\rightarrow \quad Mc = R_{Ay} \cdot a = 4.5 \cdot 0.8 = 3.6 \text{ kH}$$

$$\rightarrow \quad M_{\bar{c}} = R_{Ay} \cdot a - m = 4,5 \cdot 0,8 - 5 = 1,4 \text{ kH}$$

- от нагрузки, расположенной справа от характерного сечения вычислим значения изгибающих моментов в сечениях D и B:

$$\leftarrow \quad M_D = -R_{By} \cdot c = -14,5 \cdot 1,7 = 24,65 \text{ kH}$$

$$\leftarrow \quad M_B = 0;$$

По результатам вычислений строим эпюру M_u .

- По эпюре изгибающих моментов выбираем $M_u^{\max}$ - наибольшее по модулю значение изгибающего момента:

3.

$$M_u^{\max} = 24,65 \text{ kH}$$

- Подберем размеры поперечного сечения балки из условия прочности.

Условие прочности:

$$\sigma = \frac{M_u^{\max}}{W} \leq [\sigma];$$

из условия прочности:

$$W = \frac{M_u^{\max}}{[\sigma]};$$

для прямоугольного сечения:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad \text{при} \quad \frac{h}{b} = 2 \text{ (по условию задачи), т.е. } h = 2b, \text{ получим}$$

$$W = \frac{b \cdot (2b)^2}{6} = \frac{4 \cdot b^3}{6} = \frac{2b^3}{3};$$

следовательно:

$$\frac{M_u^{\max}}{[\sigma]} = \frac{2b^3}{3}, \text{ откуда } b = \sqrt[3]{\frac{3M_u^{\max}}{2[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 24,65 \cdot 10^6}{2 \cdot 150}} = 62,7 \text{ мм}$$

Принимаем $b = 63 \text{ мм}$, тогда $h = 2 \cdot b = 2 \cdot 63 = 126 \text{ мм}$

Принимаем размеры поперечного сечения балки: ширина прямоугольника – 63 мм, высота – 126 мм.

Практическая работа №5. Расчёт параметров многоступенчатого привода. Определение передаточного отношения.

Цель: научиться определять КПД привода; передаточное отношение привода и редуктора; мощности, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода.

Время выполнения: 4 часа

Краткие теоретические сведения

Передачей называется механическое устройство, предназначенное для передачи движения от двигателя к исполнительному механизму, как правило, с изменением параметров движения: угловой скорости - ω и вращающего момента - T .

Механические передачи по конструктивному оформлению бывают открытые и закрытые (редукторы).

Приступая к решению задачи, следует ознакомиться с ГОСТ 2. 770-68 и 2. 703-68 на условные обозначения элементов и правила выполнения кинематических схем. Валы и звенья нумеруются по направлению передачи движения - от вала двигателя к выходному валу.

При решении задачи используются кинематические и силовые характеристики передач.

Главной кинематической характеристикой передачи является передаточное отношение U :

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

Передаточное отношение U характеризует изменение угловой скорости ω в передаче.

Главными силовыми характеристиками передачи являются мощность — P , и вращающий момент — T на валу:

$$P = T \cdot \omega$$

Мощность на ведомом валу (P_2) всегда меньше мощности на ведущем валу – (P_1):

$$P_2 = P_1 \cdot \eta$$

где η - коэффициент полезного действия (КПД) передачи, характеризующий потери мощности в передаче. КПД выбирается по справочнику (таблица 1).

Таблица 1

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,97	0,95
Зубчатая коническая	0,96	0,95
Цепная	-	0,92
Клиноременная	-	0,95
Червячная	0,8	-

В задаче требуется выполнить кинематический и силовой расчет привода. Привод представляет из себя устройство, состоящее из нескольких передач. Каждая передача в приводе носит название ступени. Для многоступенчатого привода справедливы следующие формулы для определения U и η всего привода.

$$U_{\text{привода}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_n; \quad \eta_{\text{привода}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n$$

где U_1 U_2 U_n - передаточные отношения каждой ступени привода,

η_1 η_2 η_n - КПД каждой ступени привода.

Последовательность решения задачи:

1. Составить характеристику привода.
2. Определить КПД привода.
3. Определить передаточные отношения привода и каждой его ступени.
4. Определить угловые скорости на каждом валу привода
5. Определить мощности на каждом валу привода
6. Определить вращающие моменты на каждом валу привода.

Задача №1

Привод состоит из электродвигателя мощностью $P = 10$ кВт с угловой скоростью ($\omega_{\text{дв}}$ — 100 рад/с и двухступенчатой передачи, включающей редуктор и открытую передачу - ременную, у которой диаметры шкивов: $d_1 = 100$ мм; $d_2 = 200$ мм. Угловая скорость выходного вала $\omega_{\text{вых}} = 10$ рад/с.

Требуется определить: а) КПД привода; б) передаточное отношение привода и редуктора; в) мощности, угловые скорости и вращающие моменты на всех валах привода.

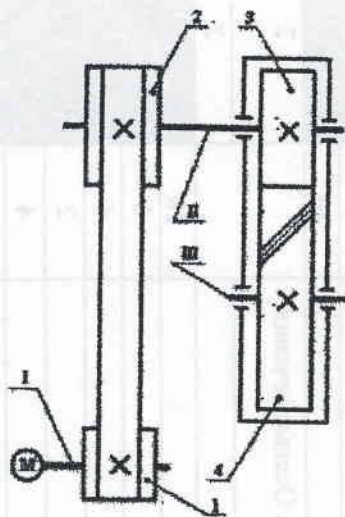


Рисунок №1

Решение:

1. Характеристика привода: привод понижающий двухступенчатый,

Первая ступень - открытая ременная передача, $\eta_1 = 0,95$ (из таблицы 1).

Вторая ступень - закрытая зубчатая цилиндрическая косозубая передача - редуктор, $\eta_{ред} = 0,97$.

2. Определение КПД привода.

$$\eta_{привода} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,95 \cdot 0,97 = 0,92$$

3. Определение передаточных отношений.

$$U_{привода} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{вых}} = \frac{100}{10} = 10$$

$$U_1 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{200}{100} = 2$$

$$U_2 = \frac{U_{привода}}{U_1} = \frac{10}{5} = 2$$

$$U_{привода} = U_1 \cdot U_2$$

4. Определение угловых скоростей на всех валах привода.

$$\omega_1 = \omega_{дв} = 100 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1} = \frac{100}{2} = 50 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \omega_{вых} = \frac{\omega_2}{U_2} = \frac{50}{5} = 10 \text{ рад/с}$$

5. Определение мощностей на всех валах.

$$P_1 = P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 = 10 \cdot 0.95 = 9.5 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = 9.5 \cdot 0.97 = 9.2 \text{ кВт}$$

6. Определение вращающих моментов на всех валах.

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 10^3}{100} = 100 \text{ Нм}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{9.5 \cdot 10^3}{50} = 190 \text{ Нм}$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{9.2 \cdot 10^3}{10} = 920 \text{ Нм}$$

Данные расчета сводим в таблицу 2:

Таблица 2

Вал	$\omega, \text{ рад/с}$	$P, \text{ кВт}$	$T, \text{ Нм}$	U
1	100	10	100	2
2	50	9,5	190	
3	10	9,2	920	

Практическая работа №6. Расчёт зубчатых передач

Цель: научиться рассчитывать основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи

Время выполнения: 2 часа

Теоретические основы

Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача относится к передачам зацеплением непосредственного контакта

рис.1. Применяется при окружных скоростях $v \leq 2 \text{ м/с}$.

