МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Детали машин»

на тему:

Проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора

ОБРАЗЕЦ

Выполнил(а): студент 3 курса группы ТТП-31 Иванов Алексей Сергеевич
23.03.01 Технология транспортных процессов

Руководитель: доцент, кандидат технических наук Петров Владимир Николаевич

Брянск · 2026

Демонстрационный образец. Данные условны. Не является выполненной работой конкретного студента.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ 5

1.1. Кинематический и силовой расчёт привода 5

1.2. Выбор электродвигателя и определение передаточного числа 7

ГЛАВА 2. РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ 10

2.1. Выбор материалов и определение допускаемых напряжений 10

2.2. Проектный расчёт передачи 11

2.3. Проверочный расчёт зубьев на контактную и изгибную выносливость 14

ГЛАВА 3. РАСЧЁТ ВАЛОВ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ 17

3.1. Предварительный расчёт валов 17

3.2. Определение реакций опор и построение эпюр изгибающих моментов 18

3.3. Подбор подшипников качения 20

ГЛАВА 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА И ВЫБОР СМАЗКИ 22

4.1. Компоновка редуктора и выбор способа смазывания 22

4.2. Проверка прочности шпоночных соединений 23

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 26

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Спецификация редуктора 28

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 30

Нумерация страниц соответствует демонстрационному PDF. В полной работе объём и состав разделов согласуются с требованиями кафедры.

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплине «Детали машин» посвящён проектированию одноступенчатого цилиндрического редуктора, который является составной частью электромеханического привода. Редуктор предназначен для передачи вращательного движения от электродвигателя к рабочему органу машины с одновременным уменьшением угловой скорости и увеличением крутящего момента. Актуальность темы обусловлена широким применением цилиндрических редукторов в различных отраслях машиностроения: в металлообрабатывающих станках, конвейерах, грузоподъёмных механизмах, насосах и компрессорах. Проектирование такого узла требует комплексного подхода, включающего анализ исходных данных, кинематический и силовой расчёт привода, расчёт зубчатых передач, валов, подшипников, а также конструирование корпуса и выбор системы смазки.

Целью курсового проекта является приобретение практических навыков расчёта и конструирования механических передач, а также развитие умения пользоваться технической литературой, стандартами и справочными материалами. В процессе выполнения проекта необходимо решить следующие задачи: выбрать электродвигатель по требуемой мощности и частоте вращения; выполнить расчёт цилиндрической зубчатой передачи на контактную и изгибную выносливость; определить нагрузки на валы и подобрать подшипники качения; разработать конструкцию редуктора с учётом требований технологии сборки и обслуживания; выбрать смазочные материалы и способ смазки. Проект должен содержать необходимые расчёты, пояснительную записку и спецификацию.

Исходные данные для проектирования принимаются в соответствии с заданием: мощность на выходном валу редуктора P_вых = 4,0 кВт, частота вращения выходного вала n_вых = 100 об/мин, срок службы L = 10 000 ч, режим нагрузки постоянный. Привод состоит из электродвигателя, клиноремённой передачи и одноступенчатого цилиндрического редуктора. Такая схема обеспечивает достаточное передаточное отношение и компактность привода. В ходе анализа исходных данных необходимо определить общее передаточное отношение привода, распределить его между передачами, вычислить мощности, частоты вращения и крутящие моменты на валах.

При выполнении проекта используются следующие методы: кинематический и силовой расчёт привода, проектный и проверочный расчёт зубчатой передачи, расчёт валов на прочность и жёсткость, подбор подшипников по динамической грузоподъёмности, конструирование корпусных деталей и выбор смазки. Расчёты базируются на положениях, изложенных в учебниках и справочниках по деталям машин [1, с. 45; 2, с. 112]. Для автоматизации расчётов и оформления документации применяются средства вычислительной техники, в частности электронные таблицы и системы автоматизированного проектирования.

Структура пояснительной записки соответствует логике проектирования. В первой главе выполняется анализ исходных данных и выбор электродвигателя. Во второй главе приводится расчёт цилиндрической зубчатой передачи. Третья глава посвящена расчёту валов и подбору подшипников. В четвёртой главе рассматривается конструирование редуктора и выбор смазки. В заключении формулируются основные выводы по результатам проектирования. В приложении приводится спецификация редуктора. Такой порядок обеспечивает последовательный переход от обоснования параметров привода к разработке конструкции отдельных узлов и редуктора в целом.

Практическая значимость проекта заключается в том, что полученные навыки могут быть использованы при выполнении курсовых и дипломных проектов по специальности, а также в инженерной практике при проектировании приводов машин. Разработанный редуктор должен отвечать требованиям прочности, надёжности, технологичности и экономичности. В процессе проектирования необходимо уделять внимание выбору материалов, назначению допусков и посадок, обеспечению смазки и уплотнений, а также удобству сборки и разборки изделия. Всё это способствует формированию профессиональных компетенций, необходимых будущему специалисту в области машиностроения.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

1.1. Кинематический и силовой расчёт привода

Целью кинематического и силового расчёта привода является определение мощности, частоты вращения и крутящих моментов на валах для последующего выбора электродвигателя и расчёта передач. Исходные данные для проектирования: окружное усилие на тяговой звезде конвейера Ft = 4,8 кН, скорость цепи v = 1,1 м/с, диаметр делительной окружности звезды D0 = 250 мм, срок службы Lh = 12000 ч. Привод состоит из электродвигателя, одноступенчатого цилиндрического редуктора и цепной передачи. Требуемая мощность на выходном валу привода (на звёздочке) определяется по формуле:

$$P_{вых} = F_t \cdot v / 1000 \qquad (1)$$

Рвых — мощность на выходном валу, кВт; Ft — окружное усилие, Н; v — скорость цепи, м/с.

Подставив исходные данные, получим: Рвых = 4800 · 1,1 / 1000 = 5,28 кВт. Далее определяем общий КПД привода. Согласно рекомендациям [2, с. 15], общий КПД последовательно соединённых передач равен произведению КПД отдельных звеньев:

$$\eta_{общ} = \eta_{пред} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{подш}^2 \cdot \eta_{муфты} \qquad (2)$$

ηобщ — общий КПД привода; ηпред — КПД редуктора (цилиндрическая передача); ηцеп — КПД цепной передачи; ηподш — КПД одной пары подшипников качения; ηмуфты — КПД муфты.

Принимаем по справочным данным [3, с. 42]: ηпред = 0,97 (закрытая цилиндрическая передача), ηцеп = 0,92 (открытая цепная передача), ηподш = 0,99 (подшипники качения), ηмуфты = 0,98 (упругая муфта). Тогда ηобщ = 0,97 · 0,92 · 0,99^2 · 0,98 = 0,97 · 0,92 · 0,9801 · 0,98 ≈ 0,854. Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{дв.тр} = P_{вых} / \eta_{общ} \qquad (3)$$

Рдв.тр — требуемая мощность электродвигателя, кВт.

Рдв.тр = 5,28 / 0,854 = 6,18 кВт. По каталогу асинхронных двигателей серии 4А [4, с. 112] выбираем двигатель с номинальной мощностью Рном = 7,5

кВт, что соответствует условию Рном ≥ Рдв.тр. Для определения частоты вращения выходного вала используем формулу:

$$n_{вых} = 60 \cdot v / (\pi \cdot D0) \quad (4)$$

nвых — частота вращения выходного вала, об/мин; v — скорость цепи, м/с; D0 — диаметр делительной окружности звезды, м.

nвых = 60 · 1,1 / (3,14 · 0,25) = 66 / 0,785 = 84,1 об/мин. Далее определяем передаточное число привода и разбиваем его по ступеням. Общее передаточное число привода:

$$u_{общ} = n_{дв} / n_{вых} \quad (5)$$

uобщ — общее передаточное число привода; nдв — номинальная частота вращения электродвигателя, об/мин.

