

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)»

МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ

*Учебно-методическое пособие
к курсовому проекту по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»*

Составители: А. М. Лукин, В. Н. Никитин, М. А. Гольчанский

Омск 2015

УДК 621.83
ББК 34.446
Л84

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Л. Иванов (СибАДИ)

Работа одобрена научно-методическим советом направления «Наземные транспортно-технологические машины» в качестве учебно-методического пособия.

Л84 Механический привод с червячным редуктором : учебно-методическое пособие к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» [Электронный ресурс] / сост. : А. М. Лукин, В. Н. Никитин, М. А. Гольчанский. – Омск : СибАДИ, 2015. – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/esd11.pdf> , после авторизации свободный. – Загл. с экрана.
ISBN 978-5-93204-768-2

Содержит общие положения по выполнению курсового проекта дисциплины «Детали машин и основы конструирования» и образец оформления пояснительной записки на примере конкретного технического задания на проектирование механического привода с червячным редуктором.

Имеет интерактивное оглавление в виде закладок. Предназначено для студентов всех форм обучения по направлениям подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы»; «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»; «Энергетическое машиностроение».

Текстовое (символьное) издание (1,3 Мб)
Системные требования : Intel, 3,4 GHz ; 150 Мб ; Windows XP/Vista/7 ; DVD-ROM ;
1 Гб свободного места на жестком диске ; программа для чтения pdf-файлов Adobe Acrobat Reader

Редактор Т.И. Калинина
Издание первое
Дата подписания к использованию 06.03.2015
Дата размещения на сайте 06.06.2015

Издательско-полиграфический центр СибАДИ. 644080, г. Омск, пр. Мира, 5
РИО ИПЦ СибАДИ. 644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1

© ФГБОУ ВПО «СибАДИ», 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие положения.....	3
2. Пример оформления пояснительной записки.....	5
3. Вопросы для защиты курсового проекта.....	56
Библиографический список.....	58

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Курсовой проект по деталям машин – первая самостоятельная конструкторская работа студента в образовательном учреждении, целью которой является изучение основ проектирования элементов машин общего назначения. Полученные при этом знания и опыт являются базой для его дальнейшей конструкторской работы, а также для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

В процессе работы над курсовым проектом студент должен по исходным данным, называемым техническим заданием, суметь разобраться в кинематике проектируемого механизма, определить оптимальные размеры его деталей и узлов, назначить материал и термическую обработку деталей, произвести необходимые расчёты деталей по различным критериям и их работоспособности, выбрать стандартные элементы и спроектировать основные узлы и детали заданного механизма. Не менее важной задачей курсового проектирования является обучение студентов работе со справочной литературой: стандартами, справочниками, номограммами, атласами типовых конструкций и т. д.

Курсовое проектирование деталей машин способствует закреплению и углублению знаний, полученных студентами при изучении предыдущих общетехнических дисциплин: машиностроительного черчения, теоретической механики, сопротивления материалов, технологии конструкционных материалов и применению этих знаний к комплексному решению инженерной задачи.

При проектировании машины решается целый комплекс вопросов, направленных на выбор оптимального варианта конструкции, которые, в конечном счёте, сводятся к созданию машины, отвечающей заданным эксплуатационным требованиям и наиболее экономичной в изготовлении. Последнее требование обеспечивается выбором конструкции детали или узла в соответствии с масштабом выпуска машины (например, литой или сварной корпус редуктора), применением стандартных элементов, рациональным назначением требований по точности размеров и шероховатости поверхностей деталей. Вопросы технологичности конструкции должны быть постоянно в поле зрения студента, работающего над курсовым проектом.

Тематику курсового проекта по деталям машин составляют так, чтобы студент мог освоить основы проектирования наибольшего числа деталей и узлов общего назначения: передач, соединений, муфт, валов, подшипниковых узлов и т. д. Наибольшее распространение получили технические задания на проектирование механических приводов различных машин. Эти приводы включают в себя, как правило, электродвигатель и редукторы различных типов (цилиндрические, конические, червячные и другие).

В начале проектирования студенту выдаётся индивидуальное техническое задание на курсовой проект.

Курсовой проект по деталям машин содержит расчётную и графическую части. Расчётная часть оформляется в виде пояснительной записки. Графическая часть для указанных выше направлений подготовки включает в себя сборочный чертёж редуктора и рабочие чертежи нескольких основных деталей редуктора (зубчатое или червячное колесо, вал, другие детали). Наличие редуктора в проектируемом приводе позволяет закрепить изучение основных тем дисциплины «Детали машин и основы конструирования».

Пояснительная записка является текстовым документом, выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105–95 [1] и ГОСТ 2.106–96 [2], основные положения которых изложены в методических указаниях [3] и учебно-справочном пособии [4]. Среди них: разделение содержания записки на разделы, подразделы (при необходимости введение пунктов и подпунктов); расшифровка обозначений, входящих в расчётные формулы; наличие ссылок на источники информации, из которых взяты те или иные коэффициенты, другие необходимые данные; требования по оформлению иллюстраций, таблиц и приложений.

Изложение пояснительной записки должно быть кратким, чётким, исключая возможность субъективного толкования. Другими словами, все технические требования должны сопровождаться кратким, но связным пояснительным текстом, позволяющим разобраться в существе вопроса без помощи автора.

Важное значение для качественного исполнения пояснительной записки имеет владение техническим языком. Примером здесь могут служить методические указания и учебные пособия по курсовому проектированию, где приводятся образцы расчётов по всему проекту или отдельным его частям.

Пояснительная записка является документом, который содержит исчерпывающие сведения по курсовому проекту. Разработке записки предшествует так называемый черновой расчёт, который внимательно и неоднократно просматривается преподавателем, исправляется и служит затем основой для окончательного оформления пояснительной записки.

2. ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Образец содержания и оформления пояснительной записки курсового проекта по теме «Механический привод (редуктор с червячной зубчатой передачей)» рассмотрен на примере, приведённом на страницах 6 – 55 настоящего пособия.

Пояснительная записка включает в себя: титульный лист; заглавный лист с содержанием записки; техническое задание на проектирование; описание спроектированного привода; кинематический расчёт и выбор электродвигателя; расчёт червячной зубчатой передачи; эскизную компоновку редуктора; определение ориентировочных диаметров валов и подробный расчёт тихоходного вала редуктора на статическую прочность и выносливость; выбор подшипников качения; выбор стандартной муфты; выбор шпонок и проверочный расчёт на их прочность; вопросы смазки деталей редуктора; обоснование принятых посадок в соединениях редуктора; перечень чертежей и спецификаций; список используемых источников.

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)»

Кафедра механики

МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Пояснительная записка
ДМ 12– 01.00.00 ПЗ

Руководитель проекта
канд. техн. наук, доц.
Иванов И. И.

Автор проекта
студент группы
Петров П. П.

Омск – 2015

Содержание

1	Задание на проектирование.....	4
2	Описание спроектированного привода.....	5
3	Кинематический расчёт и выбор электродвигателя.....	6
3.1	Определение частоты n_2 вращения тихоходного вала.....	6
3.2	Определение требуемой мощности $P_{тр.э}$ электродвигателя.....	7
3.3	Предварительное определение частот n_2^I, n_1^I вращения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора.....	8
3.4	Выбор электродвигателя.....	9
3.5	Определение фактического значения передаточного числа U редуктора.....	10
3.6	Определение мощности P_1 на быстроходном валу редуктора.....	11
3.7	Определение крутящих моментов T_1, T_2 на валах редуктора.....	12
4	Расчёт червячной передачи.....	13
4.1	Выбор кинематической схемы червячного редуктора.....	13
4.2	Выбор числа витков (заходов) червяка.....	13
4.3	Определение числа зубьев червячного колеса.....	13
4.4	Определение приближённого значения скорости V_s скольжения.....	14
4.5	Выбор материалов и допускаемых напряжений.....	14
4.6	Выбор коэффициента q диаметра червяка.....	16
4.7	Определение межосевого расстояния.....	17
4.8	Определение модуля зацепления.....	17
4.9	Определение коэффициента смещения инструмента.....	17
4.10	Определение действительной скорости скольжения.....	18
4.11	Определение коэффициента полезного действия η червячной передачи.....	19
4.12	Проверочные расчёты червячной передачи.....	20

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Иванов И. И.				Механический привод Пояснительная записка	Лит.	Лист
Провер.	Петров П. П.						2
Реценз.						СибаДИ	
Н. Контр.	Козлов К. К.						
Утверд.	Баранов Б. Б.						
							56

4.13	Определение основных геометрических параметров червячной передачи.....	22
4.14	Определение сил в зацеплении.....	24
4.15	Тепловой расчёт червячной передачи.....	25
5	Эскизная компоновка редуктора.....	27
5.1	Определение ориентировочных диаметров валов.....	27
5.2	Разработка эскизной компоновки тихоходного вала	28
6	Расчёт тихоходного вала редуктора.....	30
6.1	Расчёт на статическую прочность.....	30
6.2	Расчёт на выносливость.....	34
7	Выбор подшипников качения.....	38
7.1	Определение внешних нагрузок, действующих на подшипник.....	38
7.2	Выбор типа подшипника качения.....	39
7.3	Предварительный выбор типоразмера подшипника.....	39
7.4	Определение требуемой долговечности подшипника.....	40
7.5	Определение расчётной долговечности подшипника.....	40
8	Выбор стандартной муфты.....	44
9	Выбор шпонки и проверочный расчёт её на прочность.....	46
10	Смазывание деталей и узлов редуктора.....	48
10.1	Смазывание зубчатой передачи и подшипников.....	48
10.2	Смазочные устройства.....	48
10.3	Уплотнительные устройства.....	49
	Список использованных источников.....	50

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

1 Задание на проектирование

СибАДИ, кафедра механики

Техническое задание на курсовой проект по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»

Факультет «Автомобильный транспорт»
Студент Иванов И. И., группа НКТб-11А1
Номер задания – 12, вариант задания – 01

Спроектировать механический привод согласно кинематической схеме (рисунок 1).

