

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальностей
6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов
и производств» и 6-05-0714-03 «Инженерно-техническое
проектирование и производство материалов и изделий из них»
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2026

УДК 531.8
ББК 30.12
П75

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «16» февраля
2026 г., протокол № 8

Составитель ст. преподаватель М. В. Дроздова

Рецензент канд. техн. наук Е. В. Ильюшина

Приведены требования к содержанию курсового проекта, рекомендуемый алгоритм его выполнения, а также требования к оформлению технической документации.

Учебное издание

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60 × 84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ № .

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2026

Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Расчет сварных соединений	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет резьбовых соединений.....	9
3 Практическое занятие № 3. Расчеты шпоночных и шлицевых соединений	22
4 Практическое занятие № 4. Энерго-кинематический расчет привода	24
5 Практическое занятие № 5. Расчет зубчатых цилиндрических передач	28
6 Практическое занятие № 6. Расчет червячных передач.....	31
7 Практическое занятие № 7. Расчет валов	33
8 Практическое занятие № 8. Подбор и расчет подшипников качения	36
Список литературы	39
Приложение А.....	40

Введение

Дисциплина «Прикладная механика» изучает общие для широкого круга приводов технологического оборудования элементы, осуществляющие связь источника энергии (двигателя) с рабочим органом и включающие соединения, зубчатые и червячные передачи, валы и их опоры.

В курсе «Прикладная механика» изучают механические передачи общего назначения. Все механические передачи разделяют на две основные группы: передачи, основанные на использовании трения (ременные, фрикционные); передачи, основанные на использовании зацепления (зубчатые, червячные, цепные, винтовые).

В конструкциях механизмов и машин наиболее широкое распространение получили зубчатые и червячные передачи из-за небольших габаритных размеров, способности передавать высокую нагрузку и технологичности изготовления. Студент должен обладать навыками проектирования данных передач и иметь представление не только о порядке проведения расчёта, но и критериях работоспособности, по которым осуществляется расчёт проектируемой передачи. Эти навыки крайне полезны при инженерном становлении студента.

Валы и их опоры в значительной мере определяют работоспособность механического привода, обеспечивая номинальное положение элементов передач при взаимодействии друг с другом. Приведенные в данных методических рекомендациях примеры расчета валов и подбора для них подшипников качения способствуют формированию и закреплению у студентов навыков, необходимых при выполнении инженерных расчетов.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность. Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами. При этом желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия, не вносило дополнительных элементов в его конструкцию и т. п. Методические рекомендации содержат примеры решения задач, позволяющие овладеть методикой их решения и приобрести навыки расчета соединений.

Обучение студентов умению самостоятельно производить проектирование механического привода и передач, входящих в привод, является одной из основных задач курса «Прикладная механика» и целью данных методических рекомендаций.

1 Практическое занятие № 1. Расчет сварных соединений

Пример 1 – Две полосы из стали Ст3 (предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа) соединены стыковым швом и нагружены моментом M (рисунок 1.1). Определить допускаемое значение момента M . Сварка ручная электродуговая электродом Э34.

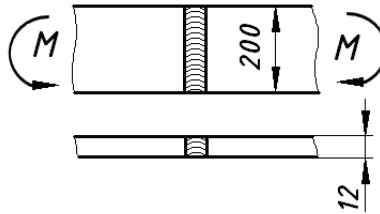


Рисунок 1.1 – Сварное соединение двух полос

Решение

Записываем условие прочности соединения на изгиб [1]:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma']. \quad (1.1)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями для сварного шва по таблице А.1. Так как при изгибе в зоне термического влияния сварного шва присутствуют напряжения и растяжения и сжатия (рисунок 1.2), то допускаемые напряжения будут определяться по выражениям:

– для растянутого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p; \quad (1.2)$$

– для сжатого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = [\sigma]_p, \quad (1.3)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемые напряжения на растяжения для материала свариваемых деталей (см. примечание к таблице А.1).

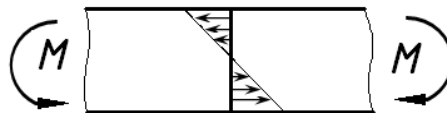


Рисунок 1.2 – Напряжения в зоне термического влияния сварного шва

Определение допускаемого момента производится по наименьшим напряжениям (растяжения). Тогда

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа.}$$

Поперечное сечение сварного соединения представляет собой прямоугольник со сторонами $b = 200$ мм и $\delta = 12$ мм. Осевой момент сопротивления поперечного сечения сварного шва определяется по выражению

$$W = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}. \quad (1.4)$$

Тогда, подставляя (1.4) в (1.1) и выражая момент M , получаем

$$M = [\sigma'] \cdot W = \frac{[\sigma'] \cdot b^2 \cdot \delta}{6} = \frac{132 \cdot 10^6 \cdot 0,2^2 \cdot 0,012}{6} = 10560 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Пример 2 – Проверить на прочность сварное нахлесточное соединение полосы 8×40 (1) с косынкой (2) из стали Ст3, испытывающих воздействие момента $T = 400$ Н·м (рисунок 1.3). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

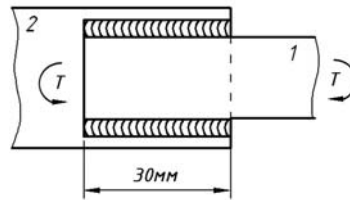


Рисунок 1.3 – Сварное соединение полосы с косынкой

Решение

Данное нахлесточное соединение фланговое. Записываем условие прочности соединения [1]:

$$\tau = \frac{T}{\beta \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'], \quad (1.5)$$

где l – длина сварных швов;

b – расстояние между сварными швами.

Определяем допускаемые напряжения для сварного шва по таблице А.1. Так как угловые сварные швы рассчитываются по напряжениям среза, то для сварки автоматической под флюсом электродом Э50 допускаемые напряжения будут определяться по выражению

$$[\tau'] = 0,65 [\sigma]_p = 0,65 \cdot \frac{\sigma_T}{s}. \quad (1.6)$$

Принимая предел текучести для стали Ст3 $\sigma_T = 220$ МПа, получим

$$[\tau'] = 0,65 \cdot \frac{220}{1,5} = 95,33 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжения в сварных швах по выражению (1.5). При этом за катет шва k принимаем толщину полосы, равную 8 мм; длину шва l принимаем равной 30 мм, а расстояние между швами b равным толщине полосы 40 мм.

$$\tau = \frac{400}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 59,52 \cdot 10^6 \text{ Па} = 59,52 \text{ МПа.}$$

Сравниваем полученные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что прочность соединения обеспечена. Сварной шов обладает запасом прочности.

Пример 3 – Проверить тавровое сварное соединение трубы квадратного сечения и пластины (рисунок 1.4) на прочность для двух случаев: сварной шов стыковой; сварной шов угловой. Труба нагружена силой $F = 280$ кН, материал трубы – сталь Ст3. Сварка ручная, дуговая, выполнена электродом Э42.

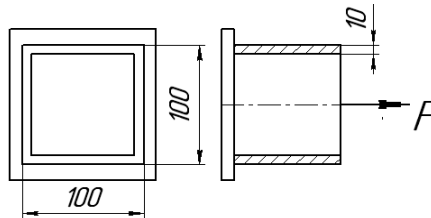


Рисунок 1.4 – Сварное соединение трубы квадратного сечения, выполненное тавровыми сварными швами

Решение

Определяем допускаемые напряжения для сварного соединения.

При стыковом сварном шве под действием нагрузки в шве возникают напряжения растяжения, а при угловом сварном шве – напряжения среза.

Согласно таблице А.1, при ручной дуговой сварке электродом Э42 при растяжении сварного шва допускаемые напряжения составляют $[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p$, а при срезе $[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$. Тогда, принимая предел текучести для стали Ст3 $\sigma_T = 220$ МПа, получим

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа};$$

$$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{220}{1,5} = 88 \text{ МПа.}$$

При стыковом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва совпадает с площадью поперечного сечения трубы и определяется по формуле

$$A_{cm} = a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2, \quad (1.7)$$

где a – сторона трубы, $a = 100$ мм;

δ – толщина стенки трубы, $\delta = 10$ мм.

При угловом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва рассчитывается по выражению

$$A_{\text{шв}} = 4 \cdot \beta \cdot k \cdot a, \quad (1.8)$$

где k – катет сварного шва (принимается равным толщине стенки трубы), $k = 10$ мм.

Тогда условия прочности для данного соединения запишутся в виде:
– для стыкового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{F}{a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2}, \quad (1.9)$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{280 \cdot 10^3}{0,1^2 - (0,1 - 2 \cdot 0,01)^2} = 77,78 \cdot 10^6 \text{ Па} = 77,78 \text{ МПа};$$

– для углового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{шв}}} = \frac{F}{4 \cdot \beta \cdot k \cdot a}, \quad (1.10)$$

$$\sigma = \frac{280 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot 0,01 \cdot 0,1} = 100 \cdot 10^6 \text{ Па} = 100 \text{ МПа}.$$

Сравнивая рассчитанные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что соединение трубы при его выполнении стыковым швом выдержит заданную нагрузку, а соединение, выполненное угловым швом, не выдержит.

Задание для самостоятельного решения

1 Определить допускаемое значение момента M для соединения, показанного на рисунке 1.5. Сварка ручная электродуговая электродом Э34. Материал полос – сталь Ст3.