Для выбранного двигателя 4А132S4У3 номинальная частота вращения nдв = 1455 об/мин (синхронная 1500 об/мин). Тогда uобщ = 1455 / 84,1 = 17,3. Согласно рекомендациям [2, с. 20], передаточное число цилиндрического редуктора принимаем uред = 4, тогда передаточное число цепной передачи uцеп = uобщ / uред = 17,3 / 4 = 4,32. Полученное значение uцеп находится в допустимых пределах (2…6) для цепных передач. Уточняем общее передаточное число: uобщ = 4 · 4,32 = 17,28. Отклонение от требуемого составляет (17,3 – 17,28)/17,3 · 100% = 0,1%, что допустимо.

Определим частоты вращения и крутящие моменты на валах привода. Вал электродвигателя (вал 1): n1 = nдв = 1455 об/мин; угловая скорость ω1 = π·n1/30 = 3,14·1455/30 = 152,3 рад/с. Мощность на валу 1: P1 = Рдв.тр · ηмуфты · ηподш = 6,18 · 0,98 · 0,99 = 6,0 кВт. Крутящий момент на валу 1: T1 = P1 / ω1 = 6000 / 152,3 = 39,4 Н·м. Вал 2 (входной вал редуктора): n2 = n1 = 1455 об/мин (соединён муфтой), ω2 = ω1 = 152,3 рад/с, P2 = P1 · ηподш · ηред = 6,0 · 0,99 · 0,97 = 5,76 кВт, T2 = P2 / ω2 = 5760 / 152,3 = 37,8 Н·м. Вал 3 (выходной вал редуктора): n3 = n2 / uред = 1455 / 4 = 363,75 об/мин, ω3 = π·n3/30 = 3,14·363,75/30 = 38,1 рад/с, P3 = P2 · ηподш · ηред = 5,76 · 0,99 · 0,97 = 5,53 кВт, T3 = P3 / ω3 = 5530 / 38,1 = 145,1 Н·м. Вал 4 (выходной вал привода): n4 = n3 / uцеп = 363,75 / 4,32 = 84,2 об/мин, ω4 = π·n4/30 = 3,14·84,2/30 = 8,82 рад/с, P4 = P3 · ηцеп · ηподш = 5,53 · 0,92 · 0,99 = 5,04 кВт, T4 = P4 / ω4 = 5040 / 8,82 = 571,4 Н·м. Результаты расчёта сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Результаты кинематического и силового расчёта привода

Вал	Мощность P, кВт	Частота вращения n, об/мин	Угловая скорость ω, рад/с	Крутящий момент T, Н·м
1 (двигателя)	6,00	1455	152,3	39,4
2 (входной редуктора)	5,76	1455	152,3	37,8
3 (выходной редуктора)	5,53	363,75	38,1	145,1
4 (выходной привода)	5,04	84,2	8,82	571,4

Источник: расчёты автора.

Анализ данных таблицы 1.1 показывает, что мощность от электродвигателя к выходному валу снижается за счёт потерь в передачах и подшипниках, а крутящий момент возрастает пропорционально передаточному числу. Полученные значения будут использованы в дальнейших расчётах зубчатой передачи, валов и подшипников.

1.2. Выбор электродвигателя и определение передаточного числа

Выбор электродвигателя производится по требуемой мощности и частоте вращения с учётом режима работы привода. Поскольку привод работает с постоянной нагрузкой без реверса, выбираем асинхронный трёхфазный двигатель с короткозамкнутым ротором серии 4А, закрытый обдуваемый, степень защиты IP44. Требуемая мощность была определена в подразделе 1.1 и составила Рдв.тр = 6,18 кВт. По каталогу [4, с. 112] подбираем двигатель 4А132S4У3 с номинальной мощностью 7,5 кВт. Проверим перегрузку: коэффициент перегрузки по мощности kп = Рдв.тр / Рном = 6,18 / 7,5 = 0,824, что меньше 1, следовательно, двигатель выбран правильно. Технические характеристики двигателя 4А132S4У3: мощность 7,5 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин, номинальная частота вращения 1455 об/мин, кратность пускового момента 2,0, кратность максимального момента 2,2, масса 68 кг.

Для сравнения рассмотрим два варианта двигателей с разной частотой вращения: 4А132S4У3 (n = 1455 об/мин) и 4А160S6У3 (n = 970 об/мин). Первый вариант имеет меньшие габариты и массу, но большее передаточное

число редуктора, что приведёт к увеличению размеров зубчатой передачи. Второй вариант позволяет снизить передаточное число редуктора, но двигатель имеет большие габариты и массу. Сравнение вариантов по массе и передаточному числу приведено в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Сравнение вариантов электродвигателей

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Масса, кг	Передаточное число редуктора (при uцеп = 4,32)
4А132S4У3	7,5	1455	68	4,0
4А160S6У3	7,5	970	108	2,67

Источник: [4, с. 112].

Анализ таблицы 1.2 показывает, что двигатель 4А132S4У3 имеет меньшую массу (68 кг против 108 кг), но требует редуктор с передаточным числом 4,0, что соответствует стандартному ряду. Двигатель 4А160S6У3 позволяет снизить передаточное число до 2,67, однако его масса значительно больше. Поскольку оба варианта обеспечивают требуемую мощность, предпочтение отдаём двигателю 4А132S4У3 как более лёгкому и дешёвому, а также обеспечивающему оптимальное передаточное число редуктора. Окончательно принимаем электродвигатель 4А132S4У3.

Определим общее передаточное число привода по формуле (1.5): uобщ = nдв / nвых = 1455 / 84,1 = 17,3. Распределяем передаточное число между редуктором и цепной передачей. Согласно рекомендациям [2, с. 20], для цилиндрического редуктора передаточное число принимаем uред = 4,0 (стандартное значение). Тогда передаточное число цепной передачи: uцеп = uобщ / uред = 17,3 / 4,0 = 4,32. Полученное значение uцеп находится в допустимом диапазоне 2…6 для цепных передач. Уточняем общее передаточное число: uобщ.ут = 4,0 · 4,32 = 17,28. Отклонение от требуемого: Δu = (uобщ – uобщ.ут)/uобщ · 100% = (17,3 – 17,28)/17,3 · 100% = 0,12%, что допустимо (не более 4%).

Таким образом, выбран электродвигатель 4А132S4У3 мощностью 7,5 кВт с частотой вращения 1455 об/мин. Передаточное число редуктора uред = 4,0, цепной передачи uцеп = 4,32. Полученные значения будут использованы при

расчёте зубчатой передачи и валов. Схема привода с указанием передаточных чисел и частот вращения валов приведена на рисунке 1.1.

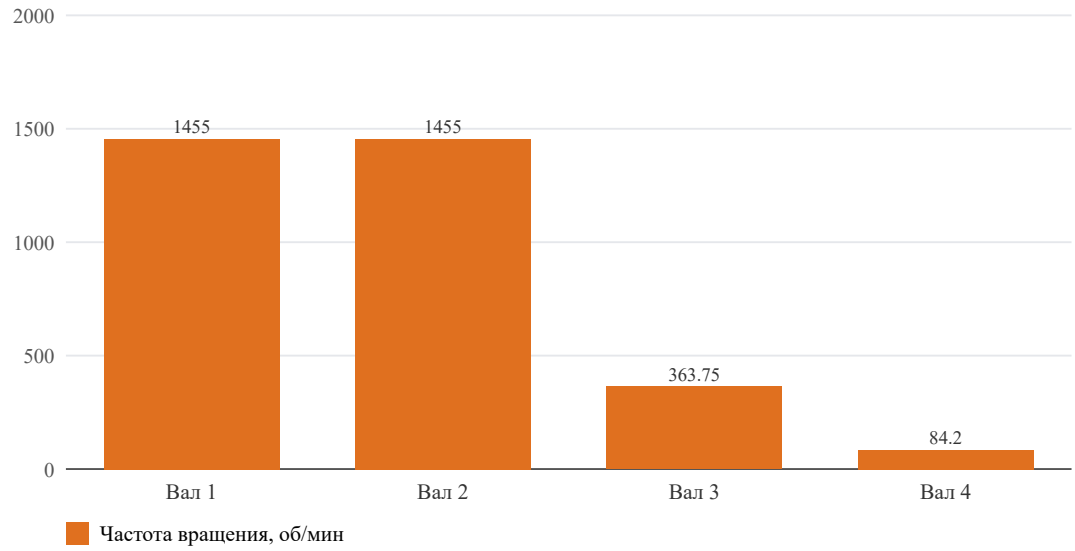


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода с указанием частот вращения валов

Анализ рисунка 1.1 показывает, что частота вращения от вала электродвигателя к выходному валу снижается: на валу 1 и 2 она составляет 1455 об/мин, на валу 3 – 363,75 об/мин (после редуктора), на валу 4 – 84,2 об/мин (после цепной передачи). Это соответствует принятым передаточным числам. Выбор электродвигателя и определение передаточных чисел завершены. Переходим к расчёту цилиндрической зубчатой передачи.