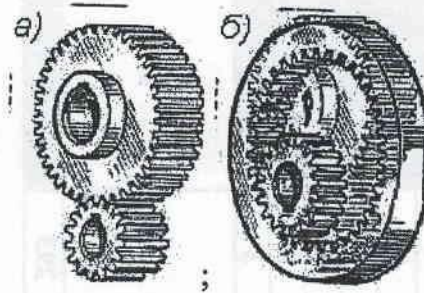
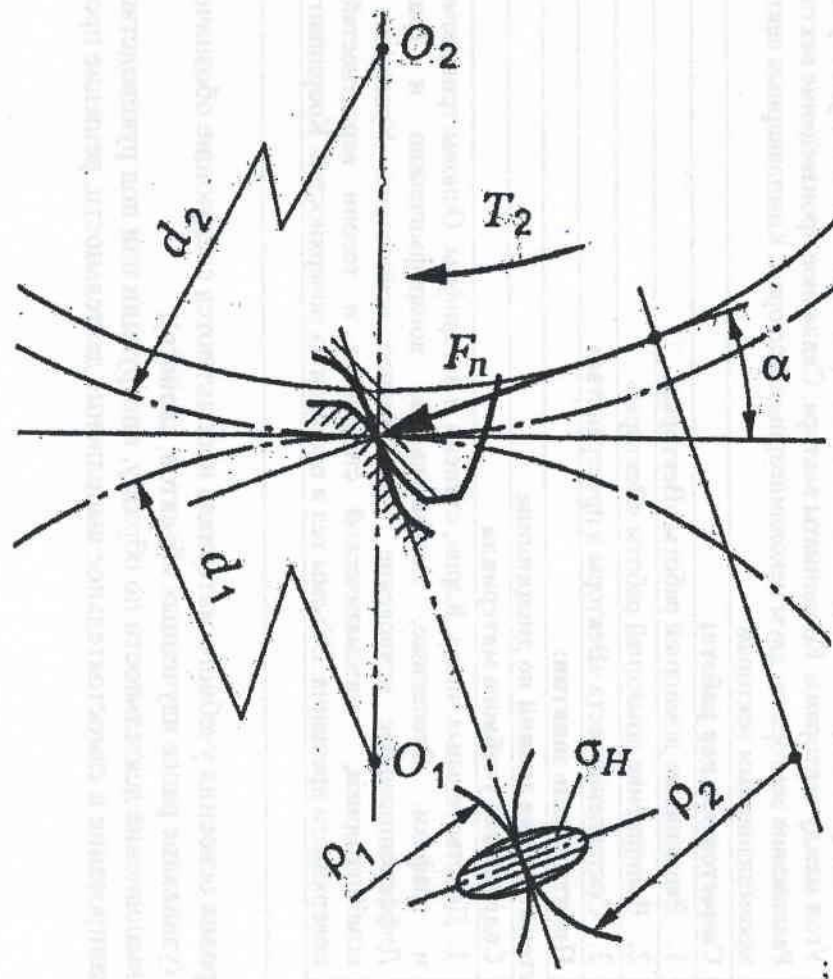


Рисунок 1. Наружное а) и внутреннее б) зацепление

Силы в зацеплении

Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления. На шестерню действует вращательный момент, который создаёт распределённую по контактным линиям зуба колеса нагрузку. Эту нагрузку заменяют равнодействующей силой F_n , направленной по линии зацепления np и приложенной в полюсе. Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они малы. Силу F_n раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r (рис. 2.3.12):



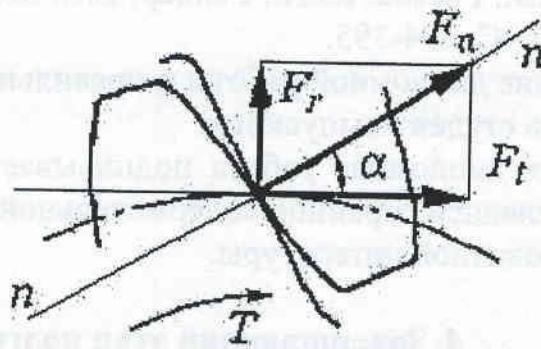


Рисунок 2. Схема действия сил в зубчатом зацеплении

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = 2T_2 / d_2 \quad (2.3.14)$$

$$F_r = F_t \tan \alpha_w \quad (2.3.15)$$

Такое разложение силы F_n на составляющие удобно для расчёта зубьев и валов. На ведомом колесе направление силы F_t совпадает с направлением вращения, а на ведущем – противоположно ему, т.е. силы на ведущем и ведомом колёсах всегда направлены против действия соответствующих моментов. Радиальные силы F_r направлены к осям вращения колёс и создают "распор" в передаче. Расчет на прочность зубчатых колес проводят по двум условиям прочности: по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба. При расчете по контактным напряжениям для всех коэффициентов применяется индекс "Н", по напряжениям изгиба – индекс "F".

Расчёт на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев

Расчёт на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев является основным критерием работоспособности зубчатых передач.

Расчёт производят при контакте зубьев в полюсе зацепления П. Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусом r_1 и r_2 . При этом наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{r_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}} \quad (2.3.16)$$

Расчет по контактной прочности сводится к проверке условия $\sigma_H \leq [\sigma_H]$. После преобразования формулы Герца для контакта цилиндрических поверхностей получают формулу для определения межосевого расстояния

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt{\frac{T_2 K_H}{[\sigma_H] u^2 \psi_{ad}}} \quad (2.3.17)$$

где T_2 – вращающий момент на тихоходном валу, Н м;

u – передаточное число;

$K_a = 49,5$ МПа – для прямозубых колес;

$$\psi_{da} = \frac{b}{a_w}$$

a_w – коэффициент ширины колеса по межцентровому расстоянию, его можно опре-

делить по формуле $\psi_{da} = \frac{2\psi_{da}}{u+1}$

где $\psi_{da} = \frac{b}{d}$ – выбирается из справочных таблиц,
ное напряжение,

$$K_{H\Sigma} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{\Sigma}}}$$

где N_{H0} – коэффициент долговечности,

$\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости, определяется для заданного материала из таблиц,

$[S_H] = 1,1 - 1,3$ – допускаемый коэффициент запаса прочности,

N_{H0} – базовое число циклов нагружения,

$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot L_h$ – расчетное число циклов нагружения,

L_h – полный ресурс в час.

Определив геометрические размеры передачи, ее проверяют на контактную прочность по формуле:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.18)$$

где $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$ – коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям,

$K_{H\alpha}$ – коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$),

$K_{H\beta}$ – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий),

$K_{H\nu} = 1,25$ – коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки.

Расчёт зубьев на изгиб

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба, вследствие усталости материала от длительно действующих нагрузок. Расчет на изгиб сводится к проверке условия:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F] \quad (2.3.19)$$

При выводе расчётной формулы для определения напряжений изгиба принимают следующие допущения:

1) вся нагрузка F_n зацепления передаются одной парой зубьев, которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю (сила трения не учитываются); 2) зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, что позволяет рассчитывать его методами сопротивления материалов. Фактически зуб представляет собой балку с

изменяющейся формой. Это учитывается введением в расчётные формулы теоретического коэффициента концентрации напряжений K_t .

Распределённую по ширине венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_n , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие: изгибающую зуб $F_t' = F_n \cos \alpha' = F_t \cos \alpha' / \cos \alpha_w$ и сжимающую $F_r' = F_n \sin \alpha' = F_t \sin \alpha' / \cos \alpha_w$, где α' - угол направления нормальной силы F_n . Он несколько больше угла зацепления α_w .

Напряжение изгиба в опасном сечении (вблизи хорды основной окружности), т.е. напряжение на растянутой стороне зуба, где возникают усталостные трещины

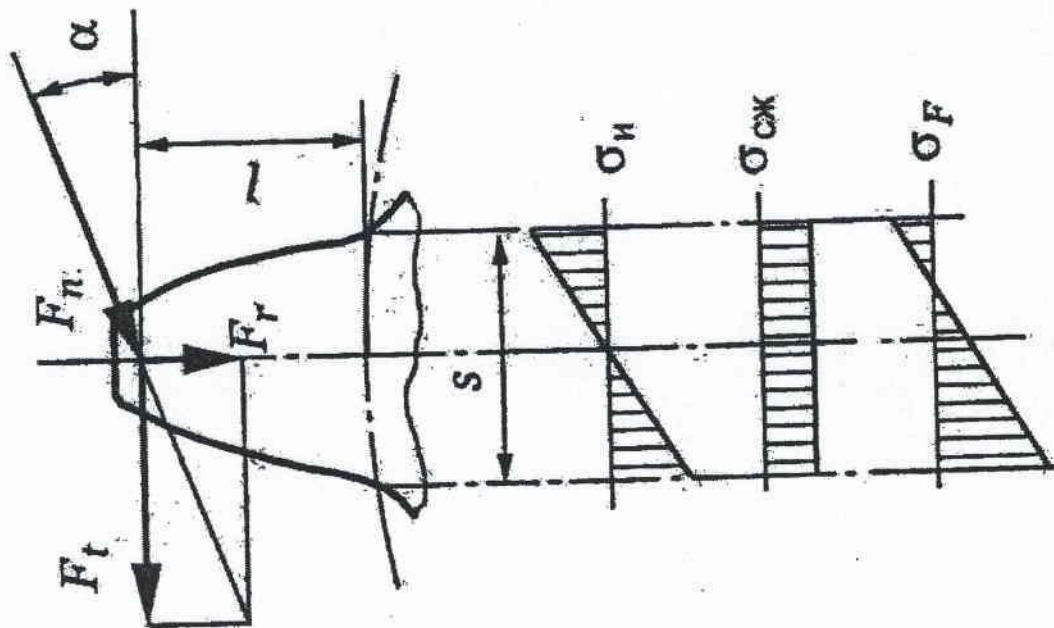


рис.3 Эпюры распределения напряжений по ширине зуба

Напряжения определяются отношением внешней силы к моменту сопротивления сечения.

Тогда после подстановки в исходную формулу, формула проверочного расчёта прямозубых передач:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b \cdot m} K_F \leq [\sigma_F] \quad (2.3.20)$$

где σ_F и $[\sigma_F]$ - расчётное и допускаемое напряжения изгиба, Н/мм².