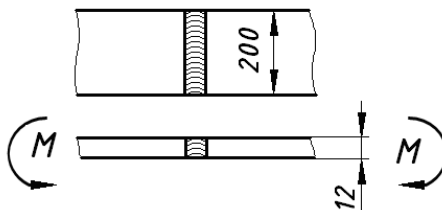


Рисунок 1.5 – Сварное соединение двух труб

2 Определить толщину стенки трубы для сварного соединения двух труб, показанного на рисунке 1.6. Сварка газовая. Материал труб – сталь Ст3.

3 Спроектировать нахлесточное сварное соединение уголка с косынкой, нагруженных растягивающей силой $F = 200$ кН (рисунок 1.7). Соединение должно быть сконструировано равнопрочным (напряжения во фланговых

сварных швах должны быть одинаковы).

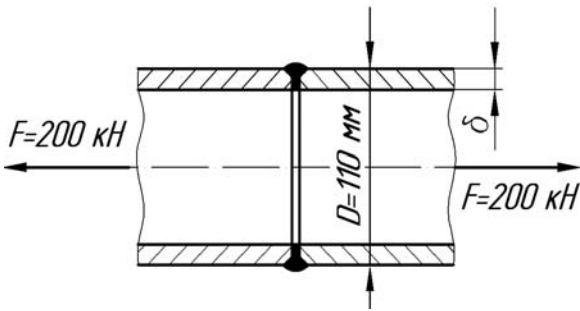


Рисунок 1.6 – Сварное соединение двух труб

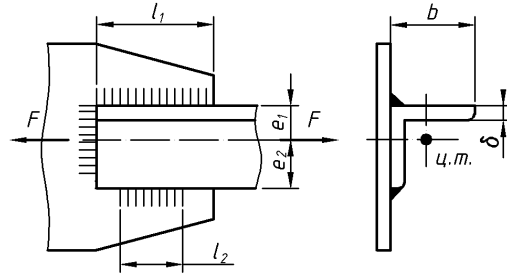


Рисунок 1.7 – Сварное соединение полосы с косынкой

Контрольные вопросы

- 1 Какие виды сварки используются в машиностроении?
- 2 Что такое стыковое сварное соединение?
- 3 Какое сечение используют для проверки на прочность углового сварного шва?
- 4 Чем отличаются лобовые и фланговые нахлесточные сварные соединения?
- 5 Какое сечение используют для проверки на прочность таврового сварного соединения, выполненного стыковым швом?
- 6 Что такое катет сварного шва?

2 Практическое занятие № 2. Расчет резьбовых соединений

Пример 1 (расчетный случай: «Болт нагружен только внешней растягивающей нагрузкой») – Резьбовая часть грузовой скобы (рисунок 2.1) имеет резьбу М30. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360$ МПа.

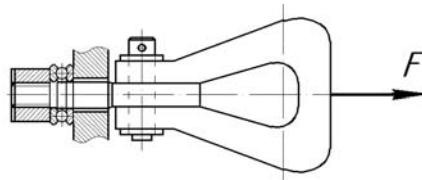


Рисунок 2.1 – Грузовая скоба

Решение

Грузовая скоба является грузозахватным приспособлением, предназначенным для подвешивания и удерживания груза. Для обеспечения вращения скобы гайка установлена на упорном подшипнике качения, следовательно, производить затяжку гайки нельзя. Резьбовая часть под действием веса груза F растягивается. Наиболее опасным сечением резьбы является круглое сечение по

внутреннему диаметру d_1 .

Запишем условие прочности стержня резьбовой части скобы на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (2.1)$$

где A – площадь опасного сечения резьбы.

По таблице А.3 при растягивающей внешней нагрузки без затяжки допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_r, \quad (2.2)$$

$$[\sigma] = 0,6 \cdot 360 = 216 \text{ МПа.}$$

По таблице А.2 для резьбы М30 (при крупном шаге $p = 33,5$ мм) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 26,21$ мм.

Из условия (2.2) определяем нагрузку:

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4}, \quad (2.3)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (26,21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 216 \cdot 10^6}{4} \approx 116482 \text{ Н.}$$

Пример 2 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует») – Определить допускаемую силу затяжки для болта М12, крепящего крышку подшипника (рисунок 2.2), если материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_r = 300$ МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.

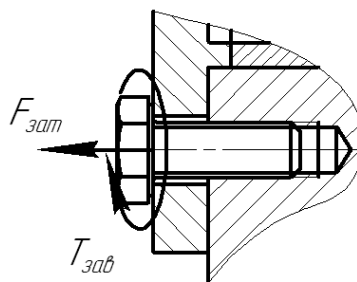


Рисунок 2.2 – Соединение крышки подшипника с корпусом

Решение

Данное винтовое соединение должно обеспечивать герметичность подшипникового узла за счет затяжки болта (при этом стык крышки и корпуса сжимается). При затяжке винта в его стержне возникают напряжения от силы затяжки и напряжения от момента завинчивания. Прочность соединения при этом оценивается по эквивалентным напряжениям, при этом условие прочности записывается в виде [1]

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (2.4)$$

По таблице А.3 при затяжке болтов допустимые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (2.5)$$

где $[s]$ – коэффициент запаса прочности.

Согласно таблице А.3, при неконтролируемой затяжке коэффициент запаса прочности определяется по таблице А.4 в зависимости от номинального диаметра резьбы. По таблице А.4 для резьб М6...М16 коэффициент $[s] = 5 \dots 4$. Принимаем $[s] = 4,5$. Тогда

$$[\sigma] = \frac{300}{4,5} = 66,7 \text{ МПа.}$$

По таблице А.2 для резьбы М12 (при крупном шаге $p = 1,75$ мм) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 10,11$ мм.

Из условия (2.4) определяем нагрузку:

$$F_{зат} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4}, \quad (2.6)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} \approx 4115 \text{ Н.}$$

Пример 3 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка присутствует») – Определить диаметр болта, крепящего расчалку к основанию (рисунок 2.3), нагруженную силами $F = 16$ кН. Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Нагрузка постоянная.

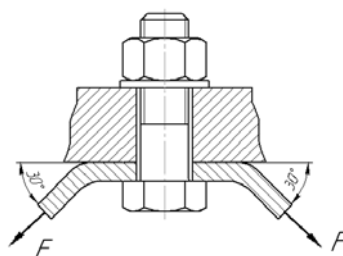


Рисунок 2.3 – Крепление расчалки

Решение

Для определения внешней нагрузки на болт приведем силы, действующие на расчалку к оси болта:

$$F_{BH} = 2 \cdot F \cdot \sin 30^\circ, \quad (2.7)$$

$$F_{BH} = 2 \cdot 16 \cdot \sin 30^\circ = 16 \text{ кН.}$$

В данном соединении должна производиться затяжка для обеспечения отсутствия зазора в стыке расчалки и основания. Под действием силы затяжки $F_{зам}$ стержень болта растягивается, а стык сжимается. Под действием внешней нагрузки стержень болта дополнительно растягивается, а усилие в стыке уменьшается на некоторую величину (т. е. часть внешней нагрузки идет на растяжение болта, а часть – на раскрытие стыка).

Результирующую нагрузку, действующую на болт F_B и на стык деталей $F_{СТ}$, определяют по выражениям [1]

$$F_B = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{BH}; \quad (2.8)$$

$$F_{СТ} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{BH}, \quad (2.9)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки приходится на растяжение болта (в соединениях без мягких прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$ [1]).

Силу затяжки определяют по выражению

$$F_{зам} = K_{зам} \cdot F_{BH}, \quad (2.10)$$

где $K_{зам}$ – коэффициент затяжки (для обеспечения нераскрытия стыка $K_{зам} = 1,25 \dots 2$ при постоянной нагрузке и $K_{зам} = 2,5 \dots 4$ при переменной нагрузке [1]).

Принимаем $K_{зам} = 1,5$, $\chi = 0,25$ и определяем силу затяжки и результирующее усилие, растягивающее стержень болта:

$$F_{зам} = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ кН;}$$

$$F_p = 1,3 \cdot 24 + 0,25 \cdot 16 = 35,2 \text{ кН.}$$

Определяем допускаемые напряжения для резьбы.

По таблице А.4 в предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, коэффициент запаса $[s] = 4 \dots 2,5$. Принимаем $[s] = 3$.

По таблице Б.7 при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (5.5):

$$[\sigma] = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа.}$$

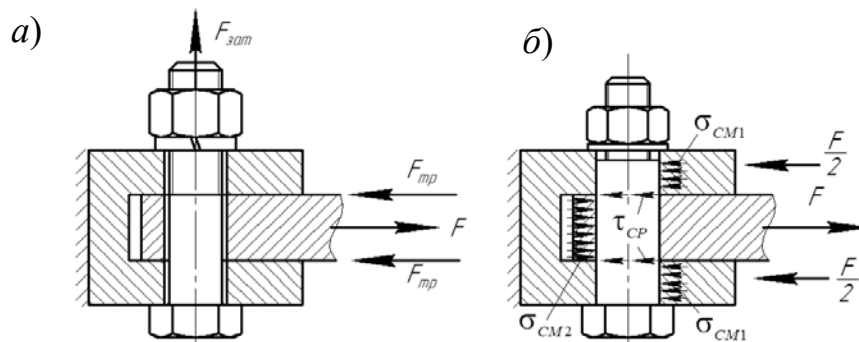
Прочность болта будет оцениваться по выражению (2.1), т. к. затяжка учтена при определении расчетной силы F_p , растягивающей болт. Из (2.1) выражаем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]}}; \quad (2.11)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,02118 \text{ м} = 21,18 \text{ мм.}$$

По таблице А.2 подбираем резьбу $M24 \times 2$ с $d_1 = 21,84$ мм.