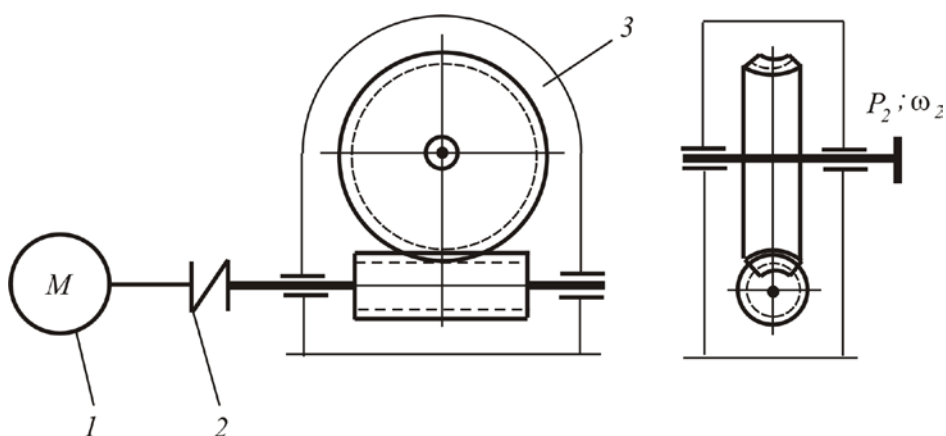


Рисунок 1 – Кинематическая схема механического привода с червячным редуктором: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – червячный редуктор

Исходные данные для проектирования:
выходная мощность $P_2 = 1,8 \text{ кВт}$; угловая скорость $\omega_2 = 3,4 \text{ рад/с}$; характер нагрузки – *постоянный*; режим работы – *средний*; срок службы $L = 5 \text{ лет}$; коэффициент суточной загрузки $K_{сут} = 0,6$; коэффициент годичной загрузки $K_{год} = 0,5$.

Разработать:
сборочный чертёж редуктора; рабочие чертежи двух деталей редуктора (тихоходный вал; зубчатое колесо тихоходного вала).

Оформить пояснительную записку.

Дата выдачи задания на курсовой проект

Дата защиты курсового проекта

Консультант

Оценка курсового проекта

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

2 Описание спроектированного привода

Согласно заданию необходимо спроектировать механический привод.

Механический привод содержит электродвигатель, муфту упругую втулочно-пальцевую и червячный редуктор.

Механический привод рассчитан и спроектирован по следующим исходным данным: выходная мощность $P_2 = 1,8 \text{ кВт}$; угловая скорость $\omega_2 = 3,4 \text{ рад/с}$; характер нагрузки – *постоянный*; режим работы – *средний*; срок службы $L = 5 \text{ лет}$; коэффициент суточной нагрузки $K_{сут} = 0,6$; коэффициент годичной нагрузки $K_{год} = 0,5$.

При расчёте подобран электродвигатель марки 4А112МАУЗ ГОСТ 19523–81. Основная характеристика электродвигателя: мощность $P_э = 3 \text{ кВт}$; максимальная частота вращения $n_э = 960 \text{ об/мин}$.

Основные технические характеристики спроектированного редуктора: передаточное число $U = 30$; модуль зацепления $m = 3,5 \text{ мм}$; межосевое расстояние $a_w = 125 \text{ мм}$; червяк двухзаходный с нижним расположением.

Соединение вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора осуществляется муфтой упругой втулочно-пальцевой (МУВП) ГОСТ 21424–93.

Валы редуктора опираются на роликовые конические подшипники 7209, 7609 ГОСТ 27365–87.

Для смазки зацепления и подшипников использовано масло общего назначения И–Г–С–220 ГОСТ 20799–88, которое расположено в картере редуктора. Смазка осуществляется разбрызгиванием.

Расчёты червячной передачи и валов редуктора, выбор подшипников, муфты и шпонок выполнены в соответствии с рекомендациями и расчётными зависимостями, приведёнными в методических указаниях [5], [6], [7].

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

3 Кинематический расчёт и выбор электродвигателя

3.1 Определение частоты n_2 вращения тихоходного вала

Известные данные для расчёта:

$$P_2 = 1,8 \text{ кВт}; \omega_2 = 3,4 \text{ рад/с.}$$

На рисунке 3.1 представлена расчетная схема проектируемого привода.

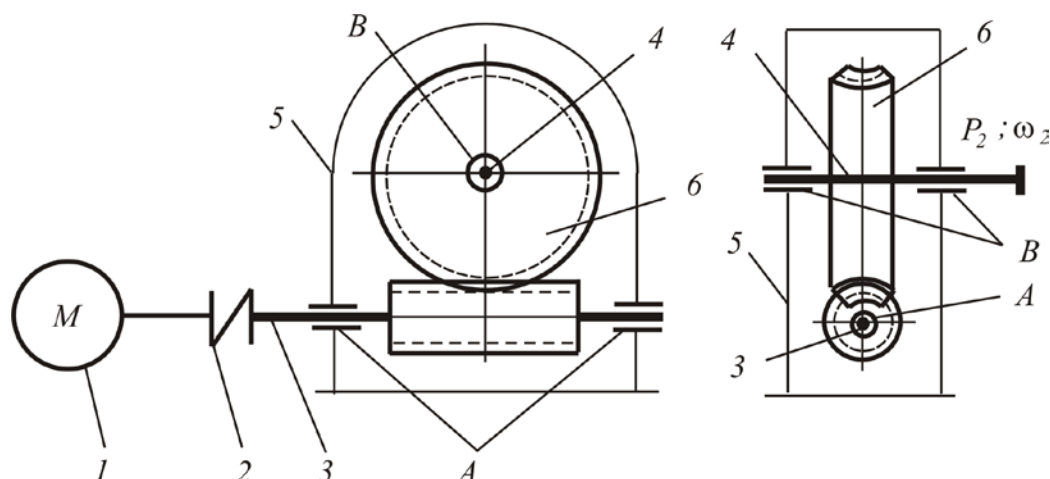


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема проектируемого привода с червячным редуктором: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – быстроходный вал (червяк); 4 – тихоходный вал; 5 – корпус редуктора; 6 – червячное колесо; А – подшипниковые узлы быстроходного вала; В – подшипниковые узлы тихоходного вала

Буквенные обозначения на рисунке 3.1: P_2 – выходная мощность тихоходного вала редуктора, кВт; ω_2 – угловая скорость тихоходного вала редуктора, рад/с.

Согласно кинематической схеме вращение от электродвигателя 1 через муфту 2 передаётся червяку 3 редуктора. Червяк передаёт вращение червячному колесу 6, закреплённому на тихоходном валу 4. Быстроходный и тихоходный валы редуктора опираются на подшипники качения.

На рисунке 3.2 представлена расчётная схема проектируемого редуктора.

Частоту n_2 вращения тихоходного вала редуктора определим по формуле

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

$$n_2 = \frac{30 \cdot \omega_2}{\pi} = 9,55 \cdot \omega_2, \quad (3.1)$$

где ω_2 – угловая скорость тихоходного вала, рад/с.

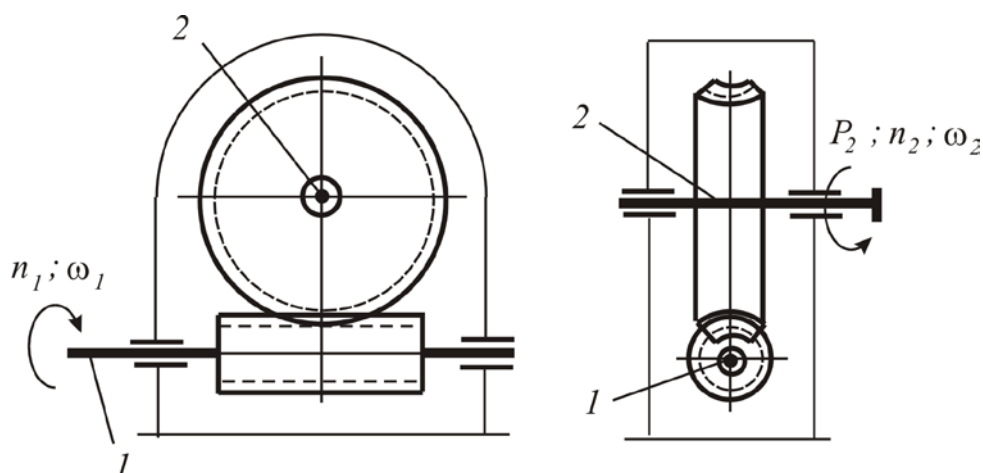


Рисунок 3.2 – Расчётная схема червячного редуктора: 1 – быстроходный вал редуктора (червяк); 2 – тихоходный вал редуктора; n_1 – частота вращения быстроходного вала; ω_1 – угловая скорость быстроходного вала; n_2 – частота вращения тихоходного вала; ω_2 – угловая скорость тихоходного вала; P_2 – мощность тихоходного вала

Проведя вычисления по формуле (3.1), получим

$$n_2 = 9,55 \cdot 3,4 = 32,47 \text{ об/мин.}$$

3.2 Определение требуемой мощности $P_{тр.э}$ электродвигателя

Известные данные для расчёта:

$$P_2 = 1,8 \text{ кВт}; \omega_2 = 3,4 \text{ рад/с.}$$

Требуемую мощность $P_{тр.э}$ электродвигателя определим по формуле

$$P_{тр.э} = \frac{P_2}{\eta_{пр}}, \quad (3.2)$$

где P_2 – мощность выходного (тихоходного вала) редуктора, кВт; $\eta_{пр}$ – коэффициент полезного действия (КПД) механического привода.

Коэффициент полезного действия привода $\eta_{пр}$ определим по формуле

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

$$\eta_{np} = \eta_m \cdot \eta_{ч.п} (\eta_{п.к})^n, \quad (3.3)$$

где η_m – коэффициент полезного действия муфты; $\eta_{ч.п}$ – коэффициент полезного действия червячной передачи; $\eta_{п.к}$ – коэффициент полезного действия одной пары подшипников качения; n – число пар подшипников качения.

Поскольку в кинематической схеме проектируемого привода (см. рисунок 3.1) использованы две пары подшипников качения, то в формуле (3.3) принимаем $n = 2$.

Согласно известным рекомендациям [3, с. 13, таблица 1.2.1] имеем: $\eta_m = 0,98$; $\eta_{ч.п} = 0,8$; $\eta_{п.к} = 0,995$. Вычислим значение коэффициента полезного действия привода по формуле (3.3):

$$\eta_{np} = 0,98 \cdot 0,8 \cdot (0,995)^2 = 0,78.$$

Тогда требуемая мощность $P_{тр.э}$ электродвигателя, вычисленная по формуле (3.2), равна

$$P_{тр.э} = \frac{1,8}{0,78} = 2,3 \text{ кВт}.$$

3.3 Предварительное определение частот n_2^I , n_1^I вращения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора

Известные данные для расчёта:

$$n_2 = 32,47 \text{ об/мин}.$$

Согласно схеме проектируемого привода (см. рисунок 3.1) предварительную частоту n_2^I вращения вала электродвигателя, равную частоте n_1^I вращения червяка, определим по формуле

$$n_2^I = n_1^I = n_2 \cdot u_{п.черв}^I, \quad (3.4)$$

где n_2 – частота вращения тихоходного вала, об/мин; $u_{п.черв}^I$ – предварительное значение передаточного числа червячного редуктора.