F_t - окружная сила, Н,

b и m - ширина и модуль зубчатого колеса или шестерни, мм,

Y_F - коэффициент формы зуба - величина безразмерная, зависящая от числа зубьев z или z_v и коэффициента смещения x . Значения Y_F для зубчатых колёс без смещения приводятся в справочнике,

$K_F = K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ - коэффициент нагрузки при расчете на изгиб,

K_{Fa} - коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{Ha} = 1$),

$K_{F\beta}$ - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий),

K_{Fv} - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки,

$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{[S_F]} K_{FL}$ - допускаемое напряжение изгиба,

$\sigma_{F\lim b}$ - предел выносливости зубьев при изгибе,

$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HFO}}{N_\Sigma}}$ - коэффициент долговечности при изгибе,

N_{FO} - базовое число циклов при изгибе,

$[S_F] = 1,55 - 1,75$ - допускаемый коэффициент запаса прочности,

Зубья шестерни и колеса будут иметь примерно равную прочность на изгиб при условии

$$[\sigma_F]_1 / Y_{Fa1} \approx [\sigma_F]_2 / Y_{Fa2} \quad (2.3.21)$$

Модуль зубьев m определяют расчётом на изгиб, исходя из межосевого расстояния a_w , полученного из условия контактной прочности. В этом случае для получения расчётной

формулы надо в выражении (2.3.20): $\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F]$ заменить F_t на $2T/d$,

где $d_2 = 2a_w u / (u + 1)$. Тогда, решив уравнение $\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F]$ относительно m , при некоторых средних значениях коэффициентов $K_{F\beta}$ и K_{Fv} получим формулу для приближенного определения модуля:

$$m \geq \frac{6,8 \cdot T \cdot (u + 1)}{u \cdot a_w \cdot b \cdot [\sigma_F]} \quad (2.3.22)$$

В эту формулу вместо $[\sigma_F]$ подставляют меньшее из $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$. Полученное значение модуля округляют в большую сторону до стандартного. Модуль колес рекомендуется принимать минимальным. Уменьшение модуля и соответствующее увеличение числа зубьев способствует уменьшению удельного скольжения, что увеличивает надежность против заедания. При малом модуле увеличивается коэффициент торцевого перекрытия ε_α . То есть увеличивается плавность работы зацепления и к.п.д., уменьшается шум.

Задача №1

Рассчитать основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающимися зубьями привода конвейера

Данные для расчета

Таблица 1. Кинематические параметры привода конвейера

Кинематическая пара	Мощность, P_i , кВт	Передаточное число, i_i	КПД, η	Частота вращения, n_i , об/мин	Вращающий момент, M_i , Н·м
Двигатель	P_d	—	—	n_d	M_d
Ременная передача	P_d	$i_{рем}$	$\eta_{рем}$	n_d	M_d
Зубчатая передача	$P_1 = P_d \cdot \eta_{рем}$	$i_{зуб}$		n_1	M_1
Цепная передача	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зуб}$	$i_{цеп}$		n_2	M_2
Барабан конвейера	$P_B = P_2 \cdot \eta_{цеп}$	$i_{общ}$	$\eta_{общ}$	n_B	M_B

Решение

Таблица 2. Исходные данные зубчатой передачи (из таблицы 1)

Передача	Мощность на быстроходном валу (б/х), P_1 , кВт	Передаточное число, $i_{зуб}$	КПД, $\eta_{зуб}$	Частота вращения б/х вала, n_1 , об/мин	Вращающий момент на б/х валу, M_1 , Н·м
Зубчатая	$P_1 = P_d \cdot \eta_{рем}$	$i_{зуб}$		n_1	M_1

1 Предварительный расчет

1.1 Выбираем материал шестерни и колеса:

для изготовления зубчатых колес выбираем сталь 40ХН с различной термообработкой, а именно:

для шестерни — улучшение, твердость сердцевины $H_1 = 269 \dots 302$ НВ и закалка зуба ТВЧ до твердости на поверхности зубьев $H_1 = 48 \dots 53$ HRCЭ при диаметре заготовки $D \leq 200$ мм;

для колеса — улучшение, средняя твердость сердцевины $H_2 = 269 \dots 302$ НВ

1.2 Определяем базовый предел контактной выносливости, σ_{Hlimb} , МПа:

$$\sigma_{H \lim b1} = 17H1_{cp} + 200; \sigma_{H \lim b2} = 2H2_{cp} + 70$$

1.3 Определяем допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_{Hi}]$, МПа:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{H \lim b1} Z_N / SH; [\sigma_{H2}] = \sigma_{H \lim b2} Z_N / SH,$$

где Z_N — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Z_N \approx 1$;

SH — коэффициент запаса прочности, $SH = 1,1$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

1.4 Определяем условное допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

при этом должно выполняться условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$

1.5 Определяем базовый предел выносливости зубьев при изгибе, $\sigma_{F \lim b}$, МПа:

$$\sigma_{F \lim b1} = 550 \text{ МПа}; \sigma_{F \lim b2} = 1,75H2_{cp}$$

1.6 Определяем допускаемое напряжение изгиба зубьев, $[\sigma_{Fi}]$ МПа:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{F \lim b1} Y_N \cdot Y_A / SF; [\sigma_{F2}] = \sigma_{F \lim b2} Y_N \cdot Y_A / SF,$$

где Y_N — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Y_N \approx 1$;

Y_A — коэффициент реверсивности нагрузки, $Y_A = 1$ — при нереверсивной работе;

SF — коэффициент запаса прочности, $SF = 1,7$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

2 Проектировочный расчет

2.1 Определяем межосевое расстояние, a_w , мм:

$$a_w \geq K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

где M_1 — вращающий момент, действующий на валу шестерни, Н·м;

Ψ_{ba} — коэффициент ширины зубчатого колеса по межцентровому расстоянию, выбирается из стандартного ряда: $\Psi_{ba} = 0,2; 0,25; 0,315; 0,4$

$K_{H\beta}$ — коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, $K_{H\beta} = 1,022$;

K_a — вспомогательный коэффициент, для косозубых передач $K_a = 410 K_{Pa}^{1/3}$;

$i_{зуб}$ — передаточное число зубчатой передачи.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего большего стандартного значения: 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500.

2.2 Определяем ширину зубчатого венца, b_i , мм:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w; b_1 = b_2 + 5$$

2.3 Определяем нормальный модуль зубьев колес, m_n , мм:

$$m_n \geq K_m \frac{M_1 \cdot K_{F\beta} (u + 1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]},$$

где K_m — вспомогательный коэффициент, для косозубых колес $K_m = 2,8 \cdot 103$;

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,017$.

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,25; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 8,0; 9,0; 10.

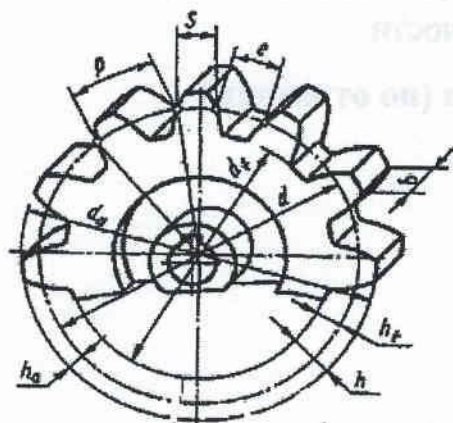


Рис. 5.4 Геометрические параметры

2.4 Определяем угол наклона зубьев, β_{min} , градус:

$$\beta_{min} = \arcsin(4 \cdot m_n / b_2)$$

2.5 Определяем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cos \beta_{min} / m_n$$

2.6 Определяем числа зубьев колес:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (i_{зуб} + 1); z_2 = z_{\Sigma} - z_1$$

2.7 Определяем фактический угол наклона зуба, β , градус

$$\beta = \arccos(0,5 z_{\Sigma} \cdot m_n / a_w)$$

3. Расчет геометрических, кинематических и силовых параметров передачи

При расчетах все линейные и угловые параметры передачи следует округлять с точностью до третьего знака после запятой.

Изобразить рис. 5.4 и написать название всех параметров цилиндрического эвольвентного колеса.