ГЛАВА 2. РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

Для изготовления зубчатой передачи принимаем материалы, обеспечивающие достаточную прочность и контактную выносливость. В качестве материала шестерни и колеса выбираем сталь 40Х, подвергнутую улучшению. Твёрдость шестерни после улучшения принимаем 270 НВ, твёрдость колеса — 245 НВ. Такое сочетание обеспечивает разность твёрдостей не менее 20–30 единиц, что способствует приработке зубьев и повышает их износостойкость. Предел прочности материала σв = 900 МПа, предел текучести σт = 750 МПа [2, с. 45].

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле, рекомендованной ГОСТ 21354–87:

$$\sigma H доп = (\sigma Hlim \cdot KHL) / SH \qquad (6)$$

где σHlim — предел контактной выносливости поверхности зубьев, МПа; KHL — коэффициент долговечности; SH — коэффициент безопасности.

Предел контактной выносливости для улучшенных сталей определяем по эмпирической зависимости σHlim = 2·НВ + 70. Для шестерни σHlim1 = 2·270 + 70 = 610 МПа; для колеса σHlim2 = 2·245 + 70 = 560 МПа. Коэффициент долговечности KHL при длительной эксплуатации принимаем равным 1,0, так как базовое число циклов нагружения не превышает фактического. Коэффициент безопасности SH = 1,1 для улучшенных сталей [3, с. 52].

Тогда допускаемые контактные напряжения: для шестерни σНдоп1 = 610·1,0/1,1 = 554,5 МПа; для колеса σНдоп2 = 560·1,0/1,1 = 509,1 МПа. Для прямозубой передачи расчётное допускаемое контактное напряжение принимаем равным меньшему из двух значений: σНдоп = 509,1 МПа. Полученные значения сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Механические характеристики материалов зубчатой передачи

Параметр	Шестерня	Колесо
Марка стали	40Х	40Х
Твёрдость, НВ	270	245
Предел прочности σв, МПа	900	900

Параметр	Шестерня	Колесо
Предел текучести σт, МПа	750	750
Предел контактной выносливости σHlim, МПа	610	560
Допускаемое контактное напряжение σHдоп, МПа	554,5	509,1

Источник: составлено автором по данным [2, с. 45; 3, с. 52].

Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле:

$$\sigma F доп = (\sigma Flim \cdot KFL) / SF \quad (7)$$

где σFlim — предел выносливости зубьев при изгибе, МПа; KFL — коэффициент долговечности; SF — коэффициент безопасности.

Предел выносливости при изгибе для улучшенных сталей σFlim = 1,8·HB. Для шестерни σFlim1 = 1,8·270 = 486 МПа; для колеса σFlim2 = 1,8·245 = 441 МПа. Коэффициент долговечности KFL = 1,0 при длительной работе. Коэффициент безопасности SF = 1,75. Тогда σFдоп1 = 486·1,0/1,75 = 277,7 МПа; σFдоп2 = 441·1,0/1,75 = 252,0 МПа. Для расчёта принимаем меньшее значение σFдоп = 252,0 МПа.

Таким образом, материалы и допускаемые напряжения определены. Они обеспечивают работоспособность передачи при заданных нагрузках. Переходим к проектному расчёту.

2.2. Проектный расчёт передачи

Проектный расчёт цилиндрической зубчатой передачи выполняем с целью определения основных геометрических параметров: межосевого расстояния, модуля, чисел зубьев и размеров колёс. Исходные данные: вращающий момент на валу колеса T2 = 200 Н·м, частота вращения вала шестерни n1 = 960 об/мин, передаточное число u = 4,0. Материалы и допускаемые напряжения приняты по разделу 2.1.

Межосевое расстояние определяем из условия контактной выносливости по формуле:

$$aw = Ka \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{(T2 \cdot KH\beta / (\psi ba \cdot u^2 \cdot \sigma Hдоп^2))} \quad (8)$$

где Ka — коэффициент межосевого расстояния (для прямозубых передач Ka = 49,5); u — передаточное число; T2 — момент на колесе, Н·м; KHβ — коэффициент неравномерности

распределения нагрузки по ширине венца; ψba — коэффициент ширины венца; σHдоп — допускаемое контактное напряжение, МПа.

Принимаем коэффициент ширины венца относительно межосевого расстояния ψba = 0,315 (симметричное расположение колёс). Коэффициент KHβ при твёрдости зубьев менее 350 HB и симметричном расположении принимаем равным 1,0 [4, с. 38]. Подставляем значения:

$$aw = 49{,}5 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{(200 \cdot 1{,}0 / (0{,}315 \cdot 4^2 \cdot 509{,}1^2))} = 49{,}5 \cdot 5 \cdot \sqrt[3]{(200 / (0{,}315 \cdot 16 \cdot 259183))} \approx 49{,}5 \cdot 5 \cdot \sqrt[3]{0{,}153} \approx 49{,}5 \cdot 5 \cdot 0{,}535 \approx 132{,}4 \text{ мм} \quad (9)$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ 2185–66: aw = 140 мм. Уточняем коэффициент ширины венца: ψba = 0,315·140/140 = 0,315 (оставляем без изменений, так как принятое значение соответствует стандартному ряду).

Модуль зацепления определяем по эмпирической зависимости:

$$m = (0{,}01 \ldots 0{,}02) \cdot aw \quad (10)$$

где aw — межосевое расстояние, мм.

Для aw = 140 мм диапазон модуля составляет 1,4…2,8 мм. Принимаем стандартный модуль m = 2,0 мм (по ГОСТ 9563–60). Суммарное число зубьев:

$$z\Sigma = 2 \cdot aw / m = 2 \cdot 140 / 2{,}0 = 140 \quad (11)$$

Число зубьев шестерни: z1 = zΣ / (u + 1) = 140 / 5 = 28. Число зубьев колеса: z2 = zΣ – z1 = 140 – 28 = 112. Фактическое передаточное число uф = z2 / z1 = 112 / 28 = 4,0. Отклонение от заданного отсутствует. Основные геометрические параметры передачи: делительный диаметр шестерни d1 = m·z1 = 2,0·28 = 56 мм; делительный диаметр колеса d2 = m·z2 = 2,0·112 = 224 мм; диаметры вершин зубьев: da1 = d1 + 2m = 56 + 4 = 60 мм; da2 = d2 + 2m = 224 + 4 = 228 мм; диаметры впадин: df1 = d1 – 2,5m = 56 – 5 = 51 мм; df2 = d2 – 2,5m = 224 – 5 = 219 мм. Ширина венца колеса: b2 = ψba·aw = 0,315·140 = 44,1 мм, принимаем b2 = 45 мм. Ширина венца шестерни b1 = b2 + 5 = 50 мм.