Передаточное число $u_{п.черв}^I$ червячных редукторов с числом витков червяка 1 – 4 изменяется от 10 до 40 [2, с. 24, таблица 2.1]. Учитывая эти рекомендации, принимаем $u_{п.черв}^I = 30$. Тогда частоты n_2^I , n_1^I вращения вала электродвигателя и червяка, определяемые по формуле (3.4), равны:

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

$$n_9^I = n_1^I = 32,47 \cdot 30 = 974,1 \text{ об/мин.}$$

3.4 Выбор электродвигателя

Известные данные для расчёта:

$$P_{тр.э} = 2,3 \text{ кВт}; n_9^I = 974,1 \text{ об/мин.}$$

Мощность P_9 электродвигателя, выбираемого для проектируемого привода, должна быть не ниже требуемой мощности $P_{тр.э} = 2,3 \text{ кВт}$. Кроме этого, частота n_9 вращения вала электродвигателя должна быть близкой по величине к частоте $n_9^I = 974,1 \text{ об/мин}$.

Таким образом, выбираемый электродвигатель должен удовлетворять совокупности условий:

$$P_9 \geq P_{тр.э}; n_9 \approx n_9^I. \quad (3.5)$$

Из существующих типов двигателей для приводов общего назначения рекомендуется выбирать трёхфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели единой серии 4А [2, с. 26]. Технические данные асинхронных электродвигателей серии 4А в закрытом обдуваемом исполнении приведены в ГОСТ 19523–81.

По совокупности условий (3.5) выбираем электродвигатель марки 4А112МА6УЗ [2, с. 27, таблица 2.2]. Значения символов в марке электродвигателя: буква А – род двигателя – асинхронный; 112 – высота оси вращения, мм; буква М относится к установочным размерам по длине станины; цифра 6 означает число полюсов; буквы УЗ указывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

По ГОСТ 19523–81 [2, с. 27, таблица 2.2] электродвигатель 4А112МА6УЗ имеет следующие технические характеристики: мощность $P_9 = 3 \text{ кВт}$; синхронная частота вращения $n_c = 1000 \text{ об/мин}$; скольжение $s = 4,7 \%$; отношение пускового $T_{пуск}$ и номинального $T_{ном}$ вращающих моментов $T_{пуск}/T_{ном} = 2,0$.

При номинальном режиме работы электродвигателей этого типа среднее значение скольжения $s = 0,02 \div 0,05$ [2, с. 26]. Исходя из этой рекомендации (привод работает при номинальном режиме; скольжение $s = 0,04$), получаем

$$n_9 = n_{э.ном} = n_1 = n_c - n_c \cdot s,$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

где $n_{э.ном}$ – частота вращения электродвигателя при номинальном режиме работы; n_1 – частота вращения червяка.

$$n_э = n_{э.ном} = n_1 = 1000 - 1000 \cdot 0,04 = 960 \text{ об/мин.}$$

Таким образом, совокупность условий (3.5) выглядит следующим образом:

$$P_э = 3 \text{ кВт} > P_{тр.э} = 2,3 \text{ кВт};$$

$$n_э = 960 \text{ об/мин} \approx n_э^I = 974,1 \text{ об/мин.}$$

На рисунке 3.3 представлен общий вид электродвигателя 4A112MA6Y3 с обозначением его геометрических параметров.

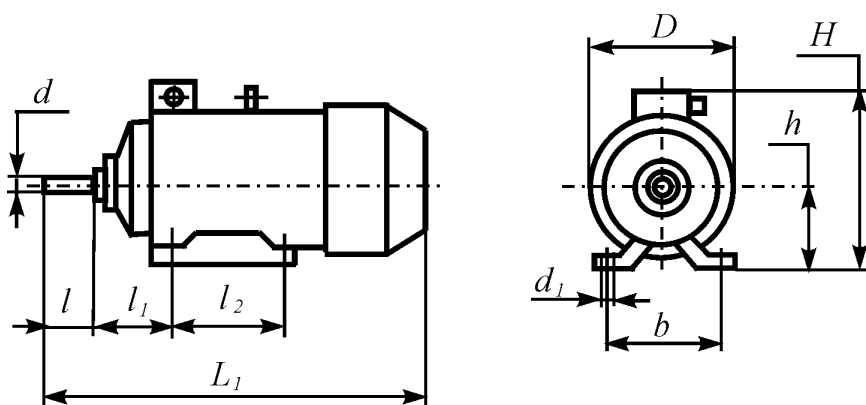


Рисунок 3.3 – Общий вид электродвигателя 4A112MA6Y3

Геометрические параметры электродвигателя: $L_1 = 452 \text{ мм}$; $H = 310 \text{ мм}$; $D = 260 \text{ мм}$; $d = 32 \text{ мм}$; $d_1 = 12 \text{ мм}$; $l = 80 \text{ мм}$; $l_1 = 70 \text{ мм}$; $l_2 = 140 \text{ мм}$; $b = 190 \text{ мм}$; $h = 112 \text{ мм}$.

3.5 Определение фактического значения передаточного числа U редуктора

Известные данные для расчёта:

$$n_э = 960 \text{ об/мин}; n_2 = 32,47 \text{ об/мин.}$$

Фактическое значение передаточного числа U редуктора определим по формуле

$$U = \frac{n_э}{n_2}, \quad (3.6)$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

где n_1, n_2 – частоты вращения соответственно электродвигателя и тихоходного вала редуктора.

Так как величины n_1, n_2 известны, то, произведя вычисления по формуле (3.6), получим

$$U = \frac{960}{32,47} = 29,56.$$

3.6 Определение мощности P_1 на быстроходном валу редуктора

Известные данные для расчёта:

$$P_2 = 1,8 \text{ кВт}; \eta_{ч.н} = 0,8; \eta_{н.к} = 0,995; n = 2.$$

На рисунке 3.4 представлена кинематическая схема рассматриваемого червячного редуктора с обозначением параметров, необходимых для последующего кинематического расчёта.

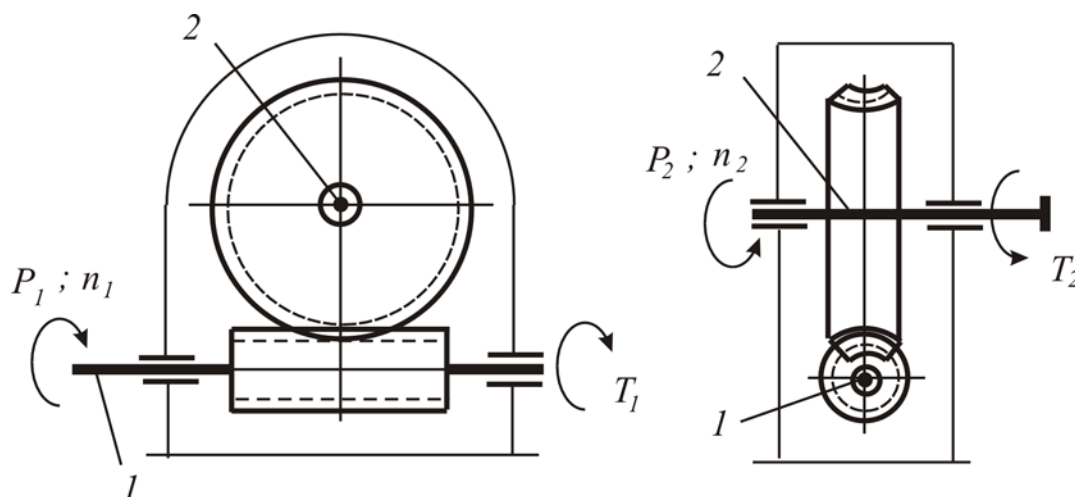


Рисунок 3.4 – Расчётная схема червячного редуктора: 1 – быстроходный вал (червяк); 2 – тихоходный вал; T_1 – крутящий момент на быстроходном валу; T_2 – крутящий момент на тихоходном валу

Согласно рисунку 3.4 мощность P_1 на быстроходном валу определим по формуле

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{ч.н} \cdot (\eta_{н.к})^n}, \quad (3.7)$$

где P_2 – мощность на тихоходном валу; $\eta_{ч.н}$ – КПД червячной передачи; $\eta_{н.к}$ – КПД пары подшипников качения; n – число пар подшипников качения.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Так как значения P_2 , $\eta_{к.п.}$, $\eta_{п.к.}$ уже известны, то, подставляя эти значения в формулу (3.7), получим

$$P_1 = \frac{1,8}{0,8 \cdot (0,995)^2} = 2,28 \text{ кВт.}$$

3.7 Определение крутящих моментов T_1 , T_2 на валах редуктора

Известные данные для расчёта:

$$P_1 = 2,28 \text{ кВт}; P_2 = 1,8 \text{ кВт}; n_1 = 960 \text{ об/мин}; n_2 = 32,47 \text{ об/мин.}$$

Величины крутящих моментов T_1 , T_2 соответственно на быстроходном и тихоходном валах редуктора определим по совокупности формул:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}; \quad T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2}, \quad (3.8)$$

где n_1 , n_2 – частоты вращений валов редуктора; 9550 – переводной коэффициент размерностей.

Так как все величины, входящие в правые части совокупности формул (3.8), известны, то, произведя вычисления, получим:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{2,28}{960} = 22,68 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{1,8}{32,47} = 529,41 \text{ Н·м.}$$

Результаты расчётов по разделу 3 пояснительной записки сведём в таблицу 3.1.

Таблица 3.1

Номер вала	Мощность P_i , кВт	Частота вращения n_i , об/мин	Крутящий момент T_i , Н·м
1	$P_1 = 2,28$	$n_1 = 960$	$T_1 = 22,68$
2	$P_2 = 1,8$	$n_2 = 32,47$	$T_2 = 529,41$
Передаточное число червячной передачи $U = 29,56$			

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
						12

4 Расчёт червячной передачи

Известные данные для расчёта

Для расчёта червячной передачи используются следующие данные: мощность на червяке $P_1 = 2,28 \text{ кВт}$; крутящий момент на быстроходном валу редуктора $T_1 = 22,68 \text{ Н·м}$; крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_2 = 529,41 \text{ Н·м}$; частота вращения червяка $n_1 = 960 \text{ об/мин}$; частота вращения червячного колеса $n_2 = 32,47 \text{ об/мин}$; передаточное число редуктора $U = 29,56$; срок службы привода $L = 5 \text{ лет}$; коэффициент суточной нагрузки $K_{сут} = 0,6$; коэффициент годичной нагрузки $K_{год} = 0,5$; характер нагрузки – *постоянный*; режим работы – *средний*.