3.1 Определяем делительный диаметр зубьев колес, d_i , мм:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta; d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta$$

3.2 Определяем диаметр вершин зубьев колес, d_{a_i} , мм:

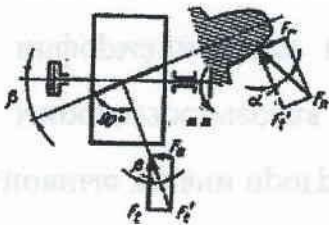
$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

3.3 Определяем диаметр впадин зубьев колес, d_{f_i} , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n; d_{f2} = d_2 - 2,5m_n.$$

3.4 Определяем окружную скорость колес, v , м/с:

$$v = \pi d_1 \cdot n_1 / 60000$$



Назначаем степень точности передачи :

Степень точности передачи 6 7 8 9

Окружная скорость колес (max), м/с 30 15 10 4

Рис. 5.5 Схема сил, действующих в косозубой

3.5 Определяем усилия в зубчатом зацеплении (рис. 5.5):

Окружная сила (Н): $F_{t1} = 2000 \cdot M_1 / d_1$

Радиальная сила (Н): $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha / \cos \beta$

Осевая сила (Н): $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta$,

где α — угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

Рассчитанные параметры зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 5.8

Таблица 3. Параметры зубчатой передачи

Параметры	Значения
Делительный диаметр колеса; d_2 , мм	
Диаметры вершин зубьев колес, мм	d_{a1}, d_{a2}
Ширины венцов зубчатых колес; мм	b_1, b_2

Нормальный модуль зубьев колес; m_n , мм	
Число зубьев колес	z_1, z_2
Угол наклона зубьев колес, β , градус	
Межосевое расстояние передачи; a_w , мм	
Силы, действующие в зацеплении, Н	$F_{t1} = F_{t2}; F_{r1} = F_{r2}; F_{a1} = F_{a2}$

Примечание. Чертеж схемы зубчатой передачи должен иметь два вида передачи: сверху и сбоку. На чертеже должны быть проставлены габаритные размеры передачи, межосевое расстояние, числа и нормальный модуль зубьев колес, значение и направление угла наклона зубьев колес, направление и значение скорости вращения шестерни (см. рис. 5.6)

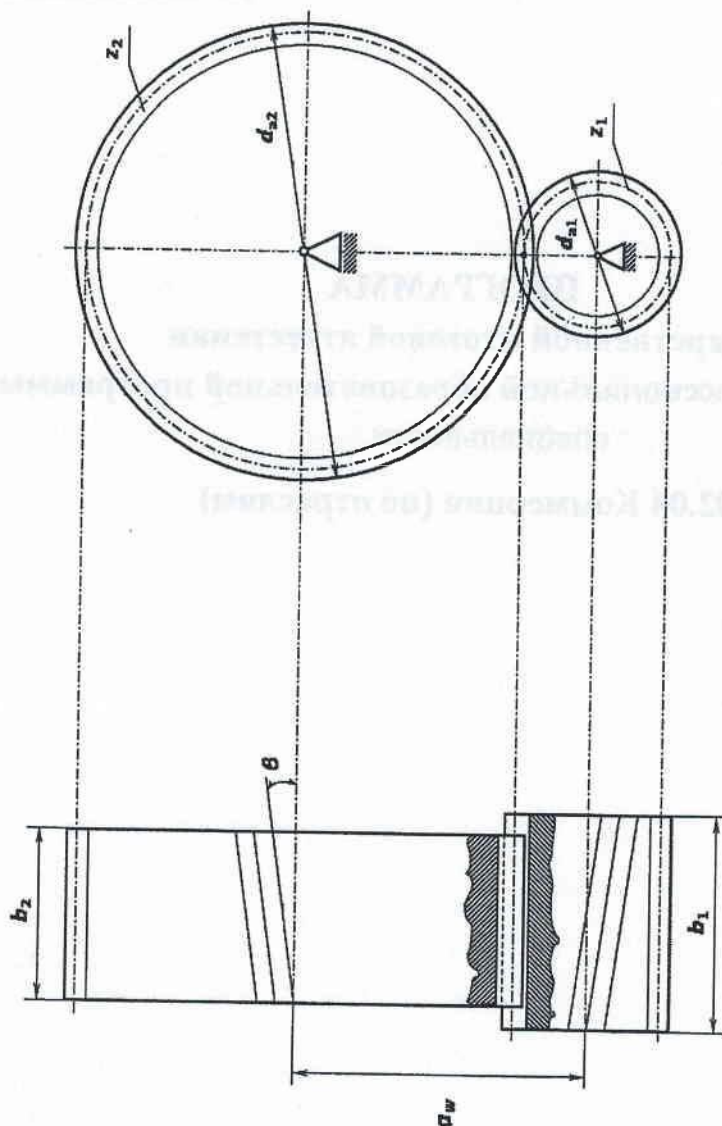


Рис. 5.6 Схема цилиндрической зубчатой передачи

Практическая работа №7. Сборочно-разборочные работы червячной передачи.

Цель: научиться выполнять сборочно-разборочные работы червячной передачи

Время выполнения: 2 часа

Теоретические основы:

Сборка червячной передачи

Технологический процесс сборки. Сборка червячных передач в большинстве случаев начинается с установки (напрессовки) зубчатого венца на ступицу в холодном или горячем состоянии. Затем сверлят отверстия и нарезают в них резьбу под болты или стопоры, которые после ввинчивания в отверстия раскернивают с целью предотвращения их самоотвинчивания. Крепление зубчатых венцов на ступицу с помощью болтов осуществляют так же, как и крепление болтами зубчатых венцов цилиндрических зубчатых колес. После установки стопоров червячное колесо проверяют на радиальное биение. Установка червячного колеса на вал и его проверка производятся так же, как и при монтаже на вал цилиндрических зубчатых колес.

При сборке червячной передачи особенно важно обеспечить правильное зацепление червяка и червячного колеса. Для этого необходимо, чтобы угол скрещивания их осей и межцентровое расстояние соответствовали требованиям чертежа. Средняя плоскость червячного колеса должна совпадать с осью червяка, а боковой зазор в зацеплении — соответствовать техническим требованиям. Поэтому, прежде чем приступить к установке червяка и червячного колеса в корпус, необходимо проверить межосевое расстояние отверстий под их установку и взаимное расположение осей этих отверстий.

Межосевое расстояние проверяют с помощью специальных, устанавливаемых в корпус оправок 1 и 2 (рис. 108, а). Микрометрическим нутромером 3 измеряют расстояние между оправками: $A = H + (D + d)/2$.

Проверку угла скрещивания осей осуществляют следующим образом (рис. 108, б). Вместо вала червячного колеса и червяка в корпус устанавливают оправки 1 и 2, на одну из которых надевают рычаг 4 с индикатором 5. Рычаг устанавливают так, чтобы ножка индикатора могла касаться точек *m* и *n* на поверхности оправки 1, выступающей из корпуса с противоположных сторон. Если показания индикатора в этих точках одинаковы, это свидетельствует о том, что валы скрещаются под углом 90° .

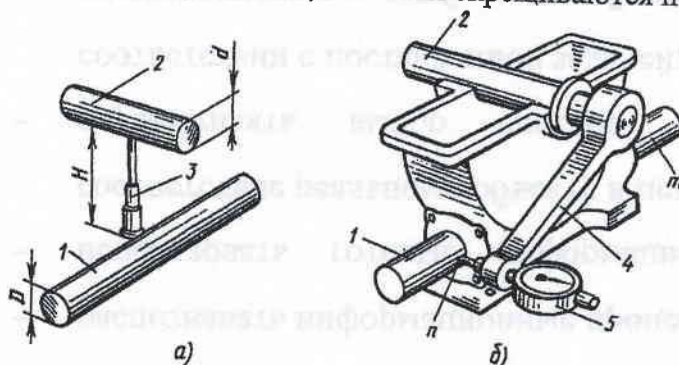


Рисунок 1. Контроль расположения осей отверстий в корпусе червячного редуктора выполнением проверок: а — межосевого расстояния, б — угла скрещивания осей; 1, 2 — специальные оправки, 3 — микрометрический нутромер, 4 — рычаг, 5 — индикатор

При установке червячного колеса на вал на призматической шпонке ступицу колеса зажимают распорными втулками или крепят с обеих сторон гайками. В первом случае регулирование осевого положения осуществляется с помощью компенсаторных колец различной толщины, а во втором — смещением гаек в осевом направлении.

Контроль сборки. Для того чтобы собранную передачу проверить на совмещение средней плоскости червячного колеса с осью червяка, проводят контроль на краску. На поверхность зубьев червяка наносят краску и после его поворота по отпечаткам на зубьях червячного колеса судят о взаимном расположении червяка и колеса.

При правильно собранной передаче краска должна покрыть не менее 50...60 % поверхности каждого зуба колеса (рис. 109, а). Если средняя плоскость колеса смещена относительно оси червяка, пятно контакта расположится так, как это показано на рис. 2, б, в.