Пример 4 (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен с зазором») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом М12, поставленным с зазором (рисунок 2.4, а). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Коэффициент трения в соединении $f = 0,12$.



а – установка болта с зазором; б – установка болта без зазора

Рисунок 2.4 – Болтовое соединение пластин

Решение

При установке болта с зазором отсутствие сдвига деталей в стыке в пределах зазора обеспечивается за счет затяжки гайки с усилием $F_{зам}$. При этом на стыках деталей возникают силы трения $F_{тр}$, которые должны быть больше, чем внешняя нагрузка F .

Необходимую силу затяжки, обеспечивающую отсутствие сдвига деталей, определяют по выражению [1]

$$F_{зам} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f}, \quad (2.12)$$

где K – коэффициент запаса по отсутствию сдвига деталей (при постоянной нагрузке $K = 1,3 \dots 1,5$, при переменной $K = 1,8 \dots 2$ [1]);

i – число стыков деталей.

Прочность болта определяется как для затянутых болтов исходя из условия (2.4).

Подставляя в (2.4) выражение (2.12), получим

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot K \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f} \leq [\sigma]. \quad (2.13)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями $[\sigma] = 66,7$ МПа (см. пример 2), коэффициентом затяжки $K = 1,4$ и числом стыков деталей $i = 2$.

По таблице А.2 для резьбы М12 (при крупном шаге $p = 1,75$ мм) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 10,11$ мм.

Из условия (2.13) выражаем внешнюю нагрузку F . Получаем

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4 \cdot K}, \quad (2.14)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 0,12 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4 \cdot 1,4} = 705,7 \text{ Н.}$$

Пример 5 (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен без зазора») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом диаметром $d = 12$ мм, поставленным без зазора (рисунок 2.4, б). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа и пределом прочности $\sigma_B = 500$ МПа. Толщина средней пластины $\delta_1 = 10$ мм, верхней и нижней $\delta_2 = 5$ мм.

Решение

При установке болта без зазора нагрузка воспринимается непосредственно самим телом болта, при этом будут возникать напряжения среза (в сечениях болта, совпадающих с плоскостями стыков деталей) и напряжения смятия $\sigma_{см1}$ и $\sigma_{см2}$ на боковых цилиндрических поверхностях болта.

Условие прочности по напряжениям среза запишется в виде [1]

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (2.15)$$

где i – число стыков деталей.

Условие прочности по напряжениям смятия [1]

$$\sigma = \frac{F}{d \cdot \delta} \leq [\sigma], \quad (2.16)$$

где δ – толщина соединяемой детали.

По таблице Б.7 допускаемые напряжения при установке болта без зазора определяются по выражениям

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_T, \quad (2.17)$$

$$[\tau] = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_B, \quad (2.18)$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ МПа.}$$

Определяем внешнюю нагрузку F исходя из условия прочности на срез:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot i \cdot [\sigma]}{4}, \quad (2.19)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 120 \cdot 10^6}{4} = 27129,6 \text{ Н.}$$

Определяем внешнюю нагрузку F исходя из условия прочности на смятие:
– для средней детали

$$F = [\sigma] \cdot d \cdot \delta_1, \quad (2.20)$$

$$F = 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н;}$$

– для верхней и нижней деталей (учитывая, что верхняя и нижняя детали воспринимают только половину внешней нагрузки F)

$$F = 2 \cdot [\sigma] \cdot d \cdot \delta_2, \quad (2.21)$$

$$F = 2 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н.}$$

Окончательно за допускаемое значение нагрузки F принимаем наименьшее из рассчитанных значений: $F = 27129,6 \text{ Н.}$

Пример 6 (расчетный случай: «Соединение, выполненное группой болтов нагружено силами, сдвигающими детали в стыке») – Определить диаметр болтов для соединения кронштейна с пластиной (рисунок 2.5), нагруженных силой $F = 5000 \text{ Н.}$ Материал болтов – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360 \text{ МПа.}$ Болты поставлены с зазором, коэффициент трения в соединении $f = 0,1.$

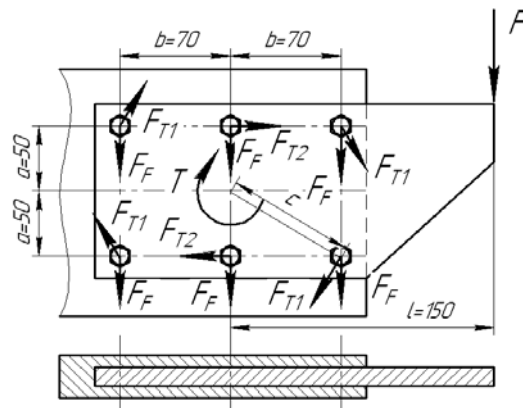


Рисунок 2.5 – Соединение кронштейна с пластиной

Решение

Определение диаметров болтов производится для наиболее нагруженного болта, который определяется в следующем порядке.

Нагрузка F приводится к центру тяжести стыка деталей. Относительно центра тяжести нагрузка F создает момент T , определяемый по выражению

$$T = F \cdot l, \quad (2.22)$$

где l – плечо силы F относительно центра тяжести стыка (см. рисунок 2.5).

$$T = 5000 \cdot 0,15 = 750 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Используя принцип суперпозиции, определяем нагрузку от каждого силового фактора (силы F и момента T) для каждого болта.

Нагрузка F_F от силы F распределяется равномерно между болтами. Тогда

$$F_F = \frac{F}{z}, \quad (2.23)$$

где z – количество болтов в соединении (в данном случае $z = 6$).

$$F_F = \frac{5000}{6} = 833,3 \text{ Н}.$$

Нагрузка F_T от момента T пропорциональна расстояниям от центра болта до центра тяжести стыка. По рисунку 2.5 определяем, что в соединении имеются четыре диагональных болта, расположенных на расстоянии c от центра тяжести стыка, и два осевых болта, расположенных на расстоянии a от центра тяжести стыка. Следовательно, можем записать

$$\frac{F_{T1}}{r} = \frac{F_{T2}}{a}, \quad (2.24)$$

где F_{T1} , F_{T2} – нагрузки на диагональные и осевые болты соответственно.

Расстояние r определяем по выражению

$$r = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (2.25)$$

$$r = \sqrt{50^2 + 70^2} = 86 \text{ мм}.$$

Каждая из нагрузок F_{Ti} создает часть от момента T . Следовательно, для данного случая можно записать

$$T = 4 \cdot F_{T1} \cdot r + 2 \cdot F_{T2} \cdot a. \quad (2.26)$$

Решая систему уравнений (2.24) и (2.26), получим

$$F_{T1} = \frac{T}{\left(4 \cdot r + \frac{2 \cdot a^2}{r}\right)}, \quad (2.27)$$

$$F_{T1} = \frac{833,3}{\left(4 \cdot 0,086 + \frac{2 \cdot 0,05^2}{0,086}\right)} = 2072,2 \text{ Н};$$

$$F_{T2} = F_{T1} \cdot \frac{a}{r}, \quad (2.28)$$

$$F_{T2} = 2072,2 \cdot \frac{0,05}{0,086} = 1204,7 \text{ Н}.$$

Для определения наиболее нагруженного болта определяем равнодействующие нагрузок F_F и F_{Ti} . Исходя из расчетной схемы на рисунке 5.5 наиболее нагруженными будут болты с наименьшим углом между силами F_F и F_{Ti} . В данном случае это или осевые болты, или диагональные болты, расположенные справа.

Равнодействующая от сил F_F и F_{T2} (действующая на осевые болты) определяется по теореме Пифагора:

$$F_O = \sqrt{F_F^2 + F_{T2}^2}, \quad (2.29)$$

$$F_O = \sqrt{833,3^2 + 1204,7^2} = 1464,8 \text{ Н}.$$

Для определения нагрузки на правые диагональные болты определим угол между нагрузками F_F и F_{T1} :

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{a}{b}\right), \quad (2.30)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{50}{70}\right) = 35,53^\circ.$$

Равнодействующая от сил F_F и F_{T1} (действующая на правые диагональные болты) определяется по теореме косинусов:

$$F_D = \sqrt{F_F^2 + F_{T1}^2 + 2 \cdot F_F \cdot F_{T1} \cdot \cos(\alpha)}, \quad (2.31)$$

$$F_D = \sqrt{833,3^2 + 2072,2^2 + 2 \cdot 833,3 \cdot 2072,2 \cdot \cos(35,53)} = 2792,7 \text{ Н}.$$

Дальнейший расчёт ведем по наиболее нагруженным диагональным болтам, расположенным справа.

Задаемся коэффициентом запаса $K = 1,4$. По сечению деталей в соединении (см. рисунок 2.5) определяем число стыков деталей: $i = 2$.

По уравнению (2.12) рассчитываем необходимую силу затяжки болтов:

$$F_{зат} = \frac{1,4 \cdot 2792,7}{2 \cdot 0,1} = 19548,4 \text{ Н.}$$

По таблице Б.8 в предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, принимаем коэффициент запаса $[s] = 3$.

По таблице Б.7 при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (2.5):

$$[\sigma] = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа.}$$

Из условия (2.4) выражаем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1^2 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (2.32)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 19548,4}{3,14 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,01642 \text{ м} = 16,42 \text{ мм.}$$

По таблице Б.6 подбираем резьбу М20 × 2,5 с $d_1 = 17,29$ мм.