4.1 Выбор кинематической схемы червячного редуктора

Известные данные для расчёта:

$$n_1 = 960 \text{ об/мин.}$$

Согласно известной рекомендации [5, с. 10] при частоте вращения червяка $n_1 < 1000 \text{ об/мин}$ выбирается кинематическая схема редуктора с нижним расположением червяка. Эту схему применим для проектируемого редуктора.

4.2 Выбор числа витков (заходов) червяка

Известные данные для расчёта:

$$U = 29,56.$$

Стандарт предусматривает число витков червяка $Z_1 = 1, 2, 4$. Рекомендуется принимать $Z_1 = 1$ при $U > 30$; $Z_1 = 2$ при $U = 16...30$; $Z_1 = 4$ при $U = 8...15$ [5, с. 10]. Используя эту рекомендацию, принимаем $Z_1 = 2$.

4.3 Определение числа зубьев червячного колеса

Известные данные для расчёта:

$$Z_1 = 2; U = 29,56.$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Число Z_2 зубьев червячного колеса определим по формуле

$$Z_2 = Z_1 \cdot U. \quad (4.1)$$

Проведя вычисления, получим

$$Z_2 = 2 \cdot 29,56 = 59,12.$$

Полученное значение Z_2 округлим в большую сторону до ближайшего целого числа:

$$Z_2 = 60.$$

Тогда действительное значение передаточного числа редуктора будет равно

$$U = Z_1/Z_2 = 60/2 = 30.$$

4.4 Определение приближённого значения скорости V_s скольжения

Известные данные для расчёта:

$$n_1 = 960 \text{ об/мин}; T_2 = 529,41 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При работе червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса со скоростью V_s . Приближенное значение скорости скольжения определим по формуле

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (4.2)$$

где n_1 – частота вращения вала червяка, об/мин; T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м.

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 960 \cdot \sqrt[3]{529,41} = 3,49 \text{ м/с}.$$

4.5 Выбор материалов и допускаемых напряжений

4.5.1 Материалы червячной пары

Известные данные для расчёта:

$$V_s = 3,49 \text{ м/с}.$$

Червяки в силовых передачах, как правило, изготавливают из сталей, термообработанных до высокой твёрдости, с последующим шлифованием и полированием. Согласно известным рекомендациям [5, с. 11, таблица 1] выбираем сталь марки 40Х. Режим термообработки – закалка до твёрдости зубьев червяка 48...54 HRC. Предел прочности $\sigma_B = 1600 \text{ МПа}$; предел текучести $\sigma_T = 1400 \text{ МПа}$.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Выбор материала червячного колеса зависит от скорости V_s скольжения витков червяка по зубьям колеса. При скоростях скольжения $V_s = 2 \dots 5$ м/с для изготовления венцов червячных колес рекомендуют использовать безоловянные бронзы типа БрА9Ж4 или БрА9Ж4Л [5, с. 12]. Учитывая эти рекомендации, выбираем для зубчатого колеса материал – бронза БрА9Ж4. Она имеет следующие механические характеристики [5, с. 13, таблица 3]: предел прочности $\sigma_B = 400$ МПа; предел текучести $\sigma_T = 200$ МПа.

4.5.2 Допускаемые напряжения

4.5.2.1. Определение допускаемого контактного напряжения

Известные данные для расчёта:

материал венца червячного колеса – БрА9Ж4; $V_s = 3,49$ м/с.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ для безоловянных бронз определяют по формуле

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25 \cdot V_s, \quad (4.3)$$

где $[\sigma_H]_0$ – допускаемое контактное напряжение (МПа) для базового числа циклов перемены напряжений, равного 10^7 .

Значение $[\sigma_H]_0$ для бронзы марки БрА9Ж4 определим по [5, с. 13, таблица 3]:

$$[\sigma_H]_0 = 360 \text{ МПа.}$$

Вычислим значение допускаемого контактного напряжения для зубьев червячного колеса:

$$[\sigma_H] = 360 - 25 \cdot 3,49 = 272,75 \text{ МПа.}$$

4.5.2.2 Допускаемое напряжение изгиба

Известные данные для расчёта:

материал венца червячного колеса – БрА9Ж4;

$\sigma_B = 400$ МПа; $\sigma_T = 200$ МПа;

$L = 5$ лет; $K_{сут} = 0,6$; $K_{год} = 0,5$; $n_2 = 32,47$ об/мин.

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$ определяют по формуле

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL}, \quad (4.4)$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

где $[\sigma_F]_0$ – допускаемое напряжение изгиба (МПа) для базового числа циклов перемены напряжений, равного 10^7 ; K_{FL} – коэффициент долговечности.

Величину $[\sigma_F]_0$ для бронзовых венцов червячных колёс определяют по формуле

$$[\sigma_F]_0 = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B. \quad (4.5)$$

Проведя вычисления, получим

$$[\sigma_F]_0 = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400 = 82 \text{ МПа}.$$

Величину коэффициента долговечности определим по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \quad (4.6)$$

где N_{FE} – расчётное число циклов перемены напряжений.

Для режима постоянной нагрузки расчётное число циклов перемены напряжений N_{FE} рассчитаем по формуле

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}, \quad (4.7)$$

где t_{Σ} – суммарный срок службы передачи в часах.

Величину t_{Σ} определим по формуле

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}. \quad (4.8)$$

Проведя вычисления, получим

$$t_{\Sigma} = 5 \cdot 365 \cdot 0,5 \cdot 24 \cdot 0,6 = 13140 \text{ ч};$$

$$N_{FE} = 60 \cdot 32,47 \cdot 13140 = 25,6 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{25,6 \cdot 10^6}} = 0,90.$$

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$ зубьев червячного колеса равно

$$[\sigma_F] = 82 \cdot 0,90 = 73,8 \text{ МПа}.$$

4.6 Выбор коэффициента q диаметра червяка

Значение коэффициента q диаметра червяка регламентируется ГОСТ 2144–93 и обычно согласовывается с модулем зацепления. Так как в начале расчёта модуль ещё не известен, то предварительно рекомендуется [5, с. 14] принимать $q = 10$.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

4.7 Определение межосевого расстояния

Известные данные для расчёта:
 $[\sigma_H] = 272,75 \text{ МПа}; T_2 = 529,41 = H \cdot m.$

Межосевое расстояние a_w определим по формуле

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]^2}}. \quad (4.9)$$

Проведя вычисления, получим

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{529,41}{(272,75)^2}} = 116,68 \text{ мм.}$$

Полученное значение $a_w = 116,68 \text{ мм}$ межосевого расстояния согласуем с ближайшим большим значением стандартного ряда [5, с. 14]:

$$a_w = 125 \text{ мм.}$$

4.8 Определение модуля зацепления

Известные данные для расчёта:
 $a_w = 125 \text{ мм}; q = 10; Z_2 = 60.$

Значение модуля m определим по формуле

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + Z_2}. \quad (4.10)$$

Проведя вычисления, получим

$$m = \frac{2 \cdot 125}{10 + 60} = 3,57 \text{ мм.}$$

Полученную величину модуля m округлим до ближайшего стандартного значения [5, с. 15] и примем

$$m = 3,5 \text{ мм.}$$

4.9 Определение коэффициента смещения инструмента

Известные данные для расчёта:
 $a_w = 125 \text{ мм}; q = 10; Z_2 = 60; m = 3,5 \text{ мм.}$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Смещение в червячных передачах позволяет обеспечить стандартное значение межосевого расстояния. Значение коэффициента x смещения инструмента определим по формуле

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + Z_2). \quad (4.11)$$

Численное значение этого коэффициента равно

$$x = \frac{125}{3,5} - 0,5 \cdot (10 + 60) = 0,7142.$$

Условие неподрезания и незаострения зубьев червячного колеса имеет вид

$$-1 \leq x \leq +1. \quad (4.12)$$

Так как это условие ($-1 < 0,7142 < +1$) выполнено, то значения q и Z_2 оставляем неизменными:

$$q = 10;$$

$$Z_2 = 60.$$

4.10 Определение действительной скорости скольжения

Известные данные для расчёта:

$$q = 10; Z_1 = 2; m = 3,5 \text{ мм}; n_1 = 960 \text{ об/мин.}$$

При работе червячной передачи наблюдается проскальзывание поверхности зубьев червячного колеса по поверхности витков червяка, характеризующееся скоростью скольжения V_s (рисунок 4.1).

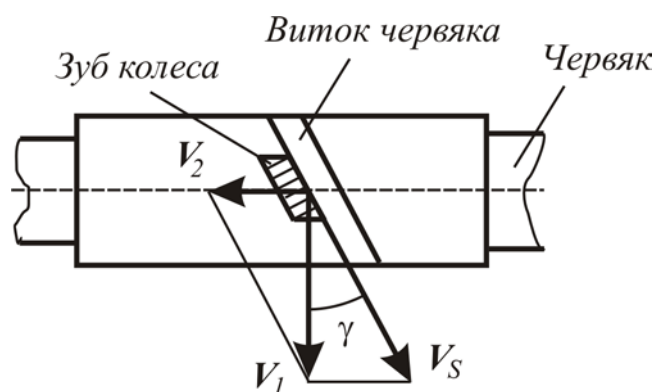


Рисунок 4.1 – Скольжение в червячной передаче

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Действительная скорость V_s (м/с) направлена по касательной к линии витка червяка и определяется по формуле

$$V_s = V_1 / \cos(\gamma), \quad (4.13)$$

где V_1 – окружная скорость червяка, м/с; γ – угол подъёма винтовой линии червяка, град.

Окружную скорость червяка определим по формуле

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (4.14)$$

где d_1 , n_1 – соответственно делительный диаметр червяка, мм, и частота его вращения, об/мин.

Делительный диаметр червяка определим по формуле

$$d_1 = m \cdot q. \quad (4.15)$$

Проведя вычисления, получим

$$d_1 = 3,5 \cdot 10 = 35 \text{ мм.}$$

Вычислим окружную скорость V_1 червяка:

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 1,76 \text{ м/с.}$$

Угол подъёма винтовой линии червяка определим по [5, с. 17, таблица 5]. При значениях $q = 10$, $Z_1 = 2$ угол подъёма винтовой линии червяка равен

$$\gamma = 11^\circ 18' 36''.$$

Вычислим действительную скорость скольжения по формуле (4.13):

$$V_s = 1,76 / \cos(11^\circ 18' 36'') = 1,79 \text{ м/с.}$$

4.11 Определение коэффициента полезного действия η червячной передачи

Известные данные для расчёта:

$$\gamma = 11^\circ 18' 36''.$$

Коэффициент полезного действия червячной передачи определим по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (4.16)$$

где φ – угол трения, определяемый в зависимости от действительной скорости скольжения [5, с. 18, таблица 6].