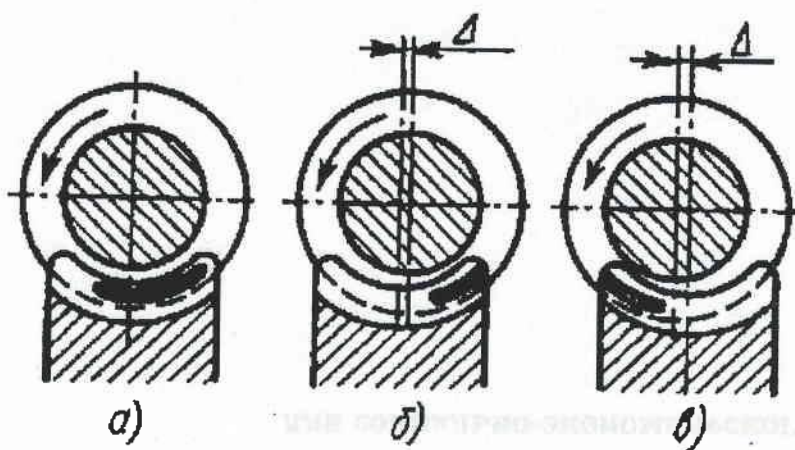
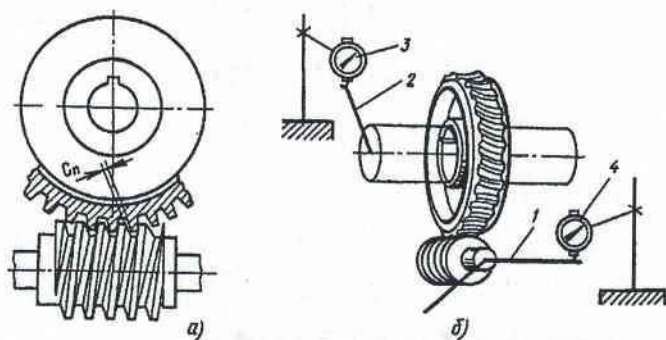


Рисунок 2. Расположение пятен контакта при контроле на краску червячной передачи:

а — при правильном зацеплении, б — при смещении оси передачи вправо, в — при смещении оси передачи влево

Боковой зазор в зацеплении червяка и червячного колеса (рис.3, а) определяют, поворачивая червяк при неподвижном колесе (рис. 3, б). На выступающих концах вала червяка и червячного колеса крепят рычаги 1 и 2, которые касаются индикаторов 3 и 4. Отмечая положение стрелки индикатора 4, поворачивают вал червяка до тех пор, пока не начнет вращаться вал колеса; начало его вращения устанавливают по отклонению стрелки индикатора 3. По показаниям индикатора 4 (в угловых секундах) определяют угол поворота червяка.

Боковой зазор вычисляют по формуле $C_n = \frac{\Phi}{3600} L$, где Φ — значение угла поворота червяка по показанию индикатора; L — расстояние от оси червяка до ножки индикатора.



Боковой зазор в червячной передаче (а) и схема его контроля (б):

1, 2 — рычаги, 3, 4 — индикаторы

Задание №1 Выполнить последовательность действий при сборке червячной передачи

Этапы выполнения:

1. Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.
2. Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:
 - 2.1. на ведущий вал насаживают муфту, удерживающие кольца и подшипники, предварительно нагретые в масле до 80-100 °С;
 - 2.2. в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, сальники и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.
3. Сперва вкладывают вал червяка, затем устанавливают вал с червячным колесом.
4. После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.
5. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.
6. Далее на конец тихоходного вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают звездочку цепной передачи и закрепляют ее торцовым креплением; винт торцового крепления стопорят специальной планкой.
7. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой.
8. Контроль масла осуществляется щупом с рисками максимального и минимального уровня масла.
9. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.
10. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

Разборка редуктора проводится в обратной последовательности.

Практическая работа №8. Расчет вала при совместном действии изгиба и кручения

Цель: научиться расчётам валов на прочность при изгибе с кручением с применением теорий прочности.

Время выполнения: 2 часа

Теоретические основы:

С сочетанием изгиба и кручения брусьев круглого поперечного сечения наиболее часто приходится встречаться при расчете валов, реже других деталей и брусьев некруглого сечения.

Если внешние силы, действующие на вал не лежат в одной плоскости, например в валах редукторов, то каждую из них раскладывают на ее составляющие по двум направлениям: вертикальному и горизонтальному. Затем строят эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальных плоскостях. Величину суммарного изгибающего момента находят по формуле:

$$M = \sqrt{M_B^2 + M_H^2}.$$

Для построения эпюры полных изгибающих моментов по вышеприведенной формуле находят моменты на границах силовых участков и, по ним собственно, строят эпю-

ру. Плоскости действия этих моментов в разных сечениях вала различны, но ординаты эпюры условно для всех сечений совмещают с плоскостью чертежа.

Эпюра крутящих моментов строится так же, как и при чистом кручении.

Опасное сечение вала устанавливается с помощью эпор полных изгибающих моментов M и крутящих моментов M_k по одной из теорий прочности. Если в сечении вала постоянного диаметра с наибольшим изгибающим моментом M действует наибольший крутящий момент M_k , то это сечение является опасным.

Если же такого явного совпадения нет, то опасным может оказаться сечение, в котором ни M ни M_k не являются наибольшими. Еще больше усложняется задача при валах переменного диаметра; у таких валов наиболее опасным может оказаться такое сечение, в котором действуют значительно меньшие изгибающие и крутящие моменты, чем в других сечениях.

В случаях, когда опасное сечение не может быть установлено непосредственно по эпорам M и M_k , необходимо проверить прочность вала в нескольких предположительно опасных сечениях.

После установления опасного сечения вала находят в нем *опасные* точки. В сечении возникают одновременно нормальные напряжения от изгибающего момента и касательные напряжения от крутящего момента и поперечной силы. В валах круглого сечения, длина которых во много раз больше диаметра, величины наибольших касательных напряжений от поперечной силы относительно невелики и при расчете прочности валов на совместное действие изгиба и кручения не учитываются.

Наибольшие напряжения в сечении вала, как нормальные так и касательные, возникают в точках, расположенных по периметру сечения и они равны:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{2W}$$

Где W, W_p — соответственно осевой и полярный моменты сопротивления поперечного сечения бруса.

Расчет валов на прочность при изгибе с кручением, как уже отмечалось выше, производится с применением теорий прочности. При этом расчет валов из пластичных материалов выполняется на основе третьей или четвертой теорий прочности, а из хрупких — по теории Мора.

По третьей теории прочности ($\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$):

$$\sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma]$$

По четвертой теории прочности

$$\left(\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma] \right), \quad \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]$$

Эти условия прочности можно выразить и через моменты

$$\left(\sigma_{расч} = \frac{\sqrt{M^2 + M_k^2}}{W} \leq [\sigma] \right), \quad \left(\sigma_{расч} = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75M_k^2}}{W} \leq [\sigma] \right)$$

По теории прочности Мора

$$\left(\sigma_1 - \frac{[\sigma_f]}{[\sigma]} \sigma_3 \leq [\sigma] \right), \quad \frac{1}{W} \left(\frac{1-K}{2} M + \frac{1+K}{2} \sqrt{M^2 + M_k^2} \right) = \frac{M_{прив}}{W} \leq [\sigma]$$

$$K = \frac{[\sigma_f]}{[\sigma]}$$

где $M_{прив}$ — приведенный момент по теории прочности Мора

Таким образом, расчет вала круглого поперечного сечения на совместное действие изгиба и кручения по форме совпадает с расчетом на прямой изгиб, но в расчетной формуле роль изгибающего момента играет приведенный момент, величина которого зависит от изгибающих и крутящего моментов, а также от принятой теории прочности.

Задача 2.

На вал круглого сплошного сечения посажены три шкива, через шкивы переброшены ремни, ветви которых параллельны друг другу и наклонены к горизонту на первом шкиве под углом 30° , на втором - под углом 45° , и на третьем - под углом 60° . От первого шкива ремень идет к электродвигателю: в этом ремне, как в ремне ведущего шкива, усилие в сбегающей ветви вдвое больше, чем в набегающей, от второго и третьего шкивов ремни идут к станкам; в этих ремнях усилие в набегающей ветви в двое больше чем в сбегающей.

Станки потребляют мощность 100кВт, первый 60 и второй 40 кВт, вал делает 1000 об/мин. Диаметры шкивов соответственно - 80,100,120 мм. Определить необходимый диаметр вала по третьей теории прочности при $[\tau] = 80$ МПа. Собственными весами вала и шкивов пренебречь.

Решение.