Пример 7 (расчетный случай: «Соединение выполненное группой болтов нагружено силами, раскрывающими стык деталей») – Определить диаметр болтов для крепления кронштейна с пластиной (рисунок 2.6), нагруженных силой $F = 8000$ Н. Материал болтов – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360$ МПа, коэффициент трения в соединении $f = 0,12$.

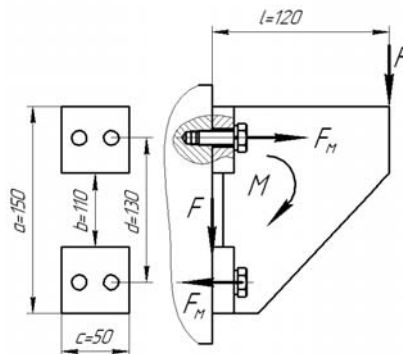


Рисунок 2.6 – Соединение кронштейна с основанием

Решение

Определение диаметров болтов производится для наиболее нагруженного болта, который определяется в следующем порядке.

Нагрузка F приводится к центру тяжести стыка деталей. Относительно центра тяжести нагрузка F создает момент M , определяемый по выражению

$$M = F \cdot l, \quad (2.33)$$

где l – плечо силы F относительно центра тяжести стыка (см. рисунок 2.6).

$$M = 8000 \cdot 0,12 = 960 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент M пытается раскрыть верхнюю часть стыка, а сила F – сдвинуть кронштейн относительно основания. Раскрытию стыка деталей и сдвигу деталей стыке препятствует затяжка болтов с усилием затяжки $F_{зам}$. Определим необходимую силу затяжки болтов из двух условий: условия нераскрытия стыка и условия отсутствия сдвига.

Рассмотрим *условие нераскрытия стыка*.

Сила затяжки создает на стыке деталей напряжения $\sigma_{зам}$. Момент M снижает напряжения в стыке деталей на величину σ_M . Очевидно, что стык будет оставаться сжатым, если результирующие напряжения в стыке деталей будут больше нуля. С учетом того, что стык деталей должен оставаться сжатым с некоторым запасом, условие нераскрытия стыка деталей запишется в виде

$$\sigma_{зам} = K \cdot \sigma_M, \quad (2.34)$$

где K – коэффициент запаса по нераскрытию стыка, $K = 1,3 \dots 2$ [1].

Напряжения σ_M определяются по выражению

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{CT}}, \quad (2.35)$$

где W_{CT} – осевой момент сопротивления стыка деталей.

Согласно [3], осевой момент сопротивления для сечения, состоящего из двух прямоугольников, определяется по выражению

$$W_{CT} = \frac{c \cdot (a^3 - b^3)}{6 \cdot a}, \quad (2.36)$$

$$W_{CT} = \frac{0,05 \cdot (0,15^3 - 0,11^3)}{6 \cdot 0,15} = 1,135 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Определяем напряжения от момента M :

$$\sigma_M = \frac{960}{1,135 \cdot 10^{-4}} = 8,45 \cdot 10^6 \text{ Па} = 8,45 \text{ МПа}.$$

Рассчитываем напряжения от силы затяжки:

$$\sigma_{зам} = 1,5 \cdot 8,45 = 12,675 \text{ МПа}.$$

Напряжения от силы затяжки создаются затяжкой болтов (в данном случае число болтов $z = 4$).

Данные напряжения могут быть определены по выражению

$$\sigma_{зам} = \frac{z \cdot F'_{зам}}{A_{см}}, \quad (2.37)$$

где $A_{см}$ – площадь стыка деталей.

Площадь стыка деталей определяем в рассматриваемом случае по формуле

$$A_{см} = c \cdot (a - b). \quad (2.38)$$

Подставляя (2.38) в (2.37) и выражая силу затяжки, получим

$$F'_{зам} = \frac{\sigma_{зам} \cdot A_{см}}{z} = \frac{\sigma_{зам} \cdot c \cdot (a - b)}{z}, \quad (2.39)$$

$$F'_{зам} = \frac{12,675 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot (0,15 - 0,11)}{4} = 6337,5 \text{ Н.}$$

Рассмотрим *условие отсутствия сдвига*.

Сдвига деталей не произойдет, если сила трения в стыке деталей, создаваемая затяжкой болтов, будет больше, чем сдвигающая сила F . С учетом того, что соединение должно обладать некоторым запасом по сдвигу, это условие можно записать математически следующим образом:

$$F''_{зам} \cdot z \cdot f = K' \cdot F, \quad (2.40)$$

где K' – коэффициент запаса по сдвигу, $K' = 1,3 \dots 2$ [1].

Тогда необходимая сила затяжки, исходя из отсутствия сдвига, будет определяться по формуле

$$F''_{зам} = \frac{K' \cdot F}{z \cdot f}, \quad (2.41)$$

$$F''_{зам} = \frac{1,5 \cdot 8000}{4 \cdot 0,12} = 25000 \text{ Н.}$$

В дальнейшем расчете используем максимальную силу затяжки из полученных по условию нераскрытия стыка и условию отсутствия сдвига, т. е. $F'_{зам} = F''_{зам} = 25000 \text{ Н.}$

Кроме силы затяжки, на болты будут действовать также усилия F_M , возникающие от момента M (см. рисунок 2.6). Данные усилия пропорциональны расстояниям от оси болта до центра тяжести стыка. Так как в данном случае болты расположены симметрично относительно центра тяжести стыка, усилия F_M будут одинаковы для каждого болта и будут определяться по выражению

$$F_M = \frac{2 \cdot M}{d \cdot z}, \quad (2.42)$$

$$F_M = \frac{2 \cdot 960}{0,13 \cdot 4} = 3692,3 \text{ Н.}$$

Так как на каждый болт действует и сила затяжки, и внешняя нагрузка, результирующую нагрузку на болт определяем по выражению (2.8):

$$F_b = 1,3 \cdot 25000 + 0,25 \cdot 3692,3 = 33423 \text{ Н.}$$

По таблице А.4 в предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, принимаем коэффициент запаса $[s] = 3$.

По таблице А.3 при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (5.5):

$$[\sigma] = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа.}$$

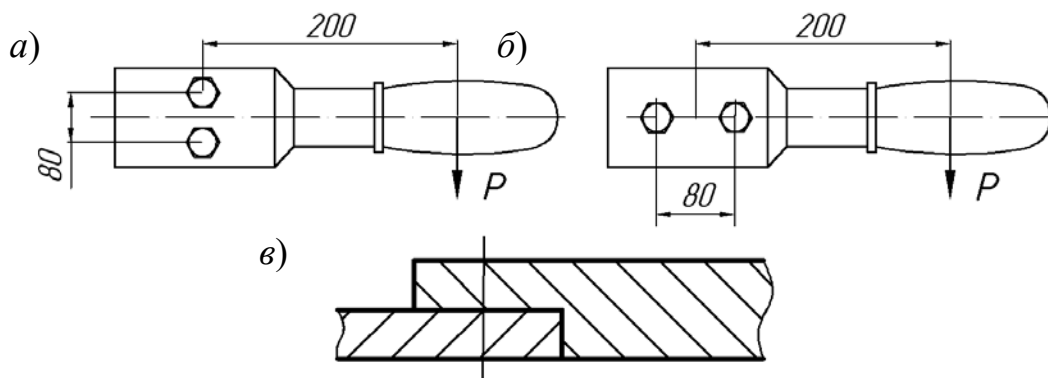
Внутренний диаметр резьбы определяем по выражению (2.1):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 33423}{3,14 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,01883 \text{ м} = 18,83 \text{ мм.}$$

По таблице Б.6 подбираем резьбу М20 × 1 с $d_1 = 18,92 \text{ мм}$.

Задание для самостоятельного решения

Определить, при каком из двух случаев установки ручки ножниц по металлу (см. рисунок 2.7) болты будут иметь наименьший диаметр, если усилие рабочего $P = 100 \text{ Н}$. Определить диаметр болтов для случая оптимальной установки. Болты поставлены без зазора. Толщина деталей – 6 мм. Материалом болтов задаться самостоятельно.



a, б – варианты установки болтов; *в* – сечение ручки ножниц

Рисунок 2.7 – Варианты закрепления ручек ножниц по металлу

Контрольные вопросы

1 Какое сечение резьбы используется для расчета на прочность резьбовых соединений при растяжении стержня болта?

2 Как учитываются напряжения от момента завинчивания при расчете затянутых резьбовых соединений?

3 Что учитывает коэффициент внешней нагрузки?

3 Практическое занятие № 3. Расчеты шпоночных и шлицевых соединений

Пример 1 – Спроектировать соединение призматической шпонкой шестерни с валом диаметром $d = 35$ мм. Передаваемый момент $T = 150$ Н·м. Соединение неподвижное. Механизм работает с небольшими толчками.

Решение

По ГОСТ 23360–78 выбирается шпонка призматическая с размерами $b \times h = 10 \times 8$ мм.

Условие прочности по напряжениям смятия для соединения призматической шпонкой имеет вид [1]

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.1)$$

где l_p – рабочая длина шпонки, м;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений.

По ГОСТу подбираются допускаемые напряжения смятия. С учетом того, что по условию соединение неподвижное и зубчатые колеса устанавливаются на вал по посадке с натягом, принимают $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$ МПа. С учетом того, что по условию механизм, в котором установлен вал с колесом, работает с небольшими толчками, окончательно принимают $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

Из условия (3.1) выражается рабочая длина шпонки:

$$l_p = \frac{4T}{hd[\sigma_{см}]}, \quad (3.2)$$

$$l_p = \frac{4 \cdot 150}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 10^6} = 0,01428 \text{ м} \approx 14,3 \text{ мм.}$$

Определяют полную длину шпонки:

$$l = l_p + b, \quad (3.3)$$

$$l = 14,3 + 10 = 24,3 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда длин выбирают ближайшую большую стандартную длину шпонки: $l = 25 \text{ мм}$.