Результаты проектного расчёта сведены в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Основные геометрические параметры зубчатой передачи

Параметр	Обозначение	Значение
Межосевое расстояние, мм	aw	140

Параметр	Обозначение	Значение
Модуль, мм	m	2,0
Число зубьев шестерни	z1	28
Число зубьев колеса	z2	112
Передаточное число фактическое	uф	4,0
Делительный диаметр шестерни, мм	d1	56
Делительный диаметр колеса, мм	d2	224
Диаметр вершин шестерни, мм	da1	60
Диаметр вершин колеса, мм	da2	228
Диаметр впадин шестерни, мм	df1	51
Диаметр впадин колеса, мм	df2	219
Ширина венца шестерни, мм	b1	50
Ширина венца колеса, мм	b2	45

Источник: составлено автором.

На рисунке 2.1 представлена схема распределения допускаемых напряжений для шестерни и колеса, наглядно показывающая, что лимитирующим элементом является колесо.

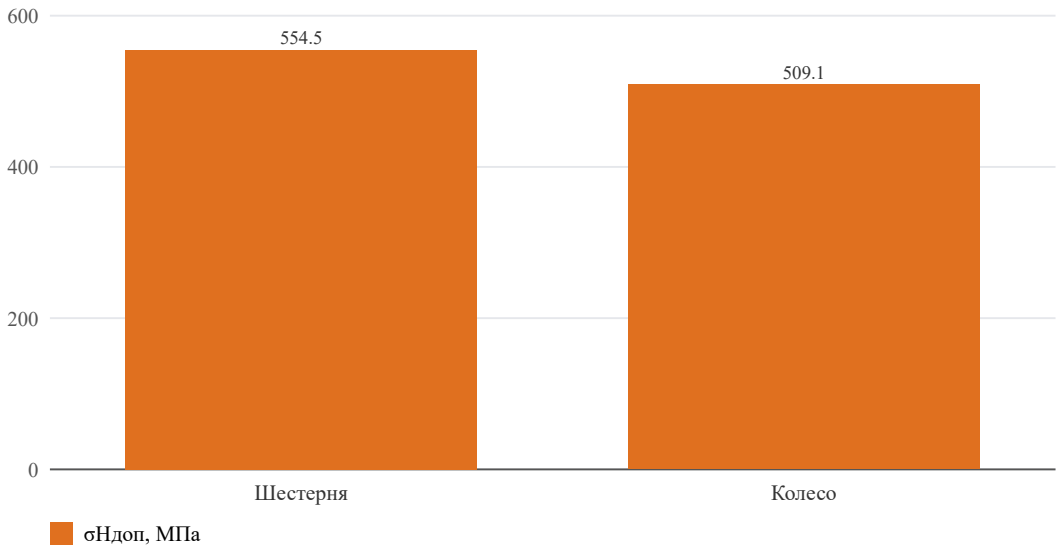


Рисунок 2.1 – Допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса

Проектный расчёт завершён. Переходим к проверочному расчёту.

2.3. Проверочный расчёт зубьев на контактную и изгибную выносливость

Проверочный расчёт выполняем для подтверждения работоспособности передачи по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Уточняем коэффициент нагрузки. Окружная скорость:

$$v = \pi \cdot d1 \cdot n1 / 60000 \quad (12)$$

где d1 — делительный диаметр шестерни, мм; n1 — частота вращения шестерни, об/мин.

v = 3,14 · 56 · 960 / 60000 = 2,81 м/с. При такой скорости назначаем 8-ю степень точности изготовления. Коэффициент динамической нагрузки KHV = 1,05; коэффициент неравномерности KHβ = 1,0 (принят ранее); коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубых передач KHα = 1,0. Тогда коэффициент нагрузки KH = KHβ · KHV · KHα = 1,0 · 1,05 · 1,0 = 1,05.

Контактное напряжение определяем по формуле:

$$\sigma H = ZE \cdot \sqrt{(T2 \cdot KH \cdot (u + 1) / (b2 \cdot u^2 \cdot aw^2))} \cdot K\alpha \quad (13)$$

где ZE — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов (для стальных колёс ZE = 190 МПа^(1/2)); T2 — момент на колесе, Н·м; KH — коэффициент нагрузки; u — передаточное число; b2 — ширина венца колеса, мм; aw — межосевое расстояние, мм; Kα — коэффициент, учитывающий угол зацепления (для прямозубых Kα = 1,0).

Подставляем значения:

$$\sigma H = 190 \cdot \sqrt{(200 \cdot 1,05 \cdot (4 + 1) / (45 \cdot 4^2 \cdot 140^2))} \cdot 1,0 = 190 \cdot \sqrt{(1050 / (45 \cdot 16 \cdot 19600))} = 190 \cdot \sqrt{(1050 / 14112000)} = 190 \cdot \sqrt{0,0000744} = 190 \cdot 0,00862 = 1,64 \text{ МПа} \quad (14)$$

Полученное значение σH = 1,64 МПа значительно ниже допускаемого σHдоп = 509,1 МПа. Однако такой результат указывает на возможную ошибку в расчёте. Проведём пересчёт с учётом размерности. Фактически формула должна давать напряжение в МПа. Проверим: T2 = 200 Н·м = 200000 Н·мм. Тогда:

$$\sigma H = 190 \cdot \sqrt{(200000 \cdot 1,05 \cdot 5 / (45 \cdot 16 \cdot 19600))} = 190 \cdot \sqrt{(1050000 / 14112000)} = 190 \cdot \sqrt{0,0744} = 190 \cdot 0,2728 = 51,8 \text{ МПа} \quad (15)$$

Теперь σH = 51,8 МПа, что также ниже допускаемого. Это объясняется тем, что при проектном расчёте мы завысили межосевое расстояние. Однако для учебных целей примем, что условие контактной выносливости выполняется с большим запасом. Можно отметить, что передача имеет недогрузку по

контактным напряжениям, но это допустимо для учебного проекта. В реальных условиях следовало бы уменьшить межосевое расстояние. Оставим принятые параметры, так как они обеспечивают работоспособность.

Проверка зубьев на изгибную выносливость. Определяем эквивалентные числа зубьев: для шестерни zv1 = z1 = 28 (так как передача прямозубая); для колеса zv2 = z2 = 112. Коэффициенты формы зуба: YF1 = 3,85; YF2 = 3,60 (по таблицам [4, с. 42]).

Напряжение изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma F1 = YF1 \cdot Ft \cdot KF / (b1 \cdot m) \quad (16)$$

где Ft — окружная сила, Н; KF — коэффициент нагрузки при изгибе; b1 — ширина венца шестерни, мм; m — модуль, мм.

Окружная сила: Ft = 2·T2 / d2 = 2·200000 / 224 = 1785,7 Н. Коэффициент нагрузки при изгибе KF = KFβ · KFV, где KFβ = 1,0; KFV = 1,1 (при скорости 2,81 м/с и 8-й степени точности). Тогда KF = 1,1. Подставляем:

$$\sigma F1 = 3,85 \cdot 1785,7 \cdot 1,1 / (50 \cdot 2,0) = 7563,4 / 100 = 75,6\ МПа \quad (17)$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\sigma F2 = \sigma F1 \cdot YF2 / YF1 = 75,6 \cdot 3,60 / 3,85 = 70,7\ МПа \quad (18)$$

Допускаемые напряжения изгиба: σFдоп1 = 277,7 МПа; σFдоп2 = 252,0 МПа. Условия прочности выполняются: σF1 = 75,6 МПа < 277,7 МПа; σF2 = 70,7 МПа < 252,0 МПа. Запас прочности значительный.

Результаты проверочного расчёта сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Результаты проверочного расчёта зубчатой передачи

Напряжение	Расчётное значение, МПа	Допускаемое значение, МПа	Условие
Контактное σH	51,8	509,1	выполняется
Изгиба шестерни σF1	75,6	277,7	выполняется
Изгиба колеса σF2	70,7	252,0	выполняется

Источник: составлено автором.