Для полученного значения скорости скольжения $V_s = 1,79 \text{ м/с}$ имеем $\varphi = 2^\circ 50'$.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(11^{\circ}18'36'')}{\operatorname{tg}(11^{\circ}18'36'' + 2^{\circ}50')} = 0,79.$$

4.12 Проверочные расчёты червячной передачи

4.12.1 Проверка на контактную прочность

Известные данные для расчёта:

$$Z_2 = 60; T_2 = 529,41 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_1 = 35 \text{ мм}; V_s = 1,79 \text{ м/с}; \\ n_2 = 32,47 \text{ об/мин}; [\sigma_H]_o = 360 \text{ МПа}.$$

Условие контактной прочности проверяется по формуле

$$\sigma_H = \frac{4810}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot T_2 \cdot K}{d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (4.17)$$

где d_2 – делительный диаметр червячного колеса; T_2 – крутящий момент на червячном колесе; K – коэффициент нагрузки, зависящий от окружной скорости колеса; d_1 – диаметр делительной окружности червяка; σ_H – расчётное контактное напряжение зубьев колеса; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Делительный диаметр червячного колеса определим по формуле

$$d_2 = m \cdot Z_2. \quad (4.18)$$

Вычислим величину этого диаметра:

$$d_2 = 3,5 \cdot 60 = 210 \text{ мм}.$$

Окружную скорость червячного колеса определим по формуле

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (4.19)$$

Величина скорости V_2 равна

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 210 \cdot 32,47}{60 \cdot 1000} = 0,36 \text{ м/с}.$$

При значениях $V_2 \leq 3 \text{ м/с}$ принимают $K = 1$ [5, с. 19].

Уточним величину допускаемого контактного напряжения по действительной скорости скольжения $V_s = 1,79 \text{ м/с}$. Для этого используем формулу (4.3):

$$[\sigma_H] = 360 - 25 \cdot 1,79 = 315,29 \text{ МПа}.$$

Вычислим расчётное контактное напряжение по формуле (4.17):

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$\sigma_H = \frac{4810}{210} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot 529,41 \cdot 1}{35}} = 281,7 \text{ МПа.}$$

Условие контактной прочности, имеющее вид $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, выполнено, так как

$$\sigma_H = 281,7 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 315,29 \text{ МПа.}$$

4.12.2 Проверка на изгибную прочность

Известные данные для расчёта:

$$T_2 = 529,41 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_2 = 210 \text{ мм}; m = 3,5 \text{ мм}; \gamma = 11^\circ 18' 36'';$$

$$Z_2 = 60; K = 1; [\sigma_F] = 73,8 \text{ МПа}; a_w = 125 \text{ мм.}$$

Проверочный расчёт на изгибную прочность проведём по формуле

$$\sigma_F = 1,4 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K}{d_2 \cdot b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (4.20)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса; b_2 – ширина зубчатого венца червячного колеса. Обозначение остальных величин в формуле приведено ранее.

Коэффициент Y_{F2} формы зуба колеса зависит от эквивалентного числа Z_{V2} зубьев колеса, величину которого определим по формуле

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{(\cos(\gamma))^3}. \quad (4.21)$$

Проведя вычисления, получим

$$Z_{V2} = \frac{60}{(\cos(11^\circ 18' 36''))^3} = 64.$$

Для $Z_{V2} = 64$ по [5, с. 20, таблица 7] принимаем $Y_{F2} = 1,4$.

Для однозаходных и двухзаходных червяков ширину b_2 зубчатого венца червячного колеса определим по формуле

$$b_2 = 0,335 \cdot a_w. \quad (4.22)$$

Вычислим значение ширины зубчатого венца:

$$b_2 = 0,335 \cdot 125 = 41,9 \text{ мм.}$$

Значение b_2 округлим до целого числа. Принимаем $b_2 = 42 \text{ мм}$.

Вычислим действительное напряжение изгиба:

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 1,4 \cdot \frac{529,41 \cdot 10^3 \cdot 1}{210 \cdot 42 \cdot 3,5} = 33,6 \text{ МПа.}$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Условие изгибной прочности, имеющее вид $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, выполнено, так как

$$\sigma_F = 33,6 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 73,8 \text{ МПа}.$$

4.13 Определение основных геометрических параметров червячной передачи

Известные данные для расчёта:
 $t = 3,5 \text{ мм}; Z_2 = 60; q = 10; x = 0,7.$

Обозначения геометрических параметров червяка и червячного колеса приведены на рисунках 4.2 и 4.3.

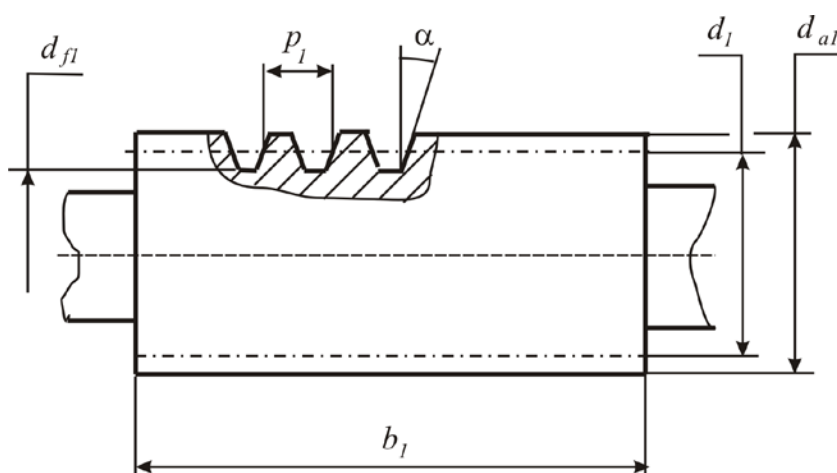


Рисунок 4.2 – Обозначения геометрических параметров червяка

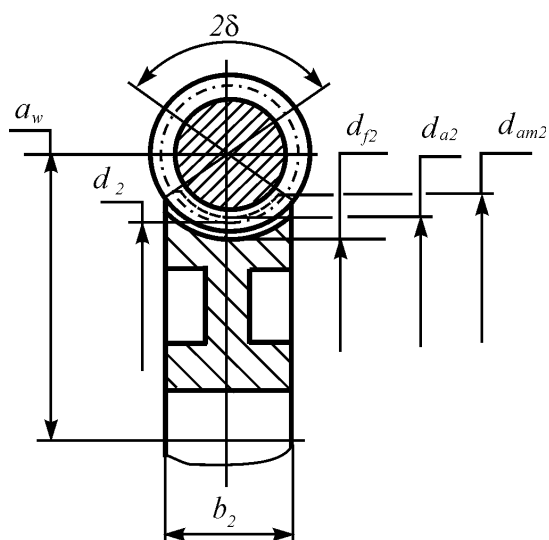


Рисунок 4.3 – Обозначения геометрических параметров червячного колеса

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
						22

Фактическое значение межосевого расстояния $a = a_w$ определим по формуле

$$a = a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + Z_2 + 2 \cdot x). \quad (4.23)$$

Проведя вычисления, получим

$$a = a_w = 0,5 \cdot 3,5 \cdot (10 + 60 + 2 \cdot 0,7142) = 125 \text{ мм.}$$

Основные геометрические параметры червяка и венца червячного колеса определим по формулам, приведённым в методических указаниях [5].

4.13.1 Размеры червяка

Делительный диаметр $d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 3,5 = 35 \text{ мм.}$

Начальный диаметр $d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot x) = 3,5 \cdot (10 + 2 \cdot 0,7142) = 40,0 \text{ мм.}$

Диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 35 + 2 \cdot 3,5 = 42 \text{ мм.}$

Диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 35 - 2,4 \cdot 3,5 = 26,6 \text{ мм.}$

Длину нарезанной части червяка определим по формуле [5, с. 22, таблица 9]

$$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot Z_2) \cdot m. \quad (4.24)$$

Вычислим длину нарезанной части червяка:

$$b_1 = (11 + 0,1 \cdot 60) \cdot 3,5 = 59,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 60 \text{ мм.}$

4.13.2 Размеры червячного колеса

Делительный диаметр $d_2 = d_{w2} = m \cdot Z_2 = 3,5 \cdot 60 = 210 \text{ мм.}$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 210 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,7142) = 222,0 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 210 - 2 \cdot 3,5 \cdot (1,2 - 0,7142) = 206,6 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2} = 222 + \frac{6 \cdot 3,5}{2 + 2} = 227 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца определена ранее по формуле (4.22):

$$b_2 = 42 \text{ мм.}$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

4.14 Определение сил в зацеплении

Известные данные для расчёта:

$$T_2 = 529,41 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_2 = 210 \text{ мм};$$

$$T_1 = 22,68 \text{ Н}; d_{w1} = 40 \text{ мм}; \text{угол зацепления } \alpha = 20^\circ.$$

На рисунке 4.4 представлены схемы приложения сил к червяку и червячному колесу; червяк и червячное колесо условно разнесены.