Пример 2 – Проверить на прочность зубчатое (шлицевое) прямобочное соединение блока шестерен с валом коробки передач токарного станка (рисунок 3.1) по следующим данным: максимальный передаваемый момент $T = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, шлицы легкой серии, условия эксплуатации средние, передачи переключаются с использованием управляемой муфты, рабочие поверхности шлицев закалены ТВЧ и шлифованы.

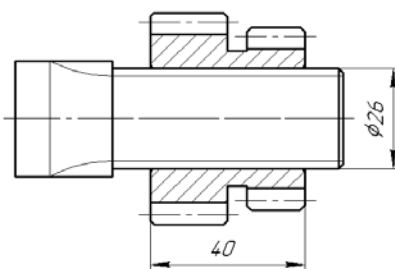


Рисунок 3.1 – Соединение блока шестерен с валом токарного станка

Решение

По рисунку 3.1 определяется наружный диаметр вала: $D = 26 \text{ мм}$.

По ГОСТ 1139–80 по диаметру D подбираются шлицы легкой серии с обозначением $z \times d \times D - 6 \times 23 \times 26 \text{ мм}$ (фаска $c = 0,3 \text{ мм}$).

Рассчитывается рабочая высота зубьев:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot c, \quad (3.4)$$

$$h = \frac{26 - 23}{2} - 2 \cdot 0,3 = 0,9 \text{ мм.}$$

Определяется средний диаметр шлицев:

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2}, \quad (3.5)$$

$$d_{cp} = \frac{26 + 23}{2} = 24,5 \text{ мм.}$$

Далее определяются допускаемые напряжения: для подвижных соединений без нагрузки при средних условиях эксплуатации и твердостью поверхности зубьев больше 45 HRC допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 30 \dots 60 \text{ МПа}$. Так как о динамике нагрузки в условии ничего не сказано,

принимая наихудший случай с большой динамической нагрузкой и окончательно принимаем $[\sigma_{см}] = 30$ МПа.

Записываем условие прочности по напряжениям смятия для зубчатого соединения [1]:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.6)$$

где K_3 – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям (для прямобочных шлицев $K_3 = 0,7 \dots 0,8$ [1]);

l – рабочая длина зубьев ($l = 40$ мм по рисунку 3.1).

Тогда

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 150}{0,75 \cdot 6 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 24,5 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 75,58 \cdot 10^6 \text{ Па} = 75,58 \text{ МПа}.$$

Действительные напряжения значительно превышают допускаемые, следовательно, прочность соединения не обеспечена.

Задание для самостоятельного решения

1 Определить, на сколько увеличится длина шпонки, если нагрузка на соединение увеличится в 1,5 раза.

2 Проверить, будет ли обеспечиваться прочность данного соединения, если его выполнить шлицами тяжелой серии.

Контрольные вопросы

1 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности шпоночного соединения?

2 В зависимости от чего подбирается сечение шпонки?

3 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности зубчатого (шлицевого) соединения?

4 Как классифицируются зубчатые (шлицевые) соединения по форме зубьев?

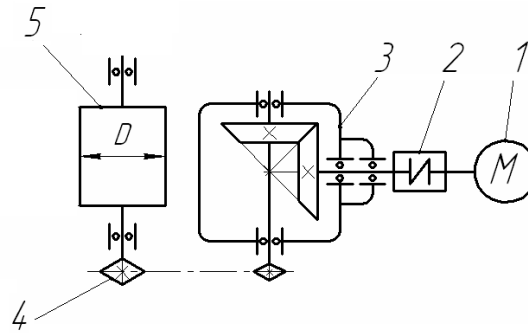
4 Практическое занятие № 4. Энерго-кинематический расчет привода

Пример 1 – Подобрать электродвигатель для привода ленточного конвейера (рисунок 4.1), если известны:

– окружное усилие на барабане $F_{тБ} = 1,3$ кН;

– окружная скорость ленты $v = 2,8$ м/с;

– диаметр барабана $D_{ББ} = 350$ мм.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – одноступенчатый конический редуктор; 4 – цепная передача; 5 – барабан

Рисунок 4.1 – Привод ленточного конвейера

Таблица 4.1 – Порядок выбора электродвигателя

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Мощность на барабане	P_{PO}	$P_{PO} = 1 \cdot 1,3 \cdot 2,8 = 3,64$ кВт
Общий КПД привода	η_o	$\eta_o = \prod_{i=1}^n \eta_i = \eta_M \cdot \eta_{КП} \cdot \eta_{ЦП} \cdot \eta_{ШП}^3 =$ $= 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,91 \cdot 0,99^3 = 0,822$
Требуемая мощность электродвигателя	$P_{ДТР}$	$P_{ДТР} = \frac{3,64}{0,822} = 4,43$ кВт
Расчетный диаметр рабочего органа	D_{PO}	$D_{PO} = 350$ мм (задан по условию)
Угловая скорость рабочего органа	ω_{PO}	$\omega_{PO} = \frac{2 \cdot 2,8}{350 \cdot 10^{-3}} = 16$ с ⁻¹
Частота вращения рабочего органа	n_{PO}	$n_{PO} = \frac{30 \cdot 16}{3,14} = 152,86$ мин ⁻¹
Требуемая частота вращения двигателя	$n_{ДТР}$	$n_{ДТР} = 76,43 \cdot (2...3) \cdot (2...5) = 611,44...2292,9$
Выбор электродвигателя		По таблице А.2 выбираем электродвигатель 4А132S6У3 с $P_D = 5,5$ кВт $> P_{ДТР} = 4,43$ кВт и частотой вращения $n_D = 950$ мин ⁻¹

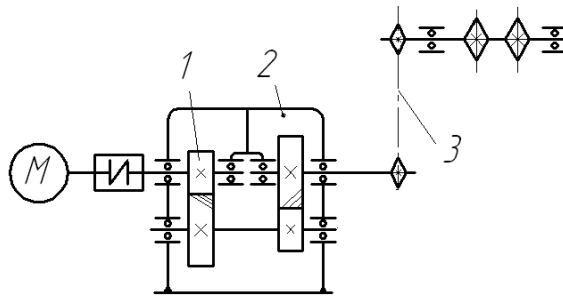
Пример 2 – Назначить передаточные отношения передач в приводе цепного конвейера (рисунок 4.2), если известны:

- частота вращения двигателя $n_D = 1450$ мин⁻¹;
- частота вращения приводного вала со звездочками $n_{ЗВ} = 34$ мин⁻¹.

Решение

Рассчитывается общее передаточное отношение привода:

$$i_o = \frac{n_D}{n_{ЗВ}} = \frac{1450}{34} = 42,65.$$



1 – быстроходная передача редуктора; 2 – тихоходная передача редуктора; 3 – открытая цепная передача

Рисунок 4.2 – Привод цепного конвейера

Назначается передаточное отношение открытой цепной передачи по таблице А.1: $i_{\text{ЦЕП}} = 3$.

Определяется общее передаточное отношение редуктора:

$$i_{\text{РЕД}} = \frac{i_{\text{О}}}{i_{\text{ЦЕП}}} = \frac{42,65}{3} = 14,21.$$

Находится передаточное отношение тихоходной передачи редуктора по таблице А.3:

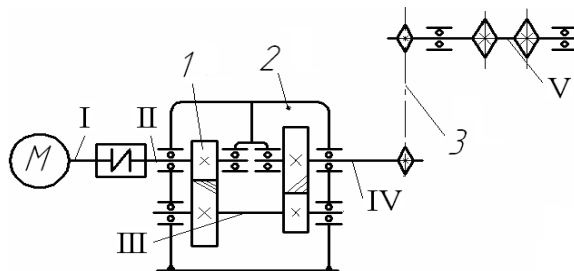
$$i_{\text{T}} = 0,9 \cdot \sqrt{i_{\text{РЕД}}} = 0,9 \cdot \sqrt{14,21} = 3,39.$$

Вычисляется передаточное отношение быстроходной передачи редуктора:

$$i_{\text{Б}} = \frac{i_{\text{РЕД}}}{i_{\text{T}}} = \frac{14,21}{3,39} = 4,19.$$

Пример 3 – Определить частоты вращения и вращающие моменты на валах привода цепного конвейера (рисунок 4.3), если известны:

- передаточные отношения передач $i_1 = 4,19$; $i_2 = 3,39$; $i_3 = 3$;
- частота вращения двигателя $n_{\text{Д}} = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
- требуемая мощность двигателя $P_{\text{ДТР}} = 2,82 \text{ кВт}$.