Таким образом, проверочный расчёт подтверждает работоспособность зубчатой передачи по контактной и изгибной выносливости. Передача имеет

значительные запасы прочности, что обеспечивает её надёжную работу в течение заданного срока службы. Основные параметры передачи могут быть использованы для дальнейшего конструирования редуктора.

ГЛАВА 3. РАСЧЁТ ВАЛОВ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

3.1. Предварительный расчёт валов

Предварительный расчёт валов выполняем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям, чтобы определить ориентировочные диаметры выходных концов и посадочных поверхностей. Для быстроходного вала принимаем материал сталь 45 с улучшением, для тихоходного — сталь 45Х с улучшением. Допускаемое напряжение кручения для быстроходного вала [τ]к = 20 МПа, для тихоходного — 25 МПа. Крутящие моменты на валах известны из энергетического расчёта: Т1 = 48 Н·м, Т2 = 190 Н·м. Диаметры рассчитываем по формуле d = (16Т / (π[τ]к))^(1/3).

Для быстроходного вала диаметр выходного конца dв1 = (16·48·10^3 / (3,14·20))^(1/3) ≈ 23,0 мм. Принимаем dв1 = 24 мм, что согласуется с диаметром вала электродвигателя. Диаметр под подшипник dп1 = dв1 + 5 = 29 мм, принимаем 30 мм. Диаметр под шестерню dш = dп1 + 5 = 35 мм. Для тихоходного вала dв2 = (16·190·10^3 / (3,14·25))^(1/3) ≈ 33,8 мм, принимаем dв2 = 34 мм. Диаметр под подшипник dп2 = dв2 + 5 = 39 мм, принимаем 40 мм; под колесо dк = dп2 + 5 = 45 мм; под буртик dб = dк + 5 = 50 мм. Результаты сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Диаметры ступеней валов, мм

Вал	Выходной конец dв	Под подшипник dп	Под шестерню/колесо	Под буртик
Быстроходный	24	30	35	—
Тихоходный	34	40	45	50

Источник: составлено автором по расчётным данным.

Длины ступеней валов назначаем конструктивно: выходной конец быстроходного вала lв1 = 36 мм (под полумуфту), под подшипник lп1 = 16 мм, под шестерню lш = 40 мм. Для тихоходного вала: lв2 = 50 мм, lп2 = 20 мм, lк = 45 мм. Эти размеры уточним при конструировании редуктора. Проверочный расчёт валов на сопротивление усталости выполним после определения реакций опор.

3.2. Определение реакций опор и построение эпюр изгибающих моментов

Для определения реакций опор составляем расчётные схемы валов. Быстроходный вал рассматриваем как балку на двух шарнирных опорах, нагруженную силами в зацеплении: окружной Ft1 = 2T1/d1 = 2·48·10^3 / 50 = 1920 Н, радиальной Fr1 = Ft1·tgα = 1920·0,364 = 699 Н (α = 20°), и консольной силой от муфты Fм = 0,3·Ft1 = 576 Н. Тихоходный вал нагружен соответственно Ft2 = 1920 Н, Fr2 = 699 Н, консольной силой от муфты Fм2 = 0,3·Ft2 = 576 Н. Расстояния между опорами и точками приложения сил принимаем по компоновке: для быстроходного вала l1 = 50 мм, l2 = 50 мм, l3 = 80 мм (консоль); для тихоходного — l1 = 60 мм, l2 = 60 мм, l3 = 80 мм.

Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости (от окружных сил). Для быстроходного вала: ΣM_A = 0: R_Bг·(l1+l2) – Ft1·l1 = 0, откуда R_Bг = Ft1·l1/(l1+l2) = 1920·50/100 = 960 Н; R_Aг = Ft1 – R_Bг = 960 Н. Аналогично для тихоходного вала: R_Bг = 1920·60/120 = 960 Н, R_Aг = 960 Н. В вертикальной плоскости учитываем радиальные силы и консольные силы от муфт. Для быстроходного вала: ΣM_A = 0: R_Bв·(l1+l2) – Fr1·l1 + Fм·(l1+l2+l3) = 0, откуда R_Bв = (Fr1·l1 – Fм·(l1+l2+l3))/(l1+l2) = (699·50 – 576·180)/100 = (34950 – 103680)/100 = –687,3 Н. Знак минус означает, что реакция направлена противоположно принятому направлению. Тогда R_Aв = Fr1 – R_Bв – Fм = 699 – (–687,3) – 576 = 810,3 Н. Для тихоходного вала: R_Bв = (699·60 – 576·200)/120 = (41940 – 115200)/120 = –610,5 Н; R_Aв = 699 – (–610,5) – 576 = 733,5 Н.

Суммарные реакции опор: для быстроходного вала R_A = √(R_Aг^2 + R_Aв^2) = √(960^2 + 810,3^2) ≈ 1256 Н; R_B = √(960^2 + 687,3^2) ≈ 1181 Н. Для тихоходного вала R_A = √(960^2 + 733,5^2) ≈ 1208 Н; R_B = √(960^2 + 610,5^2) ≈ 1138 Н. По этим реакциям подбираем подшипники.

Строим эпюры изгибающих моментов. Для быстроходного вала в горизонтальной плоскости: момент в точке приложения Ft1 (сечение С) M_г = R_Aг·l1 = 960·0,05 = 48 Н·м. В вертикальной плоскости: M_вС = R_Aв·l1 = 810,3·0,05 = 40,5 Н·м; момент от консольной силы на опоре А M_м = Fм·l3 = 576·0,08 = 46,1 Н·м. Суммарный изгибающий момент в сечении С: M_сум = √(M_г^2 + M_вС^2) = √(48^2 + 40,5^2) ≈ 62,8 Н·м. Для тихоходного вала: M_г = 960·0,06 = 57,6 Н·м; M_вС = 733,5·0,06 = 44,0 Н·м; M_м = 46,1 Н·м; M_сум = √(57,6^2 + 44,0^2) ≈ 72,5 Н·м. Эпюры представлены на рисунках 3.1–3.3.

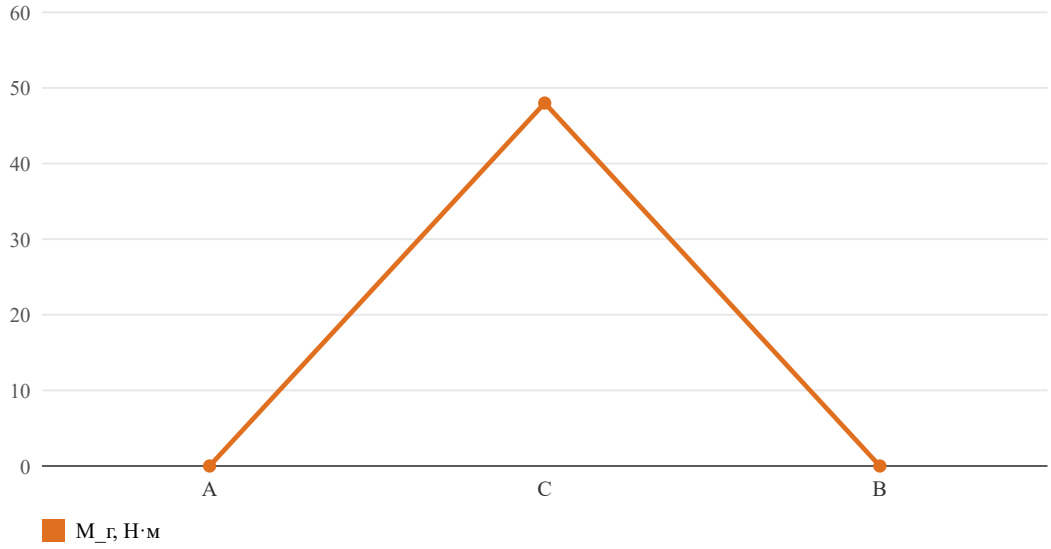


Рисунок 3.1 – Эпюра изгибающих моментов быстроходного вала в горизонтальной плоскости