Вал подвергается изгибу, а части его, расположенные между шкивами, и скручиванию. Крутящий момент определяют по формуле:

$$M_K = 9736 \frac{N(\text{кВт})}{n}, \text{ Нм}$$

Моменты, передаваемые каждым из шкивов на вал равны:

$$M_K^I = 9736 \frac{N_I}{n} = 9736 \frac{100}{1000} = 973,60 \text{ Нм};$$

$$M_K^{II} = 9736 \frac{N_{II}}{n} = 9736 \frac{60}{1000} = 584,16 \text{ Нм};$$

$$M_K^{III} = 9736 \frac{N_{III}}{n} = 9736 \frac{40}{1000} = 389,44 \text{ Нм};$$

По полученным значениям ординат, строится эпюра крутящих моментов M_K (рис.1, б)

Обозначим натяжение набегающей ветви ремня, надетого на первый шкив, через t_1 , тогда натяжение сбегающей ветви по условию равно $2t_1$. Для вращающего шкив момента, равного крутящему моменту M_K , имеем

$$M_K^I = M_K^I = \frac{1}{2} D_1 t_1,$$

где D_1 - диаметр первого шкива;

Отсюда

$$t_1 = \frac{2M'_x}{A_1} = \frac{2 \times 973,60}{0,08} = 24340 \text{ Н}.$$

Для второго и третьего шкивов аналогично

$$t_2 = \frac{2M_x^H}{H_2} = \frac{2 \times 584,16}{0,10} = 11683,2H$$

$$t_3 = \frac{2M_K^{\text{III}}}{D_3} = \frac{2 \times 389,44}{0,12} = 6490,7 \text{ H.}$$

Таким образом, в сечениях, где посажены шкивы, вал нагружен наклонными силами

$$R_1 = 3t_1 = 3 \times 24340 = 73020 H.$$

$$R_2 = 3t_2 = 3 \times 11683,2 = 35049,6 \text{ H}.$$

$$R_3 = 3t_3 = 3 \times 6490,7 = 19472,1H$$

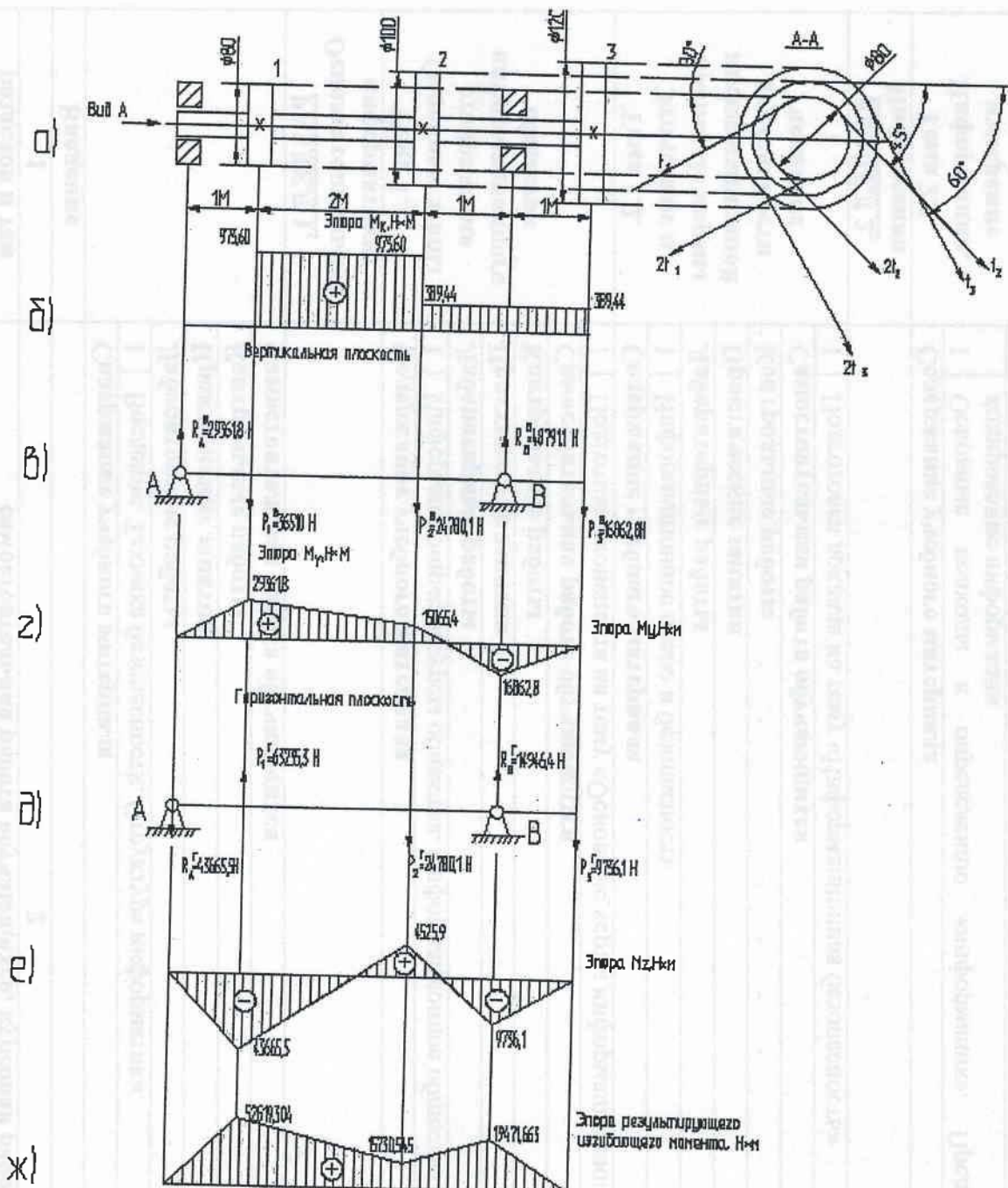


Рис.1

Для вычисления наибольшего изгибающего момента определяются сначала изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Для этого раскладывают силы: R_1 , R_2 , R_3 на вертикальную и горизонтальную составляющие. Вертикальная нагрузка от первого шкива будет равна:

$$P_1^a = R_1 \times \sin 30^\circ = 73020 \times 0,5 = 36510 \text{ Н.}$$

От второго шкива

$$P_2^a = R_2 \times \sin 45^\circ = 35049,6 \times 0,707 = 24780,1 \text{ Н.}$$

От третьего шкива

$$P_3^a = R_3 \times \sin 60^\circ = 19472,1 \times 0,866 = 16862,8 \text{ Н.}$$

Горизонтальная нагрузка от первого шкива равна

$$P_1^r = R_1 \times \cos 30^\circ = 73020 \times 0,866 = 63235,3 \text{ Н.}$$

От второго шкива

$$P_2^r = R_2 \times \cos 45^\circ = 35049,6 \times 0,707 = 24780,1 \text{ Н.}$$

От третьего шкива

$$P_3^r = R_3 \times \cos 60^\circ = 19472,1 \times 0,5 = 9736,1 \text{ Н.}$$

При этом нагрузка P_1^r направлена влево, а P_2^r, P_3^r вправо т.е. в противоположные стороны.

Далее, для нагрузок P_1^B, P_2^B и P_3^B , действующих в вертикальной плоскости, определяют вертикальные составляющие реакций опор:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow P_1^B \times 1 + P_2^B \times 3 - R_B \times 4 + P_3^B \times 5 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_B = \frac{P_1^B \times 1 + P_2^B \times 3 + P_3^B \times 5}{4} = \frac{36510 \times 1 + 24780,1 \times 3 + 16862,8 \times 5}{4} = 48791,1 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow R_A \times 4 - P_1^B \times 3 - P_2^B \times 1 + P_3^B \times 1 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_A = \frac{P_1^B \times 3 + P_2^B \times 1 - P_3^B \times 1}{4} = \frac{36510 \times 3 + 24780,1 \times 1 - 16862,8 \times 1}{4} = 29361,8 \text{ Н}$$

Делаем проверку

$$\sum \text{пр } Y = 0 \Rightarrow R_A^B - P_1^B - P_2^B + R_B^B - P_3^B = 0 \Rightarrow 29361,8 - 36510 - 24780,1 + 48791,1 - 16862,8 = 0$$

Вертикальные составляющие реакций опор определены верно.

После этого производят построение эпюры изгибающих

моментов $M_x^B = M_y$ (рис 1, з)

Аналогично этому от нагрузок P_1^r, P_2^r и P_3^r действующих в горизонтальной плоскости, определяем горизонтальные составляющие реакций опор:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -P_1^r \times 1 + P_2^r \times 3 - R_B^r \times 4 + P_3^r \times 5 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_B^r = \frac{-P_1^r \times 1 + P_2^r \times 3 + P_3^r \times 5}{4} = \frac{-63235,3 \times 1 + 24780,1 \times 3 + 9736,1 \times 5}{4} = 14946,4 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -R_A^r \times 4 + P_1^r \times 3 - P_2^r \times 1 + P_3^r \times 1 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_A^r = \frac{P_1^r \times 3 - P_2^r \times 1 + P_3^r \times 1}{4} = \frac{63235,3 \times 3 - 24780,1 \times 1 + 9736,1 \times 1}{4} = 43665,5 \text{ Н.}$$

Делаем проверку

$$\sum \text{пр } X = 0 \Rightarrow -R_A^r + P_1^r - P_2^r + R_B^r - P_3^r = 0 \Rightarrow -43665,5 + 63235,3 - 24780,1 + 14946,4 - 9736,1 = 0$$

Горизонтальные составляющие реакций опор определены верно. Строим эпюру изгибающих моментов $M_x^r = M_z$ (рис. 1, е)

Строим эпюру результирующих изгибающих моментов (рис. 1, ж), осуществив геометрическое сложение эпюр M_y и M_z :

$$M_1 = \sqrt{(M_1^r)^2 + (M_1^B)^2} = \sqrt{(29361,8)^2 + (43665,5)^2} = 52619,304 \text{ Нм};$$

$$M_2 = \sqrt{(M_2^r)^2 + (M_2^B)^2} = \sqrt{(15065,4)^2 + (4525,9)^2} = 15730,545 \text{ Нм};$$

$$M_B = \sqrt{(M_B^r)^2 + (M_B^B)^2} = \sqrt{(16862,8)^2 + (9736,1)^2} = 19471,663 \text{ Нм.}$$

Максимальный результирующий изгибающий момент под шкивом 1 и крутящий момент имеют максимальные значение в этом сечении. Поэтому это сечение является самым опасным.