1 – быстроходная передача редуктора; 2 – тихоходная передача редуктора; 3 – открытая цепная передача; I–V – валы

Рисунок 4.3 – Привод скребкового конвейера

Решение

Определяются частоты вращения валов:

$$n_I = n_D = 1450 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = n_I = 1450 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_1} = \frac{1450}{4,19} = 346,06 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_2} = \frac{346,06}{3,39} = 102,08 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_V = \frac{n_{IV}}{i_3} = \frac{102,08}{3} = 34,02 \text{ мин}^{-1}.$$

Рассчитываются угловые скорости валов:

$$\omega_I = \omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 151,76 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 364,06}{30} = 36,22 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} = \frac{3,14 \cdot 102,08}{30} = 10,68 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_V = \frac{\pi \cdot n_V}{30} = \frac{3,14 \cdot 34,02}{30} = 3,56 \text{ с}^{-1}.$$

Находятся мощности на валах:

$$P_I = P_{ДТР} = 2,82 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_M \cdot \eta_{III} = 2,82 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,735 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III} = 2,735 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,627 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III} = 2,627 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,523 \text{ кВт};$$

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III} = 2,523 \cdot 0,91 \cdot 0,99 = 2,273 \text{ кВт}.$$

Вычисляются вращающие моменты на валах:

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{2,82 \cdot 10^3}{151,76} = 18,58 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{2,735 \cdot 10^3}{151,76} = 18,02 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{2,627 \cdot 10^3}{36,22} = 72,53 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{2,523 \cdot 10^3}{10,68} = 236,24 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_V = \frac{P_V}{\omega_V} = \frac{2,273 \cdot 10^3}{3,56} = 638,48 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Задание для самостоятельного решения

1 Провести энерго-кинематический расчет привода, индивидуальная схема которого выдана на курсовое проектирование [1, приложение А].

2 Провести энерго-кинематический расчет привода грузоподъемного механизма с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рисунке 1, а. Заданными являются: диаметр барабана $D = 500$ мм, вращающий момент на барабане $T = 650$ Н·м, частота вращения барабана $n = 160$ мин⁻¹.

Контрольные вопросы

- 1 Для чего предназначен механический привод?
- 2 Какие элементы включает привод?
- 3 Для чего предназначены муфты?
- 4 Как определяется передаточное отношение привода, включающего несколько механических передач?
- 5 Как предварительно вычисляется общий КПД привода?
- 6 Как изменяются значения угловых скоростей, частот вращения, моментов и мощностей от вала двигателя к приводному валу?

5 Практическое занятие № 5. Расчет зубчатых цилиндрических передач

Целью расчета является определение геометрических параметров цилиндрических зубчатых передач, которые будут использоваться при ее изготовлении.

Исходными данными для проектного расчета цилиндрических зубчатых передач служат: передаточное число u (равное передаточному отношению i рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н·м; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа. Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 5.1.

Таблица 5.1 – Порядок проектного расчета цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент ширины относительно межосевого расстояния	ψ_{ba}	Выбирается в зависимости от расположения колёс относительно опор редуктора и от твердости поверхности зубьев
Коэффициент ширины относительно делительного диаметра	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1)$
Степень точности	n_{CT}	Выбирается по ГОСТу
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,06(n_{CT} - 5)$; для косозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (n_{CT} - 5)$. По [1] $K_{H\alpha} \leq 1,6$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента ψ_{bd}
Модуль упругости	E_{np}	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Делительный диаметр шестерни	d_1	Для прямозубой передачи $d_1 = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}}}$; для косозубой передачи $d_1 = 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}}}$ (знак плюс – при внешнем зацеплении, а знак минус – при внутреннем)
Ширина шестерни	b_{w1}	$b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{bd}$
Ширина колеса	b_{w2}	$b_{w2} = b_{w1} - 3 \dots 5$
Коэффициент модуля	ψ_m	Выбираем по таблице Б.6 в зависимости от твердости поверхности зубьев
Модуль передачи	m	$m = \frac{b_{w1}}{\psi_m}$. После расчёта из ГОСТ 9563–80 выбираем ближайший стандартный модуль
Коэффициент осевого перекрытия (только для косозубой передачи)	ε_β	$\varepsilon_\beta \geq 1,1$
Угол наклона зубьев (только для косозубой передачи)	β	$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m}{b_{w1}}$. $8 < \beta < 22^\circ$, если значение β выходит из пределов, изменяем ε_β

Окончание таблицы 5.1

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Число зубьев шестерни	z_1	Для прямозубой передачи $z_1 = \frac{d_1}{m};$ для косозубой передачи $z_1 = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{m}$
Число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$
Межосевое расстояние	a_w	Для прямозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2};$ для косозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$
Делительные диаметры шестерни и колеса	d_1, d_2	Для прямозубой передачи $d_i = m \cdot z_i;$ для косозубой передачи $d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}$
Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса	d_{a1}, d_{a2}	$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m$
Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса	d_{f1}, d_{f2}	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

Задание для самостоятельного решения

Две эвольвентные зубчатые передачи, предназначенные для передачи мощности (на ведущем валу) $P_1 = 1,9$ кВт, при угловой скорости вала $\omega_1 = 15,7$ с⁻¹ выполнены косозубыми, но с разными углами наклона зуба: одна – с $\beta = 9^\circ$, а другая – с $\beta = 18^\circ$. Найти величины осевых сил для каждой зубчатой передачи, если $m_n = 3,5$ мм, $z_1 = 30$, $z_2 = 60$. Определить напряжения изгиба в передаче с $\beta = 18^\circ$, если рабочая ширина колес $b_w = 62$ мм. Принять $K_{F\alpha} = 1,5$. Материалы и термообработка колес – как и в примере, рассмотренном в подразд. 2.2.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите основные параметры цилиндрических зубчатых передач.
- 2 Назовите основные способы изготовления цилиндрических зубчатых колес и степени точности их изготовления.
- 3 Что характеризует коэффициент торцового перекрытия? Как определяется коэффициент осевого перекрытия?
- 4 Назовите виды разрушения зубчатых передач и критерии их работоспособности. По каким напряжениям рассчитываются зубчатые передачи?
- 5 В чем преимущества и недостатки прямозубой и косозубой зубчатых передач?

6 Практическое занятие № 6. Расчет червячных передач

Исходными данными для проектного расчета червячных передач являются: передаточное отношение червячной передачи i ; вращающий момент на валу червячного колеса T_2 , Н·м; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа.

Порядок проектного расчета червячных передач представим в виде таблицы 6.2.

Таблица 6.2 – Порядок проектного расчета для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Число заходов червяка	z_1	Принимаем в зависимости от передаточного отношения i : если $i = 8 \dots 15$, то $z_1 = 4$; если $i = 15 \dots 30$, то $z_1 = 2$; если $i > 30$, то $z_1 = 1$
Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot i$
Коэффициент диаметра червяка	q	Выбираем по ГОСТ 2144–93 таким образом, чтобы выполнялось условие $0,22 < \frac{q}{z_2} < 0,4$
Модуль упругости для червяка и червячного колеса	E_1 , E_2	Для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для бронзы и чугуна $E_2 = 0,9 \cdot 10^{11}$ Па
Приведенный модуль упругости	E_{np}	$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \frac{q}{z_2}}}$
Модуль	m	$m = \frac{a_w}{0,5 \cdot (q + z_2)}$ После расчёта из ГОСТ 2144–93 (таблица В.4) выбирается ближайший стандартный модуль
Коэффициент смещения	x	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2)$ Проверяем выполнение условия $-1 < x < 1$. Если оно не выполняется, то изменяем коэффициент диаметра червяка q и пересчитываем, начиная с межосевого расстояния a_w
Делительный диаметр червяка	d_1	$d_1 = q \cdot m$
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	$d_2 = z_2 \cdot m$
Диаметр вершин червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$
Диаметр вершин червячного колеса	d_{a2}	$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр впадин червяка	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$

Окончание таблицы 6.2

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Диаметр впадин червячного колеса	d_{f2}	$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр внешнего цилиндра червячного колеса	d_{ae2}	$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$
Длина нарезанной части червяка	b_1	$b_1 = 2 \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2} \right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2} \right)^2} + \frac{\pi \cdot m}{2} \right]$
Ширина червячного колеса	b_2	$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 1$ или 2 ; $b_2 = 0,67 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 4$
Угол подъёма винтовой линии червяка	γ	$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$

Задание для самостоятельного решения

1 Подобрать материалы и определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба для деталей червячной передачи. Заданными являются: частота вращения ведущего вала (червяка) $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение $i = 32$. На ведомый вал (вал червячного колеса) действует вращающий момент $T_2 = 560 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Режим нагружения – средний нормальный. Режим работы двухсменный, срок службы – 6 лет, пятидневная рабочая неделя.

2 Провести проектный расчет червячной передачи (определить параметры d_1, d_2, a_w, m, q, x). Червяк изготовлен из стали 40Х, поверхность закалена до твердости 50 HRC и отшлифована. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения определены ранее и $[\sigma_H] = 200 \text{ МПа}$. На ведомый вал действует вращающий момент $T_2 = 496 \text{ Н} \cdot \text{м}$, передаточное отношение $i = 34$. Частота вращения червяка – 800 мин^{-1} . По результатам расчета окружной скорости сделать вывод о правильности назначения материалов деталей передачи. Перерасчет параметров передачи при этом не проводить.

3 Проверить червячную передачу (с передаточным отношением $i = 19,5$) на прочность по контактным напряжениям. Материал вала – сталь 40Х, поверхность закалена до 48 HRC. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 208 \text{ МПа}$. На вал червячного колеса действует вращающий момент $T_2 = 518 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Из проектного расчета установлены значения параметров: число заходов червяка $z_1 = 2$, межосевое расстояние $a_w = 150 \text{ мм}$, модуль $m = 6,3 \text{ мм}$, коэффициент диаметра червяка $q = 10$. Режим нагрузки – средний равновероятный, частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Контрольные вопросы

- 1 Из каких элементов состоит червячная передача?
- 2 Назовите разновидности червячных передач.
- 3 В чем преимущества и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми?
- 4 Как определяется передаточное отношение червячной передачи?
- 5 Какие материалы применяют для изготовления основных элементов червячной передачи?
- 6 По каким критериям работоспособности (по каким напряжениям) рассчитывают червячную передачу?
- 7 Назовите области применения червячных передач.