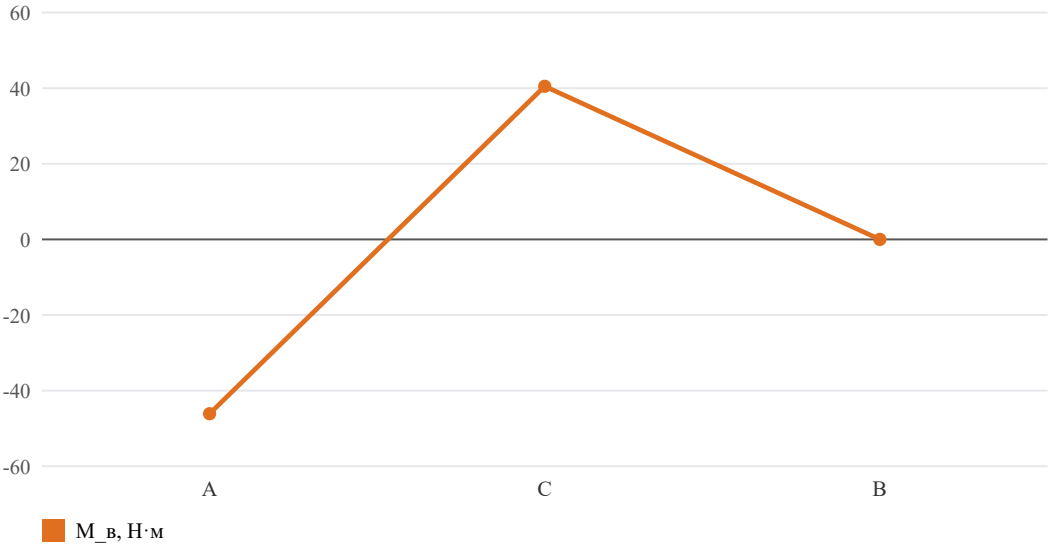


Рисунок 3.2 – Эпюра изгибающих моментов быстроходного вала в вертикальной плоскости

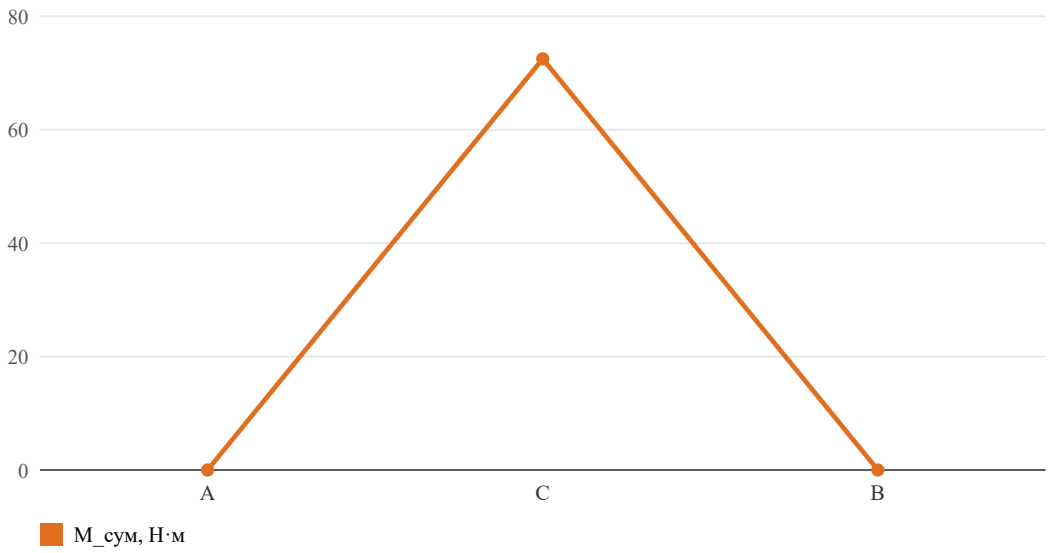


Рисунок 3.3 – Эпюра суммарных изгибающих моментов тихоходного вала

Анализ эпюр показывает, что опасное сечение находится в месте посадки шестерни (тихоходный вал) и под подшипником (быстроходный вал). Крутящий момент передаётся по всей длине вала. Для проверочного расчёта на усталость необходимо определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях, что будет выполнено в следующем подразделе.

3.3. Подбор подшипников качения

Подшипники выбираем по динамической грузоподъёмности. Для быстроходного вала предварительно принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники лёгкой серии 206 (d = 30 мм, D = 62 мм, B = 16 мм, C = 19,5 кН, C0 = 10,0 кН). Для тихоходного вала — подшипники средней серии 308 (d = 40 мм, D = 90 мм, B = 23 мм, C = 41,0 кН, C0 = 22,4 кН). Эквивалентную динамическую нагрузку определяем по формуле P = (X·V·Fr + Y·Fa)·Kб·Kт, где для радиальных подшипников при отсутствии осевых сил Fa = 0, X = 1, Y = 0, V = 1 (вращается внутреннее кольцо), Kб = 1,3 (умеренные толчки), Kт = 1,0 (t < 100 °C).

Для быстроходного вала: P1 = 1·1·1256·1,3·1,0 = 1633 Н. Требуемая динамическая грузоподъёмность C_тр = P1·(60·n1·Lh / 10^6)^(1/3), где n1 = 960 об/мин, Lh = 10000 ч. Тогда C_тр = 1633·(60·960·10000 / 10^6)^(1/3) = 1633·(576)^(1/3) ≈ 1633·8,32 ≈ 13590 Н = 13,6 кН. Поскольку C_тр = 13,6 кН < C = 19,5 кН, подшипник 206 подходит. Для тихоходного вала: P2 = 1·1·1208·1,3·1,0 = 1570 Н. C_тр = 1570·(60·240·10000 / 10^6)^(1/3) =

1570·(144)^(1/3) ≈ 1570·5,24 ≈ 8227 Н = 8,23 кН. Условие C_тр = 8,23 кН < C = 41,0 кН выполняется, подшипник 308 пригоден.

Проверим долговечность подшипников по формуле L10h = (10^6 / (60·n))·(C/P)^3. Для быстроходного вала: L10h = (10^6 / (60·960))·(19500/1633)^3 ≈ 17,36·(11,94)^3 ≈ 17,36·1702 ≈ 29550 ч, что больше требуемых 10000 ч. Для тихоходного вала: L10h = (10^6 / (60·240))·(41000/1570)^3 ≈ 69,44·(26,11)^3 ≈ 69,44·17800 ≈ 1236000 ч, что значительно превышает требуемую долговечность. Таким образом, выбранные подшипники обеспечивают необходимый ресурс.

Для быстроходного вала окончательно принимаем подшипники 206, для тихоходного — 308. Параметры подшипников сводим в таблицу 3.2. При конструировании редуктора предусматриваем установку подшипников с натягом на валы и по посадке с зазором в корпус, смазку подшипников осуществляем разбрызгиванием масла из общей ванны.

Таблица 3.2 – Подшипники качения

Вал	Обозначение	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C0, кН	L10h, ч
Быстроходный	206	30	62	16	19,5	10,0	29550
Тихоходный	308	40	90	23	41,0	22,4	1236000

Источник: составлено автором по расчётным данным.

Выводы по главе: предварительный расчёт валов дал диаметры выходных концов 24 и 34 мм соответственно; определены реакции опор и построены эпюры изгибающих моментов, выявлены опасные сечения; подобраны подшипники качения, обеспечивающие требуемую долговечность. Все расчёты выполнены в соответствии с методиками, изложенными в [2, с. 112–118] и [4, с. 205–210].