Расчетный момент по третьей теории прочности равен

$$M_{расч} = \sqrt{M_1^2 + M_{к1}^2} = \sqrt{52619,304^2 + 973,6^2} = 52628,310 \text{ Нм.}$$

Необходимый диаметр вала находим по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{расч}}{\pi [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 52628,310}{3,14 \times 80 \times 10^6}} \approx 0,1886 \text{ м (188,6 мм)}$$

Ближайшее стандартное значение $d=190$ мм.

Задача №2.

Подобрать круглое поперечное сечение вала, если диаметры шкивов $d_1 = d_2 = 200$ мм, $d_3 = 300$ мм; углы наклона ремней к горизонту $\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$, $\alpha_3 = 45^\circ$ (см. рис.); мощность на ведущем шкиве $3 N_3 = 5 \text{ кВт}$; мощность на ведомых шкивах 1 и 2 $N_1 = N_2 = N_3 / 2$; расстояния $a = 0,25$ м, $b = 0,4$ м; допускаемые напряжения $[\sigma] = 80 \text{ МПа}$. Расчет проводить по третьей теории прочности.

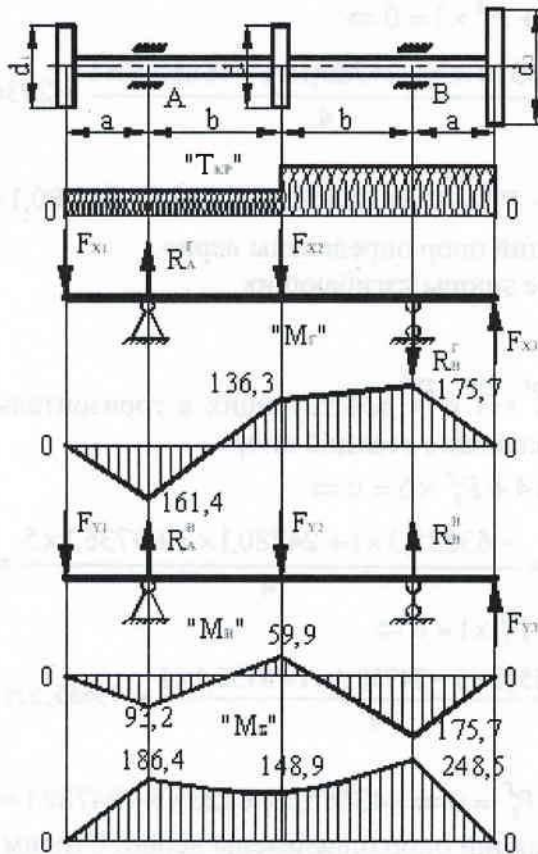


Рис 2а

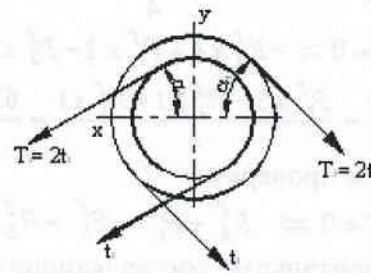


Рис 2б

Решение.

1. Определяем крутящие моменты на валу и строим их эпюру

$$T_{кр1} = 9545 \frac{N}{n} = 9545 \frac{5}{960} = 49,7 \text{ Нм}$$

$$T_{кр2} = T_{кр3} = \frac{T_{кр1}}{2} = \frac{49,7}{2} = 24,85 \text{ Нм}$$

2. Определяем окружные усилия

$$T_{KP1} = (T_1 - t_1) \frac{d_1}{2}, \quad T_1 = 2t_1;$$

$$t_1 = t_2 = \frac{2T_{KP1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 24,85}{0,2} = 248,5 \text{ Н}$$

$$t_3 = \frac{2T_{KP3}}{d_3} = \frac{2 \cdot 49,7}{0,3} = 331,3 \text{ Н}$$

3. Определяем горизонтальные и вертикальные проекции сил, действующих на вал. Для определения проекций сил пользуемся направлениями осей, принятыми на рис.б.

$$F_{X1} = F_{X2} = T_1 \cdot \cos \alpha_1 + t_1 \cdot \cos \alpha_1 = 3t_1 \cdot \cos \alpha_1 = 3 \cdot 248,5 \cdot 0,87 = 645,6 \text{ Н}$$

$$F_{X3} = -3t_3 \cdot \cos \alpha_3 = 3 \cdot 331,3 \cdot 0,71 = -702,8 \text{ Н}$$

$$F_{Y1} = F_{Y2} = -3t_1 \cdot \sin \alpha_1 = -3 \cdot 248,5 \cdot 0,5 = -372,8 \text{ Н}$$

$$F_{Y3} = -3t_3 \cdot \sin \alpha_3 = -3 \cdot 331,3 \cdot 0,71 = -702,8 \text{ Н}$$

4. Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости. Определяем опорные реакции (рис. а)

$$\sum M_A = 0; \quad F_{X1} \cdot a - F_{X2} \cdot b - R_B^X \cdot 2b + F_{X3}(2b + a) = 0$$

$$R_B^X = \frac{F_{X1} \cdot a - F_{X2} \cdot b + F_{X3}(2b + a)}{2b} = \frac{645,6 \cdot 0,25 - 645,6 \cdot 0,4 + 702,8(2 \cdot 0,4 + 0,25)}{2 \cdot 0,4} = 801,4 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_{X1}(2b + a) - R_A^X \cdot 2b + F_{X2} \cdot b + F_{X3} \cdot a = 0$$

$$R_A^X = \frac{F_{X1}(2b + a) + F_{X2} \cdot b + F_{X3} \cdot a}{2b} = \frac{645,6(2 \cdot 0,4 + 0,25) - 645,6 \cdot 0,4 + 702,8 \cdot 0,25}{2 \cdot 0,4} = 1389,8 \text{ Н}$$

Проверка

$$\sum Y = 0; \quad F_{Y1} + R_A^Y - F_{Y2} - R_B^Y + F_{Y3} \cdot a = 0$$

$$-645,6 + 1389,8 - 645,6 - 801,4 + 702,8 = 0 \quad \square \text{ верно}$$

Строим эпюру (рис. а).

5. Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости

Определяем опорные реакции (рис. а)

$$\sum M_A = 0; \quad F_{Y1} \cdot a - F_{Y2} \cdot b + R_B^Y \cdot 2b - F_{Y3}(2b + a) = 0$$

$$R_B^Y = \frac{-F_{Y1} \cdot a + F_{Y2} \cdot b + F_{Y3}(2b + a)}{2b} = \frac{-372,8 \cdot 0,25 - 372,8 \cdot 0,4 + 702,8(2 \cdot 0,4 + 0,25)}{2 \cdot 0,4} = 992,3 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_{Y1}(2b + a) - R_A^Y \cdot 2b + F_{Y2} \cdot b - F_{Y3} \cdot a = 0$$

$$R_A^Y = \frac{F_{Y1}(2b + a) + F_{Y2} \cdot b - F_{Y3} \cdot a}{2b} = \frac{372,8(2 \cdot 0,4 + 0,25) + 372,8 \cdot 0,4 - 702,8 \cdot 0,25}{2 \cdot 0,4} = 456,1 \text{ Н}$$

Проверка

$$\sum Y = 0; \quad -F_{Y1} + R_A^Y - F_{Y2} + R_B^Y - F_{Y3} \cdot a = 0$$

$$-372,8 + 456,1 - 372,8 + 992,3 - 702,8 = 0 \quad \square \text{ верно}$$

Строим эпюру (рис. а).

6. Строим эпюру суммарного изгибающего момента

Для построения суммарной эпюры изгибающего момента значения ординат в характерных точках берем с эпюр моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях (рис. а).

В точке А:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_A^2 + M_B^2} = \sqrt{161,4^2 + 93,2^2} = 186,4 \text{ Нм}$$

В точке В:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{175,7^2 + 175,7^2} = 248,5 \text{ Нм}$$

В точке С:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{136,3^2 + 59,9^2} = 148,9 \text{ Нм}$$

Строим эпюру (рис. а).

7. Определяем приведенный момент в опасном сечении вала

Опасным сечением вала будет являться сечение в точке В, так как в ней крутящий и суммарный изгибающий моменты имеют наибольшие значения.

$$M_{\text{прив}}^{\text{III}} = \sqrt{T_{\text{кр}}^2 + M_{\Sigma}^2} = \sqrt{49,7^2 + 248,5^2} = 253,4 \text{ Нм}$$

1) Подбираем безопасный диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_{\text{прив}}^{\text{III}}}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 253,4}{80 \cdot 10^6}} = 0,0316 \text{ м} = 31,6 \text{ мм}$$

Принимаем $d = 35 \text{ мм}$.