7 Практическое занятие № 7. Расчет валов

Исходными данными к проектному расчету вала являются: вращающие моменты на валу шестерни (червяка) T_1 , Н·м, и колеса T_2 , Н·м; делительный диаметр шестерни d_1 , мм (*только для цилиндрических передач*); ширина колеса b_K , мм; диаметр колеса в среднем сечении d_{m1} , мм (*только для конических передач*); углы делительных конусов δ_1 , δ_2 (*только для конических передач*); делительный диаметр червяка d_1 , мм (*только для червячных передач*); угол подъема червяка γ , град (*только для червячных передач*); делительный диаметр червячного колеса, установленного на валу d_2 , мм; угол наклона зубьев β , град (*только для косозубых цилиндрических передач*).

Проектный расчет вала следует начинать с выбора материала. В качестве материалов валов используются качественные конструкционные стали. Основными параметрами материала являются предел прочности σ_B и предел текучести σ_T . После выбора материала следует определить нагрузки, возникающие в передачах, установленных на валу, зависящие от вида передачи, и нагрузки, возникающие в элементе, установленном на выходном конце вала (в рассмотренном примере считается, что на выходном конце вала установлена муфта).

Нагрузки в элементах, установленных на валу, определяются с помощью таблицы 7.1.

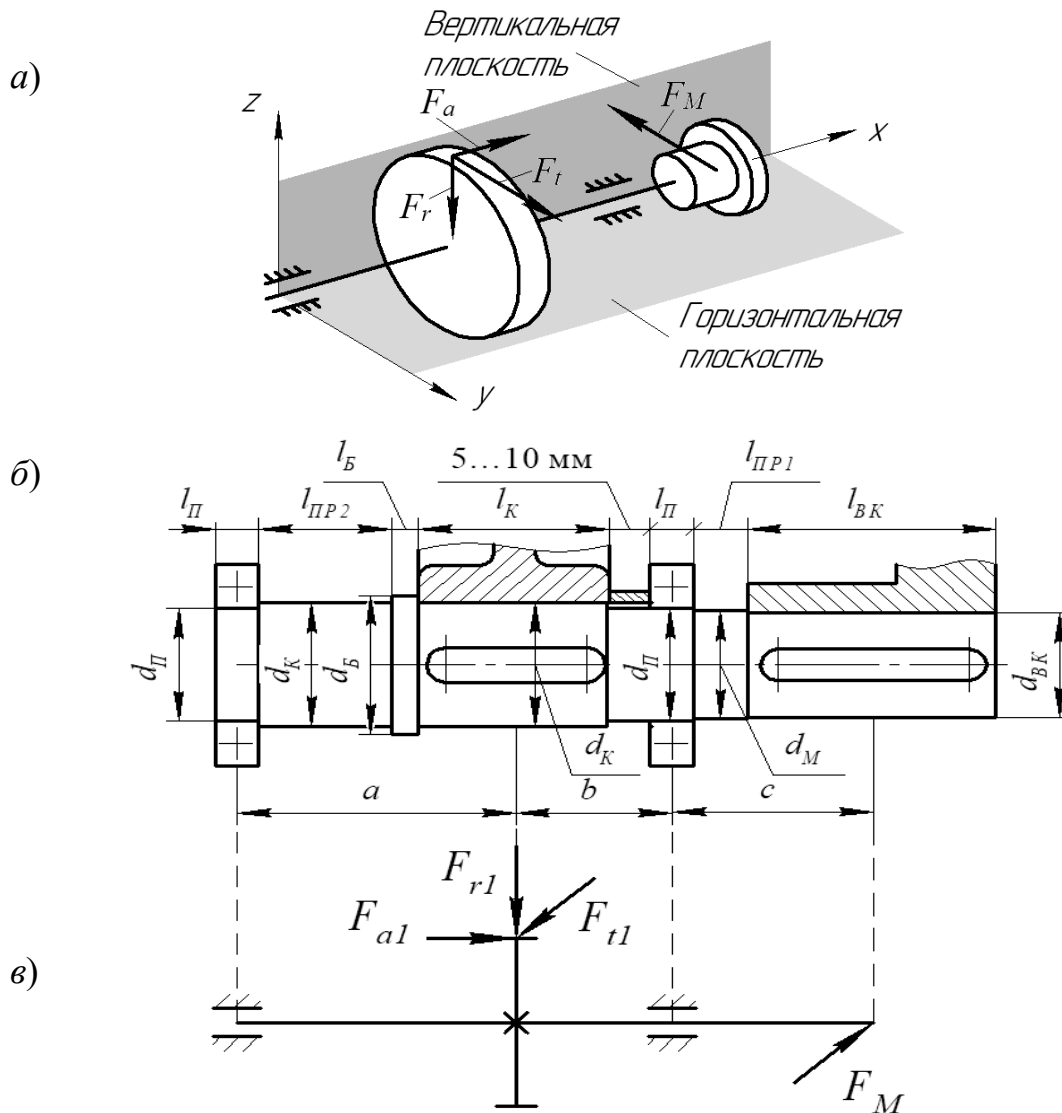
После определения нагрузок производится разработка конструкции вала согласно заданной кинематической схеме механизма.

При разработке конструкции вала необходимо предусмотреть упорные буртики для предотвращения осевого смещения элементов, установленных на валу (зубчатых и червячных колес, подшипников, муфт). Для этого вал выполняется ступенчатым. Кроме того, в зависимости от вида редуктора вал может иметь или не иметь промежуточную шейку, необходимую для обеспечения одинакового расстояния между внутренними стенками корпуса редуктора.

Таблица 7.1 – Нагрузки, действующие на вал

Нагрузка в зацеплении	Обозначение	Передача			
		прямозубая цилиндрическая	косозубая цилиндрическая	прямозубая коническая	червячная
Окружная	F_t	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$
Радиальная	F_r	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Осевая	F_a	–	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_a = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$
Нагрузка от муфты	F_M	$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_2}$ для тихоходного вала $F_M = 125 \cdot \sqrt{T_2}$ для быстроходного вала			

Пример конструкции вала представлен на рисунке 7.1, б).



а – пространственная схема вала; б – эскиз вала; в – расчётная схема вала

Рисунок 7.1 – Конструкция вала

После разработки конструкции вала определяются его геометрические параметры (диаметры и длины шеек валов). Средний диаметр вала (диаметр в месте посадки зубчатого колеса d_k) находят исходя из условия прочности вала на кручение при пониженных допускаемых напряжениях кручения $[\tau] = 12 \dots 15$ МПа.

Задание для самостоятельного решения

1 Рассчитать вал одноступенчатого червячного редуктора, изготовленного из стали 40Х (улучшение до твердости 240 НВ), на статическую прочность и жесткость. Опасным является сечение под правым подшипником, где действует максимальный изгибающий момент $M_u = 800$ Н·м. Диаметр вала в этом сечении $d_n = 60$ мм. На валу установлено червячное зубчатое колесо (модуль $m = 4$ мм, число зубьев $z = 40$). Известно окружное усилие на колесе $F_{t2} = 1200$ Н.

2 Определить реакции опор выходного вала редуктора, схема которого показана на рисунке 7.2, и построить эпюры изгибающих и вращающего моментов. На валу действует вращающий момент $T = 560$ Н·м, передаваемый на коническую шестерню открытой прямозубой конической передачи с передаточным числом $u = 2$, средним модулем $m_m = 3$ мм и числом зубьев $z = 29$. Прямозубое цилиндрическое колесо тихоходной передачи редуктора имеет модуль $m = 2,5$ мм и число зубьев $z = 72$.

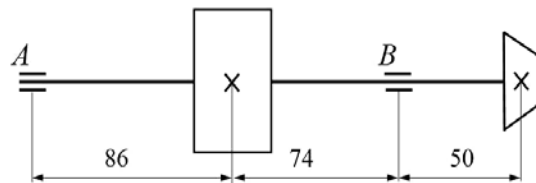


Рисунок 7.2 – Конструкция вала

Контрольные вопросы

- 1 Для чего предназначены валы? Чем вал отличается от оси?
- 2 Как классифицируются валы и оси?
- 3 По каким напряжениям оценивают диаметр вала первоначально? Запишите формулу проектного расчета среднего диаметра вала.
- 4 По каким критериям проводят проверочный расчет вала? Какой параметр при этом определяют, с чем сравнивают его значение?
- 5 Как влияют на прочность вала шпоночные пазы и галтели?
- 6 Из каких материалов изготавливают валы?

8 Практическое занятие № 8. Подбор и расчет подшипников качения

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала n , мин^{-1} ; реакции опор в вертикальной плоскости R_A^e , Н, и R_B^e , Н; реакции опор в горизонтальной плоскости R_A^z , Н, и R_B^z , Н; осевая нагрузка в зацеплении передачи F_a , Н (*отсутствует в цилиндрической прямозубой передаче; при установке на вал нескольких элементов передач, в которых возникают осевые нагрузки результирующая осевая нагрузка F_a определяется как геометрическая сумма от осевых нагрузок каждой передачи*); режим работы механизма, срок службы механизма в часах L_h ; динамическая грузоподъемность C , Н, и статическая грузоподъемность C_0 , Н, предварительно подобранного подшипника.