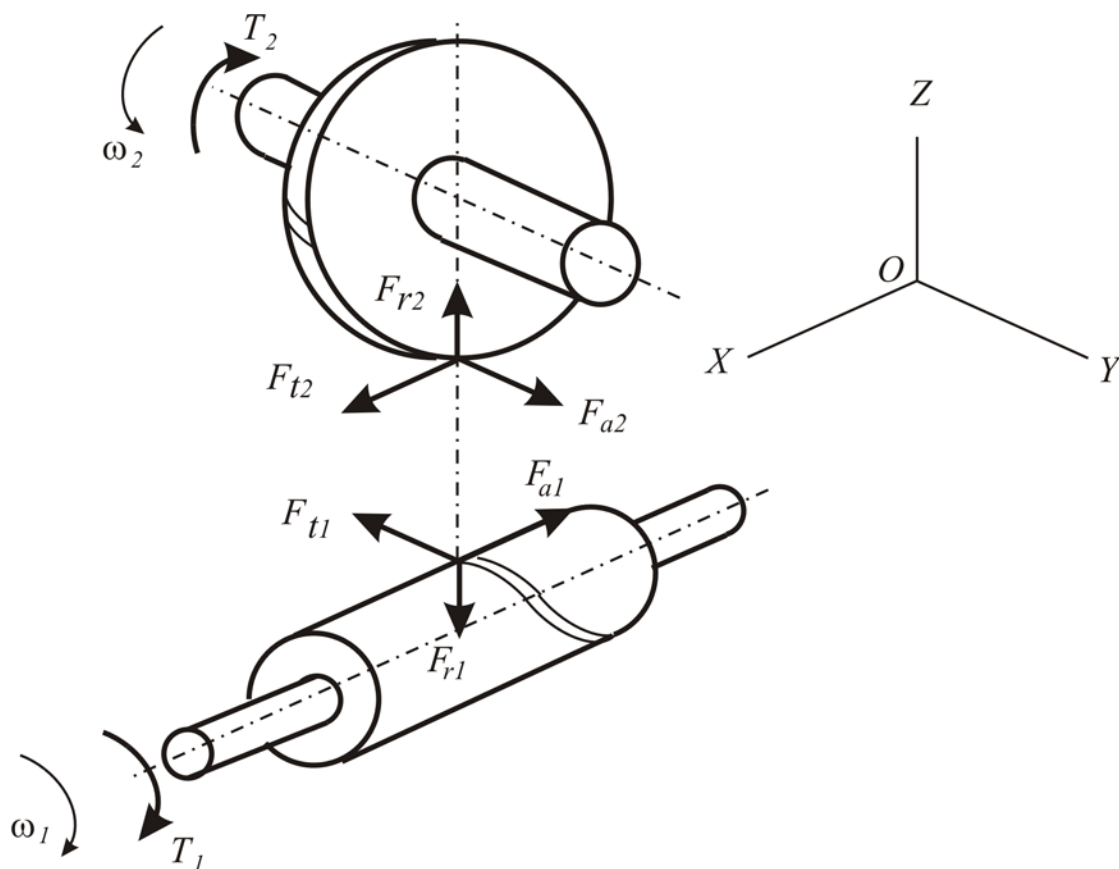


Рисунок 4.4 – Схема приложения сил к червяку и червячному колесу

Силы в зацеплении рассматривают примененными в полюсе Π зацепления и задают тремя взаимно-перпендикулярными составляющими силами: окружной F_t , радиальной F_r и осевой F_a .

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Окружная сила F_{t2} на червячном колесе по модулю равна осевой силе F_{a1} на червяке, направления этих сил противоположные. Величины указанных сил определяются по формуле

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_2}{d_2}. \quad (4.25)$$

Проведём вычисления:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{529,41}{210} = 5038 \text{ Н.}$$

Окружная сила F_{t1} на червяке по модулю равна осевой силе F_{a2} на червячном колесе, но имеют противоположные направления. Величины этих сил определим по формуле

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_1}{d_{w1}}. \quad (4.26)$$

Проведём вычисления:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{22,69}{40} = 1137 \text{ Н.}$$

Радиальная сила F_{r2} на колесе по модулю равна радиальной силе F_{r1} на червяке, направления этих сил противоположные. Величины сил определяются по формуле

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (4.27)$$

где α – угол зацепления.

Проведём вычисления:

$$F_{r2} = F_{r1} = 5038 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 1833 \text{ Н.}$$

4.15 Тепловой расчёт червячной передачи

Известные данные для расчёта:

$$P_1 = 2,28 \text{ кВт}; \eta = 0,79; a_w = 0,125 \text{ м.}$$

Червячные передачи вследствие их низкого КПД из-за значительного расхода энергии на преодоление трения работают с большим тепловыделением. Нагрев масла до температуры, превышающей допустимую $[t]_m$, приводит к снижению его защитной способности, разрушению масляной плёнки и возможности заедания в передаче.

Расчётная формула для определения температуры масла в редукторе ($^\circ\text{C}$) при установившемся режиме работы червячной передачи имеет вид

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$t_m = t_0 + \frac{10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)}, \quad (4.28)$$

где t_0 – температура воздуха вне корпуса, $^{\circ}\text{C}$; η – КПД червячной передачи; K_T – коэффициент теплопередачи, характеризующий тепловой поток, передаваемый в секунду одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус и зависящий от материала корпуса редуктора, степени шероховатости его стенок, режима циркуляции наружного воздуха и условий перемешивания масла, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; A – площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, м^2 ; P_1 – мощность на червяке, кВт ; ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла теплопроводностью.

Температуру воздуха вне корпуса (внутри цеха) обычно принимают равной $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$.

Допустимая температура масла обычно принимается равной $[t]_m = 90^{\circ}\text{C}$.

Для чугунных корпусов редукторов при естественном охлаждении принимают $K_T = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$.

При проектировочном расчёте площадь поверхности корпуса редуктора вычисляют по формуле

$$A = 20 \cdot (a_w)^2, \quad (4.29)$$

где a_w – межосевое расстояние передачи, м .

Проведём вычисление:

$$A = 20 \cdot 0,125^2 = 0,31 \text{ м}^2.$$

При условии, что редуктор установлен на металлической раме, принимают $\psi = 0,3$.

Вычислим температуру масла в редукторе по формуле (4.28):

$$t_m = 20 + \frac{10^3 \cdot (1 - 0,79) \cdot 2,28}{17 \cdot 0,31 \cdot (1 + 0,3)} = 70^{\circ}\text{C}.$$

Расчёт показал, что при работе редуктора температура масла t_m меньше допустимой величины $[t]_m = 90^{\circ}\text{C}$. Это означает, что естественного охлаждения для обеспечения эксплуатационного режима достаточно.

						Лист
					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 Эскизная компоновка редуктора

5.1 Определение ориентировочных диаметров валов

Известные данные для расчёта:

$$T_1 = 22,68 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_2 = 529,41 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Эскизная компоновка проводится с целью определения мест расположения ступеней передач, расстояния между опорами валов и точек приложения к ним действующих усилий. Вычерчивание производится упрощённо. Эскизная компоновка редуктора выполняется обычно в масштабе $M1:1$ согласно схеме (рисунок 5.1).

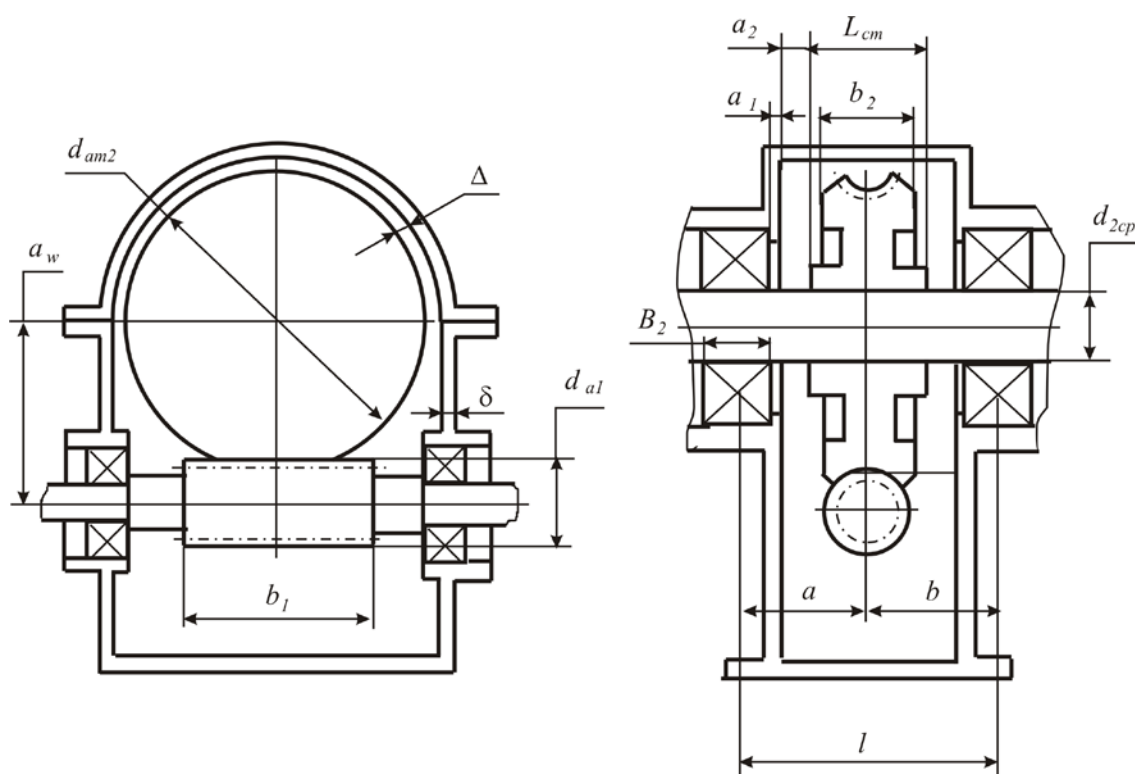


Рисунок 5.1 – Схема эскизной компоновки червячного редуктора с нижним расположением червяка

Определение ориентировочного диаметра d_{cp} вала необходимо для выполнения эскизной компоновки вала в редукторе.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Ориентировочный расчёт ведётся на чистое кручение. Для учёта влияния изгиба величина допускаемых напряжений кручения снижается. Величину ориентировочного диаметра d_{cp} определим по формуле

$$d_{cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_{kp}}}, \quad (5.1)$$

где T – крутящий момент, $H \cdot м$; $[\tau]_{kp}$ – пониженное значение допускаемого напряжения на кручение, $МПа$.

Для стальных валов при предварительном определении ориентировочного диаметра d_{cp} принимают

$$[\tau]_{kp} = 20 \text{ МПа}.$$

Определим значения ориентировочных диаметров d_{1cp} , d_{2cp} валов соответственно червяка и червячного колеса по формулам

$$d_{1cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_{kp}}}; \quad (5.2)$$

$$d_{2cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_{kp}}}. \quad (5.3)$$

Проведём вычисления:

$$d_{1cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{22,68}{0,2 \cdot 20}} = 17,83 \text{ мм};$$

$$d_{2cp} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{529,41}{0,2 \cdot 20}} = 50,96 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{1cp} = 18 \text{ мм}$; $d_{2cp} = 52 \text{ мм}$.

5.2 Разработка эскизной компоновки тихоходного вала

Известные данные для расчёта:

$$T_2 = 529,41 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определение размеров при эскизной компоновке проведено с учётом рекомендаций, приведённых в работе [6, с. 11, таблица 1].

Рекомендуемая толщина δ стенки редуктора определена по формуле

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_{max}} \geq 7 \text{ мм}, \quad (5.4)$$

						Лист
					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $T_{max} = T_2$ – крутящий момент на тихоходном валу редуктора, $H \cdot м$.