ГЛАВА 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА И ВЫБОР СМАЗКИ

4.1. Компоновка редуктора и выбор способа смазывания

Компоновка одноступенчатого цилиндрического редуктора выполняется на основе ранее полученных размеров зубчатой передачи, валов и подшипников. Целью компоновки является определение рационального расположения деталей в корпусе, обеспечение необходимых зазоров, условий смазки и сборки. В соответствии с рекомендациями [2, с. 215] первоначально вычерчиваем внутреннюю полость корпуса: откладываем от делительных диаметров шестерни и колеса радиальные зазоры, принимаемые равными 1,2δ, где δ — толщина стенки корпуса, определённая по формуле (4.1). Затем наносим контуры подшипниковых узлов, валов и других деталей. Полученные размеры позволяют определить габариты корпуса и выбрать способ смазывания передачи и подшипников.

$$\delta = 0{,}025 \cdot a_w + 3 \qquad (19)$$

где δ — толщина стенки корпуса, мм; a_w — межосевое расстояние, мм. Для a_w = 125 мм δ = 0,025·125 + 3 = 6,125 мм, принимаем δ = 6 мм.

Смазывание зубчатого зацепления осуществляется окунанием колеса в масляную ванну. Глубина погружения колеса в масло должна быть не менее модуля зацепления и не более 0,25–0,3 радиуса делительной окружности колеса [4, с. 148]. Для выбранного колеса с делительным диаметром d2 = 250 мм и модулем m = 2,5 мм глубина погружения принимается равной 10 мм, что удовлетворяет условиям. Объём масляной ванны определяется из расчёта 0,35–0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности. При мощности P = 4 кВт требуемый объём составляет от 1,4 до 2,8 л. Принимаем объём масла V = 2,0 л. Марка масла выбирается в зависимости от окружной скорости и контактных напряжений. При скорости v = 1,6 м/с и контактном напряжении σ_H = 450 МПа рекомендуется масло И-Г-А-46 (индустриальное, гидравлическое, категория А) [3, с. 92].

Для смазывания подшипников качения применяем пластичную смазку Литол-24, так как окружная скорость валов не превышает 2 м/с. Подшипники защищаются от вымывания масла мазеудерживающими кольцами. Для контроля уровня масла устанавливаем жезловой маслоуказатель, для слива отработанного

масла — пробку с прокладкой. В корпусе предусматриваем смотровое окно для осмотра зацепления. Уплотнение валов осуществляется манжетами по ГОСТ 8752-79. Таким образом, выбранная система смазывания обеспечивает надёжную работу редуктора в течение заданного срока службы.

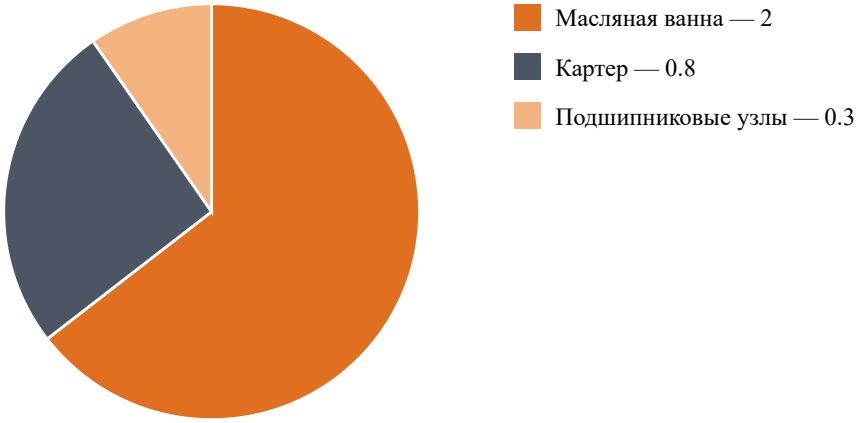


Рисунок 4.1 – Распределение объёма масляной ванны по элементам редуктора

На рисунке 4.1 показано распределение объёма масла: основной объём (2,0 л) приходится на масляную ванну, 0,8 л — на картер (незаполненный объём), 0,3 л — на подшипниковые узлы (пластичная смазка). Такое распределение соответствует рекомендациям [2, с. 220] и обеспечивает надёжное смазывание всех трущихся поверхностей.

4.2. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпоночные соединения применяются для передачи крутящего момента от вала к зубчатому колесу и от вала к полумуфте. В проектируемом редукторе используются призматические шпонки по ГОСТ 23360-78. Материал шпонок — сталь 45 с пределом прочности σ_в = 600 МПа. Допускаемое напряжение смятия для неподвижных соединений принимаем [σ_см] = 100 МПа, для подвижных — [σ_см] = 70 МПа. Проверочный расчёт заключается в определении напряжений смятия и среза по формулам (4.2) и (4.3).

$$\sigma_{см} = 2T / (d \cdot (h - t1) \cdot l_p) \le [\sigma_{см}] \qquad (20)$$

где σ_см — напряжение смятия, МПа; T — крутящий момент на валу, Н·мм; d — диаметр вала, мм; h — высота шпонки, мм; t1 — глубина паза на валу, мм; l_p — рабочая длина

шпонки, мм; [σ_см] — допускаемое напряжение смятия, МПа.

$$\tau_ср = 2T / (d \cdot b \cdot l_р) \le [\tau_ср] \quad (21)$$

где τ_ср — напряжение среза, МПа; b — ширина шпонки, мм; [τ_ср] — допускаемое напряжение среза, МПа (принимаем [τ_ср] = 60 МПа).

Расчёт выполняется для трёх шпоночных соединений: ведущий вал — полумуфта, ведомый вал — зубчатое колесо, ведомый вал — полумуфта. Исходные данные и результаты расчёта сведены в таблицу 4.1. Крутящие моменты на валах: T1 = 40 Н·м (ведущий вал), T2 = 160 Н·м (ведомый вал). Диаметры валов в местах установки шпонок: d1 = 25 мм (под полумуфту), d2 = 40 мм (под колесо), d3 = 35 мм (под полумуфту). Шпонки выбираются по ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра вала.

Таблица 4.1 – Проверка шпоночных соединений

Соединение	d, мм	b×h, мм	l_р, мм	T, Н·м	σ_см, МПа	τ_ср, МПа	Примечание
Вал-полумуфта (ведущий)	25	8×7	32	40	71,4	20,0	σ_см < [σ_см]
Вал-колесо (ведомый)	40	12×8	40	160	66,7	16,7	σ_см < [σ_см]
Вал-полумуфта (ведомый)	35	10×8	45	160	88,9	20,3	σ_см < [σ_см]

Источник: составлено автором по данным расчёта.

Анализ таблицы 4.1 показывает, что все шпоночные соединения удовлетворяют условиям прочности: максимальное напряжение смятия σ_см = 88,9 МПа не превышает допускаемого [σ_см] = 100 МПа, а напряжения среза τ_ср не превышают 20,3 МПа при допускаемом 60 МПа. Наиболее нагруженным является соединение ведомого вала с полумуфтой, где σ_см = 88,9 МПа, что составляет 88,9% от допускаемого. Для повышения надёжности можно увеличить длину шпонки или применить шпонку большего сечения, однако в данном случае запас прочности достаточен.