Практическая работа №9. Расчет подшипников

Цель: научиться подбирать подшипники качения по заданным нагрузкам.

Время выполнения: 2 часа

Краткие теоретические сведения:

При проектировании машин подшипники качения не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных. Подшипники подбирают по *статической* и *динамической* грузоподъемности.

Подбор подшипников по статической грузоподъемности выполняют, если подшипник вращается с частотой менее

1 об/мин. В остальных случаях подшипники подбирают по динамической грузоподъемности. В основу подбора положена *расчетная долговечность подшипника* L_h , час.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_a} \right)^m,$$

где n – частота вращения подшипника, об/мин.;

C – динамическая грузоподъемность, кН;

R_a – осевая нагрузка подшипника, кН;

m – показатель степени, зависящий от формы тел качения (для шариковых подшипников $m=3$, для роликовых $m=3,33$).

Требуемая долговечность подшипника L_h определяется сроком службы машины между капитальными ремонтами. В общем машиностроении принимают $L_h=2500...20000$ час. Минимальное значение $L_h=10000...5000$ час (для зубчатых и червячных редукторов соответственно).

Работоспособность подшипников зависит от многих факторов (отношение осевой и радиальной нагрузок, частоты вращения, характера приложения нагрузки, температуры).

Влияние этих факторов учитывается тем, что подшипники подбирают не по действительным нагрузкам, а по эквивалентной нагрузке R_e .

Для радиальных шариковых и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников R_e , кН

$$R_e = (XK_k R_r + YR_a) \cdot K_b K_t,$$

где R_r – радиальная нагрузка на подшипник, кН;

R_a – осевая нагрузка на подшипник, кН;

K_k – коэффициент, учитывающий вращение колец (при вращении внутреннего кольца $K_k=1$, наружного $K_k=1,2$);

K_b – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (при нагрузке без толчков $K_b=1$, с умеренными толчками $K_b=1,3 \dots 1,5$, при ударной нагрузке $K_b=2 \dots 3$);

K_t – температурный коэффициент (при температуре подшипника $t \leq 100^\circ\text{C}$ $K_t=1$, при $t=125 \dots 200^\circ\text{C}$ $K_t=1,05 \dots 1,25$);

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок выбираются по таблице 2.

Последовательность решения задачи:

1. По диаметру вала подбирают подшипник по таблице 3.
2. В зависимости от условий работы подшипника выбирают коэффициенты K_k , K_b и K_t .
3. По таблице 2 выбирают коэффициенты X и Y .
4. Вычисляют эквивалентную нагрузку R_e по формуле
5. Вычисляют расчетную долговечность подшипника L_h по формуле.
6. Расчетную долговечность сравнивают с требуемой, если значение расчетной долговечности выходит за пределы требуемой, то выбирают подшипник соответственно более легкой или тяжелой серии и повторяют расчет.

Задача №1.

Подобрать шариковый радиальный подшипник для ведомого вала цилиндрического редуктора по следующим данным: радиальная и осевая силы $R_r=2,1$ кН; $R_a=0,7$ кН; частота вращения вала $n=720$ об/мин; диаметр цапфы $d=40$ мм, температура подшипника $t < 100^\circ\text{C}$.

Решение:

1. Проверим возможность установки подшипника легкой серии 200. По заданному диаметру цапфы выбираем по таблице 3 подшипник 208, для которого статическая грузоподъемность $S_0=17,8$ кН и динамическая грузоподъемность $S=25,1$ кН (смотри таблицу 1).

2. Принимаем расчетные коэффициенты:

$K_k=1$, так как вращается внутреннее кольцо подшипника;

$K_b=1,4$, так как возможны умеренные толчки во время работы;

$K_t=1$, так как по условию температура подшипника $t < 100^\circ\text{C}$.

3. Для определения коэффициентов X и Y вычисляем отношение $\frac{R_a}{C_o} = \frac{0,7}{17,8} = 0,039$

По таблице 2 интерполяцией находим $e=0,24$.

Определяем отношение:

$$\frac{R_a}{K_k \cdot R_r} = \frac{0,7}{1 \cdot 2,1} = 0,33 > e.$$

По таблице 2 выбираем $X=0,56$ и $Y=1,85$ (интерполяцией).

4. Эквивалентная нагрузка подшипника:

$$R_s = (XK_k R_r + YR_a) \cdot K_\sigma K_t = (0,56 \cdot 1 \cdot 2,1 + 1,85 \cdot 0,7) \cdot 1,4 \cdot 1 = 3,46 \text{ кН}$$

5. Расчетная долговечность подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_a} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 720} \cdot \left(\frac{25,1}{3,46} \right)^3 = 8840 \text{ час.}$$

6. Так как долговечность оказалась меньше требуемой (минимальная 10000 час.), то перейдем к подшипнику средней серии 308, для которого $C_o=22,3 \text{ кН}$, $C=31,3 \text{ кН}$.

Повторим все вычисления:

$$\frac{R_a}{C_o} = \frac{0,7}{22,3} = 0,031, \text{ при этом } e=0,225, X=0,56 \text{ и } Y=1,96$$

$$R_s = (XK_k R_r + YR_a) \cdot K_\sigma K_t = (0,56 \cdot 1 \cdot 2,1 + 1,96 \cdot 0,7) \cdot 1,4 \cdot 1 = 3,57 \text{ кН}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_a} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 720} \cdot \left(\frac{31,3}{3,57} \right)^3 = 15600 \text{ час,}$$

что больше требуемой долговечности.

Таблица №1

Условное Обозначение подшипника	Размеры, мм			Динамическая Грузоподъем- ность С, кН	Статическая Грузоподъем- ность С ₀ , кН
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>		
Легкая серия 200					
204	20	47	14	9,81	6,18
205	25	52	15	10,8	6,95
206	30	62	16	15,0	10,00
207	35	72	17	19,7	13,60
208	40	80	18	25,1	17,80
209	45	85	19	25,2	17,80

210	50	90	20	27,0	19,00
211	55	100	21	33,3	25,00
212	60	110	22	40,3	30,90
213	65	120	23	44,0	34,00
214	70	125	24	47,9	37,40
215	75	130	25	50,9	41,10
216	80	140	26	55,9	44,50
Средняя серия 300					
304	20	52	15	12,3	7,79
305	25	62	17	17,3	11,40
306	30	72	19	21,6	14,80
307	35	80	21	25,7	17,60
308	40	90	23	31,3	22,30

Условное Обозначение подшипника	Размеры, мм			Динамическая Грузоподъем- ность C , кН	Статическая Грузоподъем- ность C_0 , кН
	d	D	b		
309	45	100	25	37,1	26,20
310	50	101	27	47,6	35,60
311	55	120	29	54,9	41,80
312	60	130	31	62,9	48,40
313	65	140	33	71,3	55,60
314	70	150	35	80,1	63,30
315	75	160	37	87,3	71,40
316	80	170	39	94,6	80,10
Тяжелая серия 400					
405	25	80	21	28,6	20,4
406	30	90	23	36,5	26,7
407	35	100	25	42,8	31,3
408	40	110	27	49,3	36,3
409	45	120	29	59,2	45,5

410	50	130	31	67,2	53,0
411	55	140	33	77,2	62,5
412	60	150	35	83,9	70,0
413	65	160	37	90,8	78,1
414	70	180	42	111,0	105,0
415	75	190	45	117,0	115,0
416	80	200	48	126,0	125,0

Общие рекомендации

По всем вопросам, связанным с изучением дисциплины (включая самостоятельную работу), консультироваться с преподавателем.

Контроль и оценка результатов

Оценка за выполнение практической работы выставляется *по пятибалльной системе* и учитывается как показатель текущей успеваемости студента.

Качественная оценка индивидуальных образовательных достижений		Критерии оценки результата
балл (оценка)	вербальный аналог	
5	отлично	Представленные работы высокого качества, уровень выполнения отвечает всем требованиям, теоретическое содержание курса освоено полностью, без пробелов, необходимые практические навыки работы с освоенным материалом сформированы, выполнены все предусмотренные практической работой задания.
4	хорошо	Уровень выполнения работы отвечает всем требованиям, теоретическое содержание курса освоено полностью без пробелов, некоторые практические навыки работы с освоенным материалом сформированы недостаточно, все предусмотренные практической работой задания выполнены, некоторые из выполненных заданий, возможно, содержат ошибки.
3	удовлетворительно	Уровень выполнения работы отвечает большинству основных требований, теоретическое содержание курса освоено частично, но пробелы не носят существенного характера, необходимые практические навыки работы с освоенным материалом в основном сформированы, большинство предусмотренных практической работой заданий выполнено, некоторые виды заданий выполнены с ошибками.
2	не удовлетворительно	Теоретическое содержание курса освоено частично, необходимые практические навыки работы не сформированы, большинство предусмотренных практической работой заданий не выполнено.