В начале расчёта определяются нагрузки на подшипники в порядке, представленном в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент эквивалентности	K_E	Выбираем в зависимости от режима работы привода
<i>Радиальные нагрузки на подшипники</i>		
Нагрузка на левой опоре	R_A	$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^z)^2}$
Нагрузка на правой опоре	R_B	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^z)^2}$
Эквивалентная радиальная нагрузка на левой опоре	R_{Am}	$R_{Am} = K_E \cdot R_A$
Эквивалентная радиальная нагрузка на правой опоре	R_{Bm}	$R_{Bm} = K_E \cdot R_B$
<i>Осевые нагрузки на подшипники (не определяются при $F_a = 0$)</i>		
Эквивалентная осевая нагрузка на подшипники	F_{am}	$F_{am} = K_E \cdot F_a$
Динамическая грузоподъемность подшипника	C	Выбираем для подшипника, предварительно подобранного в проектном расчете вала
Динамическая грузоподъемность подшипника	C_0	
Угол контакта подшипника	α	
Параметр осевой нагрузки	e	Выбираем в зависимости от типа подшипника (для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ в зависимости от отношения F_{am} / C_0 , для остальных в зависимости от угла контакта α)

Окончание таблицы 8.1

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент минимальной осевой силы	e'	Для шариковых радиально-упорных подшипников: при $\alpha \geq 18^\circ$ $e' = e$; при $\alpha < 18^\circ$ e' определяется по графикам рисунок Ж.2 в зависимости от отношения R_{Am} / C_0 и R_{Bm} / C_0 для соответствующей опоры; для роликовых радиально-упорных (конических) подшипников $e' = 0,83 \cdot e$
Внутреннее усилие в левом подшипнике	S_A	$S_A = e' \cdot R_{Am}$
Внутреннее усилие в правом подшипнике	S_B	$S_B = e' \cdot R_{Bm}$
Осевые нагрузки на подшипники	F_{aA} , F_{aB}	Если $S_A \geq S_B$ и $F_{am} \geq 0$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_{am}$; если $S_A < S_B$ и $F_{am} \geq S_B - S_A$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_{am}$; если $S_A < S_B$ и $F_{am} < S_B - S_A$, то $F_{aB} = S_B$ и $F_{aA} = F_{aB} - F_{am}$

После определения радиальных и осевых нагрузок, действующих на подшипники, производится расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности, порядок которого представлен в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Порядок расчета подшипников по динамической и статической грузоподъемности

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>Расчет подшипников по динамической грузоподъемности</i>		
Коэффициент вращения	V	$V = 1$ при вращающемся внутреннем кольце подшипника; $V = 1,2$ при вращающемся наружном кольце подшипника
Отношения для левого и правого подшипников	$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_{Am}}$, $\frac{F_{aB}}{V \cdot R_{Bm}}$	Сравниваем отношение $\frac{F_{ai}}{V \cdot R_i}$ с параметром осевой нагрузки e и по таблице Ж.2 определяем коэффициенты радиальной и осевой сил для левого и правого подшипников X_i и Y_i (для шариковых радиальных, если $F_a = 0$, то $X_i = 1$, $Y_i = 0$)
Коэффициент безопасности	K_B	Нагрузка спокойная $K_B = 1$; нагрузка с умеренными толчками $K_B = 1,3 \dots 1,5$; нагрузка с сильными толчками $K_B = 2,5 \dots 3$
Температурный коэффициент	K_T	$K_T = 1$ при температуре до 100°C ; $K_T = 1,05 \dots 1,4$ при температуре $125^\circ\text{C} \dots 250^\circ\text{C}$

Окончание таблицы 8.2

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Эквивалентная динамическая нагрузка для левого и правого подшипников	P_{rA} , P_{rB}	$P_{rA} = (V \cdot X_A \cdot R_{Am} + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T$; $P_{rB} = (V \cdot X_B \cdot R_{Bm} + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T$. Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной динамической нагрузкой
Ресурс работы подшипника	L	$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$
Коэффициент долговечности	a_1	$a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы $P(t) = 0,9$
Обобщенный коэффициент влияния качества металла, технологии производства, конструкции и условий эксплуатации	a_{23}	Для шариковых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; для роликовых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$
Показатель степени	p	$p = 3$ для шариковых подшипников; $p = 3,33$ для роликовых подшипников
Действительная динамическая грузоподъемность	C_d	$C_d = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
Условие выбора по динамической грузоподъемности		$C_d < C$. Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра. Например, если подшипник 6112 не подходит по динамической грузоподъемности, то подбираем подшипник 6212 или 6312, для которого значение C будет большим

Задание для самостоятельного решения

1 Подобрать подшипники качения (средней серии) для вала червячного колеса с радиальными реакциями опор $R_A = 8000$ Н, $R_B = 9000$ Н. В червячном зацеплении действует осевая сила $F_a = 1100$ Н. Диаметр вала под подшипник $d_n = 50$ мм. Проверить подобранные подшипники по динамической грузоподъемности, если частота вращения вала $n = 100$ мин⁻¹, заданный ресурс $L = 30$ млн оборотов, режим нагружения – средний нормальный, нагрузка с умеренными толчками, рабочая температура подшипника – 80 °С.

2 Проверить, обеспечена ли динамическая грузоподъемность радиального подшипника 209 с реакциями опор $R_A = 8200$ Н, $R_B = 9400$ Н. Частота вращения вала $n = 200$ мин⁻¹. Заданный ресурс привода – 5 лет, режим работы пятидневный, двухсменный, режим нагружения – средний равновероятный. Нагрузка спокойная, без толчков, рабочая температура подшипника – не выше 95 °С.

3 Подобрать подшипники качения (легкой серии) для вала с зубчатым косозубым колесом (нормальный модуль $m_n = 2$ мм, число зубьев $z = 60$). Угол наклона линии зуба $\beta = 12^\circ$. На вал с колесом действует вращающий момент $T = 500$ Н·м. Радиальные реакции опор $R_A = 9000$ Н, $R_B = 11000$ Н. Диаметр вала

под подшипник $d_n = 60$ мм. Перегрузка двухкратная. Необходимо проверить подшипники по статической грузоподъемности.

Контрольные вопросы

1 Для чего предназначены подшипники? Какие они бывают по виду трения?

2 В чем преимущества и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?

3 Из каких основных элементов состоит радиальный подшипник качения? Для чего нужен сепаратор?

4 Как классифицируются подшипники качения?

5 На какие типы подразделяются подшипники качения по воспринимаемой нагрузке? Какую нагрузку воспринимает радиально-упорный подшипник?

Список литературы

1 **Лустенков, М. Е.** Детали машин. Расчет и проектирование : учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Мн. : РИВШ, 2025. – 400 с. : ил.

2 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций : учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда. – Мн. : ИВЦ Минфина, 2020. – 384 с.

3 **Лустенков, М. Е.** Детали машин : учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев : Бел.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с. : ил.

Приложение А (справочное)

Справочные данные для расчета соединений

Таблица А.1 – Допускаемые напряжения для сварных соединений

Вид сварки	Допускаемое напряжение в швах при		
	растяжении [σ']	сжатии [σ']	срезе [τ']
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	$[\sigma]_P$	$[\sigma]_P$	$0,65[\sigma]_P$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	$0,9[\sigma]_P$	$[\sigma]_P$	$0,6[\sigma]_P$
Контактная точечная и шовная	–	–	$0,5[\sigma]_P$
<p><i>Примечание</i> – $[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{s}$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках. Для металлических конструкций запас прочности $s = 1,4...1,6$</p>			

Таблица А.2 – Резьба метрическая ГОСТ 9150–81

Номинальный диаметр резьбы d , мм	Шаг резьбы p , мм	Средний диаметр резьбы $D_2 = d_2$, мм	Внутренний диаметр резьбы $D_1 = d_1$, мм
8	1,25	7,19	6,65
	1,0	7,35	6,92
	0,75	7,51	7,19
10	1,5	9,03	8,38
	1,25	9,19	8,65
	1,0	9,35	8,92
	0,75	9,51	9,19
12	1,75	10,86	10,11
	1,5	11,03	10,38
	1,25	11,19	10,65
	1,0	11,35	10,92
16	2	14,7	13,84
	1,5	15,03	14,38
	1,0	15,35	14,92
20	2,5	18,38	17,29
	2	17,7	17,84
	1,5	19,03	18,38
	1	19,35	18,92
24	3	22,05	20,75
	2	22,7	21,84
	1,5	23,03	22,38
	1	23,35	22,92

Таблица А.3 – Допускаемые напряжения для резьбовых соединений

Вид нагрузки	Рекомендуемая величина
Растягивающая внешняя нагрузка:	
без затяжки болтов	$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T$
с затяжкой болтов	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}$. [s] выбирается по таблице Б.7 при неконтролируемой затяжке; [s] = 1,5...2,5 при контролируемой затяжке
Поперечная внешняя нагрузка:	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}$
болты поставлены с зазором	[s] выбирается по таблице Б.7 при неконтролируемой затяжке; [s] = 1,5...2,5 при контролируемой затяжке
болты поставлены без зазора	$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_T$ при статической нагрузке; $[\tau] = (0,2...0,3) \cdot \sigma_T$ при переменной нагрузке; $[\sigma_{см}] = 0,8 \cdot \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4...0,5) \cdot \sigma_B$ – чугун
Прочность деталей в стыке	$[\sigma_{см}] = 0,8 \cdot \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{см}] = 0,4 \cdot \sigma_B$ – чугун; $[\sigma_{см}] = 1...2$ МПа – бетон; $[\sigma_{см}] = 2...4$ – дерево

Таблица А.4 – Допускаемые напряжения для резьбовых соединений

Материал болта	Коэффициент запаса [s] при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке при		
	М6...М16	М16 ... М30	М30 ... М60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3