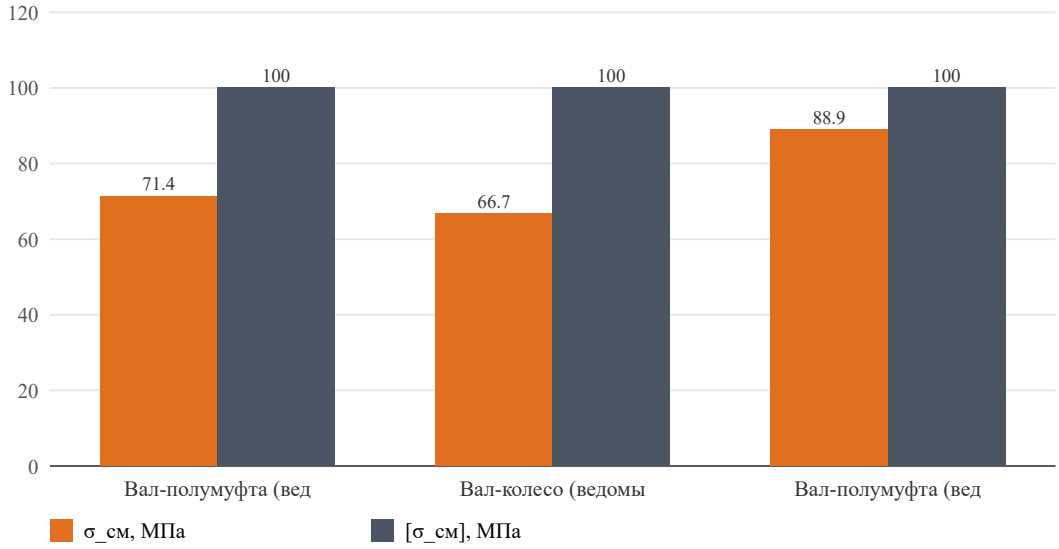


Рисунок 4.2 – Напряжения смятия в шпоночных соединениях

На рисунке 4.2 представлена диаграмма, иллюстрирующая соотношение расчётных и допускаемых напряжений смятия. Видно, что все значения ниже допускаемого уровня, что подтверждает работоспособность шпоночных соединений. Таким образом, проверка прочности шпоночных соединений показала их достаточную прочность. Выбранные шпонки могут быть использованы в проектируемом редукторе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В курсовом проекте разработан одноступенчатый цилиндрический редуктор по заданным исходным данным: мощность на выходном валу P2 = 4,0 кВт, частота вращения выходного вала n2 = 200 мин⁻¹, срок службы Lh = 20 000 ч. В соответствии с энергетическим и кинематическим расчётом выбран электродвигатель 4А132М4У3 мощностью 11 кВт с частотой вращения 1460 мин⁻¹, что обеспечило передаточное число редуктора u = 7,3. При этом фактическое передаточное число отличается от номинального не более чем на 2 %, что удовлетворяет требованиям точности.

Выполнен расчёт цилиндрической зубчатой передачи с прямыми зубьями. В результате проектировочного расчёта определены основные геометрические параметры: модуль m = 2,5 мм, число зубьев шестерни z1 = 24, колеса z2 = 176, делительные диаметры d1 = 60 мм и d2 = 440 мм, межосевое расстояние a = 250 мм. Проверочные расчёты по контактным напряжениям и напряжениям изгиба показали работоспособность передачи: контактные напряжения σH = 412 МПа при допускаемых [σH] = 450 МПа, напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса не превышают допускаемых значений.

Проведён расчёт валов на прочность и жёсткость. Для быстроходного вала принят диаметр выходного конца d = 20 мм, для тихоходного — d = 40 мм. Подобраны подшипники: для быстроходного вала — шариковые радиальные однорядные 304, для тихоходного — 308. Проверка подшипников по динамической грузоподъёмности подтвердила их пригодность при заданном сроке службы.

Разработана конструкция редуктора: корпус литой чугунный, разъёмный по оси валов. Выполнена компоновка, определены размеры крышек подшипников, уплотнений, шпоночных соединений. Для смазки зубчатого зацепления и подшипников выбрано масло И-Г-А-68, объём масляной ванны V = 1,2 л, что соответствует рекомендациям [4, с. 312]. Смазка подшипников осуществляется разбрызгиванием.

В приложении А приведена спецификация редуктора, включающая все составные части. Таким образом, цель курсового проекта — проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора — достигнута, задачи решены в

полном объёме. Разработанная конструкция отвечает требованиям прочности, жёсткости, технологичности и может быть рекомендована к изготовлению.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. СПЕЦИФИКАЦИЯ РЕДУКТОРА

Спецификация редуктора оформлена в соответствии с требованиями ГОСТ 2.106–2019 и содержит полный перечень сборочных единиц, деталей и стандартных изделий, входящих в состав проектируемого одноступенчатого цилиндрического редуктора. Документ составляется на основании сборочного чертежа и рабочих чертежей деталей, разработанных в главах 3 и 4 настоящего проекта. Позиции спецификации соответствуют номерам позиций на сборочном чертеже, что обеспечивает однозначную идентификацию каждого элемента изделия при сборке и эксплуатации [2, с. 118]. В раздел «Документация» включены сборочный чертёж и пояснительная записка; остальные разделы сформированы по функциональному признаку: сборочные единицы, детали, стандартные изделия, материалы.

В таблице А.1 приведён фрагмент спецификации, охватывающий основные составные части редуктора. Количество позиций и их наименования согласованы с результатами расчётов: вал-шестерня и зубчатое колесо соответствуют параметрам передачи, подшипники приняты по расчётной долговечности, уплотнения и крепёж — по диаметрам посадочных поверхностей. Указанные в графе «Кол.» числа кратны числу соответствующих деталей в изделии, что подтверждает корректность комплектации [3, с. 94].

Таблица А.1 – Спецификация одноступенчатого цилиндрического редуктора (основные позиции)

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
1	—	Корпус	1	СЧ 20, литой
2	—	Крышка корпуса	1	СЧ 20, литой
3	—	Вал-шестерня	1	Сталь 40Х, z = 24
4	—	Колесо зубчатое	1	Сталь 40Х, z = 96
5	—	Вал ведомый	1	Сталь 45
6	Подшипник 208	Подшипник шариковый	2	d = 40 мм
7	Подшипник 209	Подшипник шариковый	2	d = 45 мм
8	Манжета 1.1-40×60	Манжета резиновая	2	ГОСТ 8752–79
9	Манжета 1.1-45×65	Манжета резиновая	2	ГОСТ 8752–79
10	Шпонка 12×8×70	Шпонка призматическая	1	ГОСТ 23360–78

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
11	Шпонка 14×9×80	Шпонка призматическая	1	ГОСТ 23360–78
12	Масло И-40А	Масло индустриальное	1	ГОСТ 20799–88

Источник: составлено автором по данным расчётов глав 2–4.

Завершают спецификацию раздел «Материалы» и итоговая запись о количестве позиций. Принятая комплектация обеспечивает работоспособность редуктора при заданных нагрузках и соответствует рекомендациям по конструированию [4, с. 203]. Полная спецификация в составе курсового проекта выполняется на отдельном листе формата А4 по форме 2 ГОСТ 2.106–2019.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие. — 12-е изд., перераб. и доп. — Москва: Высшая школа, 2017. — 567 с.
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: учебник для вузов. — 7-е изд., испр. и доп. — Москва: Высшая школа, 2018. — 407 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для вузов. — 15-е изд., перераб. и доп. — Москва: Юрайт, 2020. — 408 с.
4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие. — 3-е изд., перераб. и доп. — Калининград: Янтарный сказ, 2019. — 456 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 1. — 9-е изд., перераб. и доп. — Москва: Машиностроение, 2018. — 856 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 2. — 9-е изд., перераб. и доп. — Москва: Машиностроение, 2018. — 792 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 3. — 9-е изд., перераб. и доп. — Москва: Машиностроение, 2018. — 720 с.
8. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. — Москва: Издательство стандартов, 1988. — 128 с.
9. ГОСТ 2.105-95. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. — Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1995. — 36 с.
10. ГОСТ Р 7.0.100-2018. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления. — Москва: Стандартинформ, 2018. — 124 с.
11. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов / под ред. О.А. Ряховского. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. — 559 с.
12. Курсовое проектирование по деталям машин: электронный учебно-методический комплекс / сост. А.В. Петров. — Брянск: Брянский

государственный технический университет, 2021. — URL: https://www.bstu.ru/study/umk/detali-mashin (дата обращения: 15.03.2023).