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 529,41} = 5,4 \text{ мм.}$$

Определённая по формуле толщина стенки редуктора ($\delta = 5,4 \text{ мм}$) меньше значения рекомендуемой величины ($\delta = 7 \text{ мм}$), которая определена из условий технологии литейного производства. Поэтому принимаем

$$\delta = 7 \text{ мм.}$$

Длину L_{cm} ступицы червячного колеса вычислим по формуле

$$L_{cm} \geq 1,2 \cdot d_{2cp} = 1,2 \cdot 52 \geq 62,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_{cm} = 64 \text{ мм}$.

Расстояние a от торца червячного колеса до внутренней стенки корпуса

$$a_2 = 1 \dots 1,5 \cdot \delta = 1,25 \cdot 7 = 9 \text{ мм.}$$

Расстояние от торца подшипника до внутренней стенки корпуса редуктора

$$a_1 = 0,5 \cdot \delta = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ мм.}$$

Ширина B подшипника качения определена по формуле

$$B = 0,5 \cdot d_{cp}.$$

Для вала червячного колеса имеем

$$B_2 = 0,5 \cdot d_{2cp} = 0,5 \cdot 52 = 26 \text{ мм.}$$

Расстояние от поверхности вершин зубьев червячного колеса и внутренней стенки корпуса (крышки) редуктора

$$\Delta \geq 2 \cdot \delta.$$

$$\Delta \geq 2 \cdot \delta = 2 \cdot 7 \geq 14 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$\Delta = 15 \text{ мм.}$$

При построении эскизной компоновки определены размеры: $a = 54 \text{ мм}$; $b = 54 \text{ мм}$; $l = 108 \text{ мм}$.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

6 Расчёт тихоходного вала редуктора

6.1. Расчёт на статическую прочность

Известные данные для расчёта:

$$T_2 = 529,41 \text{ Н}\cdot\text{м}; a = b = 54 \text{ мм}; l = 108 \text{ мм}; d_2 = 210 \text{ мм};$$

$$F_{t2} = 5038 \text{ Н}; F_{r2} = 1833 \text{ Н}; F_{a2} = 1137 \text{ Н}.$$

На рисунке 6.1 представлена расчётная схема тихоходного вала редуктора.

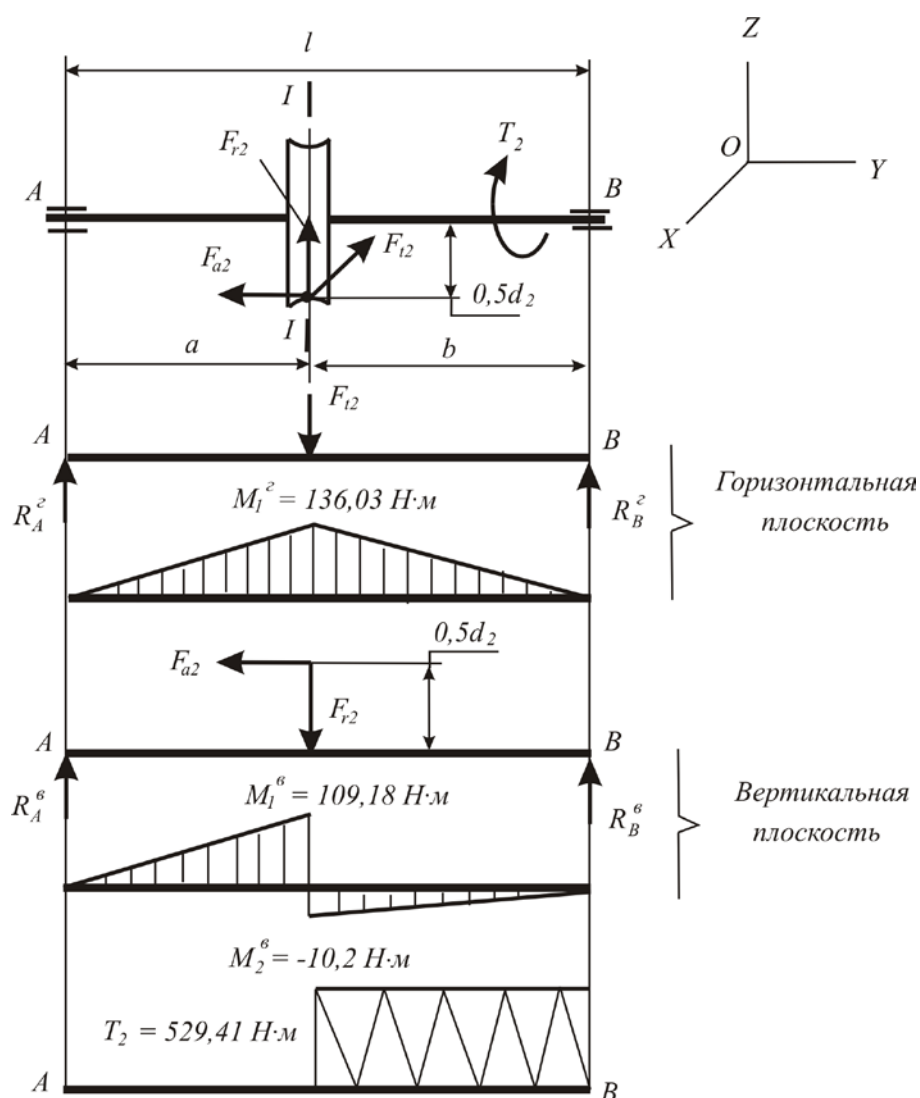


Рисунок 6.1 – Расчётная схема тихоходного вала, эпюры изгибающих моментов и крутящего момента

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
						30

Вал рассматривается как балка на шарнирных опорах. На вал действуют следующие силы, которые были определены при расчёте червячной передачи: F_{t2} – окружная сила; F_{r2} – радиальная сила; F_{a2} – осевая сила. Размеры a , b и l определены при построении эскизной компоновки. Делительный диаметр d_2 колеса определён при расчёте червячной передачи.

Как видно из рисунка 6.1, векторы сил расположены в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, которые условно называют горизонтальной и вертикальной. Плоскость, в которой расположены векторы сил F_{a2} и F_{r2} , будем называть вертикальной (плоскость листа), а плоскость, в которой расположен вектор силы F_{t2} , – горизонтальной. На расчётных параметрах вертикальную плоскость будем обозначать индексом «в», а горизонтальную – индексом «г».

Определим реакции в опорах А и В, действующих в горизонтальной плоскости. Для этого составим суммы моментов $\sum M_A^g$, $\sum M_B^g$ сил, приложенных к валу относительно точек А и В, и приравняем их к нулю:

$$\sum M_A^g = 0 = -R_B^g \cdot l + F_{t2} \cdot a = 0;$$

$$\sum M_B^g = 0 = R_A^g \cdot l - F_{t2} \cdot b = 0.$$

Решая эти уравнения относительно R_A^g , R_B^g , получим

$$R_B^g = \frac{F_{t2} \cdot a}{l};$$

$$R_B^g = \frac{5038 \cdot 0,054}{0,108} = 2519 \text{ Н};$$

$$R_A^g = \frac{F_{t2} \cdot b}{l};$$

$$R_A^g = \frac{5038 \cdot 0,054}{0,108} = 2519 \text{ Н}.$$

Определим изгибающие моменты M_1^g , M_2^g в горизонтальной плоскости в сечении I–I, где расположено червячное колесо:

$$M_1^g = R_A^g \cdot a = 2519 \cdot 0,054 = 136,03 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_2^g = R_B^g \cdot b = 2519 \cdot 0,054 = 136,03 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Определим реакции в опорах А и В, действующих в вертикальной плоскости. Для этого составим суммы моментов сил $\sum M_A^e$, $\sum M_B^e$, приложенных к валу относительно точек А и В, и приравняем их к нулю:

$$\sum M_A^e = 0 = R_B^e \cdot l - F_{r2} \cdot a + F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_2) = 0;$$

$$\sum M_B^e = 0 = -R_A^e \cdot l + F_{r2} \cdot b + F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_2) = 0.$$

Решая эти уравнения относительно R_A^e , R_B^e , получим

$$R_B^e = \frac{F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_2)}{l};$$

$$R_B^e = \frac{1833 \cdot 0,054 - 1137 \cdot (0,5 \cdot 0,210)}{0,108} = -188,9 \text{ Н};$$

$$R_A^e = \frac{F_{r2} \cdot a + F_{a2} \cdot (0,5 \cdot d_2)}{l};$$

$$R_A^e = \frac{1833 \cdot 0,054 + 1137 \cdot (0,5 \cdot 0,210)}{0,108} = 2021,9 \text{ Н}.$$

Знак «-» у величины реакции R_B^e означает, что действительное направление этой реакции противоположно направлению, принятому на расчётной схеме (см. рисунок 6.1).

Определим изгибающие моменты M_1^e , M_2^e в вертикальной плоскости в сечении I-I:

$$M_1^e = R_A^e \cdot a = (2021,9) \cdot 0,054 = 109,18 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_2^e = R_B^e \cdot b = -188,9 \cdot 0,054 = -10,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Нетрудно видеть, что в опорах изгибающие моменты равны нулю.

По полученным значениям строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см. рисунок 6.1).

Анализ этих эпюр показывает, что сечение I-I по оси симметрии колеса является опасным, так как в этом сечении действует наибольший суммарный изгибающий момент M_Σ . Определим величину этого момента по формуле

$$M_\Sigma = \sqrt{(M_1^e)^2 + (M_2^e)^2}. \quad (6.1)$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Проведём вычисления:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(136,03)^2 + (109,18)^2} = 174,42 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Приведённый момент M_{np} в опасном сечении вала определим по формуле

$$M_{np} = \sqrt{(M_{\Sigma})^2 + (T_2)^2}, \quad (6.2)$$

где T_2 – крутящий момент, передаваемый валом. Величина его определена ранее.

$$M_{np} = \sqrt{(174,42)^2 + (529,41)^2} = 557,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Материал вала и допускаемые напряжения приняты по рекомендациям, приведённым в работе [6, с. 18, с. 19]. Согласно этим рекомендациям для редукторов общего машиностроения рекомендуется сталь 45 улучшенная, отличающаяся хорошей обрабатываемостью. Из [6, с. 19, таблица 2] имеем следующие физико-механические свойства стали 45 с указанной термообработкой: допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma]_u = 60 \dots 70 \text{ МПа}$; принимаем для расчёта $[\sigma]_u = 65 \text{ МПа}$; предел прочности $\sigma_s = 780 \text{ МПа}$.

Диаметр d_2 в опасном сечении определим по формуле

$$d_2 = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{np}}{[\sigma]_u}}. \quad (6.3)$$

$$d_2 = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 557,4}{65}} = 44 \text{ мм}.$$

Учитывая ослабление вала в рассчитываемом сечении за счёт шпоночного паза, увеличим диаметр d_2 на 5 %. Тогда

$$d_2 = 44 \cdot 1,05 = 46,2 \text{ мм}.$$

По стандартному ряду [6, с. 19, таблица 3] округлим значение d_2 до ближайшего большего целого числа. Принимаем

$$d_2 = 48 \text{ мм}.$$

Под посадку подшипников рассчитаем диаметр цапф по формуле

$$d_u = d_2 - (2 \dots 5). \quad (6.4)$$

Начиная с 20 мм, внутренний диаметр подшипника качения кратен цифре 5. Исходя из этого, имеем

$$d_u = 48 - 3 = 45 \text{ мм}.$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

6.2 Расчёт на выносливость

Известные данные для расчёта:

$$d_2 = 48 \text{ мм}; F_{a2} = 1137 \text{ Н}; \sigma_s = 780 \text{ МПа}.$$

Расчёт вала на выносливость заключается в том, что для опасного из условия выносливости сечения определяют действительный коэффициент n запаса усталостной прочности и сравнивают его с допускаемым коэффициентом $[n]$ запаса прочности.

Общий коэффициент запаса усталостной прочности при действии изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении определим по формуле

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \geq [n], \quad (6.5)$$

где n_σ – запас прочности по нормальным напряжениям изгиба; n_τ – запас прочности по касательным напряжениям от кручения; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности.

Величину коэффициента усталостной прочности $[n]$ принимают равной 1,5...2,5.

Запас прочности n_σ при действии одних изгибающих моментов определяется по формуле

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (6.6)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом без концентрации напряжений, МПа; K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе; ε_σ – масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала на изменение пределов выносливости при изгибе; σ_a – амплитуда колебаний цикла при изгибе, МПа; ψ_σ – коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному; σ_m – среднее напряжение цикла при изгибе.

Предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом без концентрации напряжений σ_{-1} определяется по формуле

						Лист
					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_s. \quad (6.7)$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 780 = 335,4 \text{ МПа}.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе K_σ по рекомендации [6, с. 22, таблица 5] принимаем

$$K_\sigma = 2,01.$$

Масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала на изменение пределов выносливости при изгибе ε_σ [6, с. 24, таблица 8], принимаем

$$\varepsilon_\sigma = 0,78.$$

Коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному ψ_σ [6, с. 24, таблица 9] принимаем

$$\psi_\sigma = 0,10.$$

Амплитуду колебаний цикла при изгибе σ_a определим по формуле

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W_u} \cdot 10^3, \quad (6.8)$$

где M_u – изгибающий момент в рассматриваемом сечении, $\text{Н}\cdot\text{м}$; W_u – момент сопротивления изгибу в этом сечении, мм^3 .

Для круглого сечения момент сопротивления изгибу W_u вычислим по формуле

$$W_u = \frac{\pi \cdot (d_2)^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)^2}{2 \cdot d_2}, \quad (6.9)$$

где d_2 – диаметр вала мм ; b – ширина шпоночного паза, мм ; t_1 – глубина шпоночного паза, мм .

По справочным данным [1, с. 467] для $d_2 = 48 \text{ мм}$ имеем

$$b = 14 \text{ мм};$$

$$t_1 = 5,5 \text{ мм}.$$

При этих данных момент сопротивления изгибу W_u равен

$$W_u = \frac{3,14 \cdot (48)^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48 - 5,5)^2}{2 \cdot 48} = 9403,08 \text{ мм}^3.$$

Вычислим амплитуду колебаний цикла при изгибе σ_a по формуле (6.8):

$$\sigma_a = \frac{159,27}{9403,08} \cdot 10^3 = 16,94 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла при изгибе σ_m определим по формуле

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

$$\sigma_m = \frac{F_a}{(\pi \cdot (d_2)^2 / 4)} \quad (6.10)$$

$$\sigma_m = \frac{1137}{(3,14 \cdot (48)^2 / 4)} = 0,63 \text{ МПа.}$$

Вычислим запас прочности n_σ при действии одних изгибающих моментов по формуле (6.6)

$$n_\sigma = \frac{335,4}{\frac{2,01}{0,78} \cdot 16,94 + 0,10 \cdot 0,63} = 7,67.$$

Запас прочности n_τ при действии напряжений кручения определим по формуле

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (6.11)$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом без концентрации напряжений, МПа; K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; ε_τ – масштабный фактор для напряжения кручения; τ_a – амплитуда колебаний цикла при кручении, МПа; ψ_τ – коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному; τ_m – среднее напряжение цикла при кручении, МПа.

Предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом без концентрации напряжений τ_{-1} определяется по формуле

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}. \quad (6.12)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 335,4 = 194,53 \text{ МПа.}$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе K_σ по рекомендации [6, с. 22, таблица 5] принимаем

$$K_\sigma = 1,88.$$

Масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала на изменение пределов выносливости при изгибе ε_τ [6, с. 24, таблица 8], принимаем

$$\varepsilon_\tau = 0,78.$$

Коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному ψ_τ [6, с. 24, таблица 9] принимаем

$$\psi_\tau = 0,05.$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Поскольку момент, передаваемый валом, в большинстве случаев колеблется по величине, исходим из наиболее неблагоприятного случая знакопостоянного цикла, принимая, что напряжение кручения изменяется по пульсирующему циклу. Тогда

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{кр}} \cdot 10^3, \quad (6.13)$$

где T – крутящий момент в рассматриваемом сечении, $H \cdot м$; $W_{кр}$ – момент сопротивления рассчитываемого сечения при кручении, $мм^3$.

Для круглого сечения момент сопротивления при кручении $W_{кр}$ вычислим по формуле

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot (d_2)^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)^2}{2 \cdot d_2}. \quad (6.14)$$

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot (48)^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48 - 5,5)^2}{2 \cdot 48} = 20254 \text{ мм}^3.$$

Тогда

$$\tau_a = \tau_m = \frac{529,41}{2 \cdot 20254} \cdot 10^3 = 13,06 \text{ МПа}.$$

Вычислим запас прочности n_τ при действии напряжений кручения по формуле (6.11):

$$n_\tau = \frac{194,53}{\frac{1,88}{0,78} \cdot 13,06 + 0,05 \cdot 13,06} = 6,05.$$

Общий коэффициент запаса усталостной прочности n при действии изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении вычислим по формуле (6.5):

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{7,67}\right)^2 + \left(\frac{1}{6,05}\right)^2}} = 4,78.$$

Сравним величины расчётного коэффициента запаса усталостной прочности n и допускаемого коэффициента $[n] = 1,5 \dots 2,5$:

$$n = 4,78 > [n] = 1,5 \dots 2,5.$$

Таким образом, результаты расчётов могут быть использованы при дальнейших проектировочных работах.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

7 Выбор подшипников качения

При выборе типоразмера (номера) подшипника качения, соответствующего заданным условиям работы, учитываются следующие факторы: величина и направление нагрузки (радиальная, осевая или комбинированная); характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная или ударная); частота вращения кольца; необходимая долговечность (желаемый срок службы, выраженный в часах или миллионах оборотов); условия окружающей среды (температура, влажность, запылённость и т. п.). Для приводов общего назначения рекомендуется выбирать подшипники класса точности 0.

Выбор подшипника качения сводится к определению конкретного типоразмера (номера) подшипника, соответствующего по своей динамической или статической грузоподъёмности.

Выполним расчёт для подшипников тихоходного вала.

7.1 Определение внешних нагрузок, действующих на подшипник

Известные данные для расчёта:

$$R_B^z = 2519 \text{ Н}; R_A^z = 2519 \text{ Н};$$

$$R_A^s = 202,9 \text{ Н}; R_B^s = 188,9 \text{ Н}; F_{a2} = 1137 \text{ Н}.$$

На рисунке 7.1 приведена расчётная схема сил, действующих на подшипники тихоходного вала.

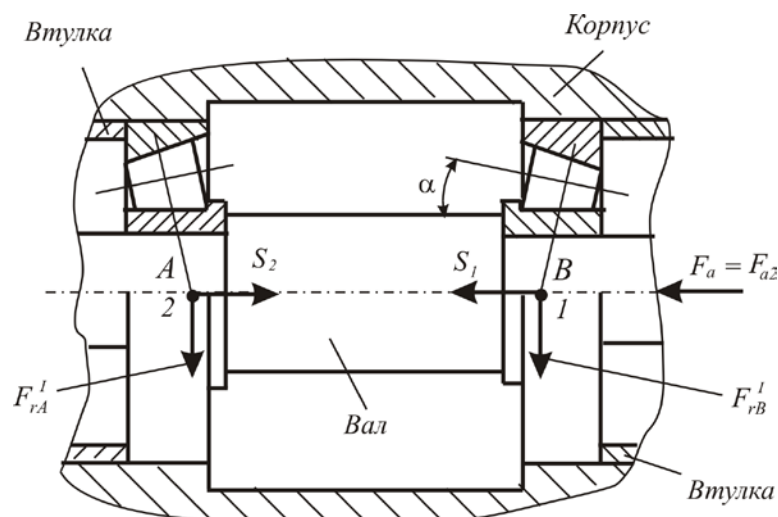


Рисунок 7.1 – Схема сил, действующих на подшипники тихоходного вала редуктора

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
						38

Суммарную радиальную нагрузку F'_{rA} , приложенную к подшипнику опоры А, определим по формуле

$$F'_{rA} = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^6)^2} . \quad (7.1)$$

$$F'_{rA} = \sqrt{(2519)^2 + (2021,9)^2} = 3230 \text{ Н}.$$

Суммарную радиальную нагрузку F'_{rB} , приложенную к подшипнику опоры В, определим по формуле

$$F'_{rB} = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^6)^2} . \quad (7.2)$$

$$F'_{rB} = \sqrt{(2519)^2 + (188,9)^2} = 2526 \text{ Н}.$$

Внешняя осевая нагрузка F_a на подшипнике равна осевой силе F_{a2} , приложенной к червячному колесу:

$$F_a = F_{a2} = 1137 \text{ Н}.$$

Осевая нагрузка F_a действует на подшипник опоры А.

7.2 Выбор типа подшипника качения

Тип подшипника выбирается в зависимости от величины отношения $\frac{F_a}{F'_r}$ осевой и радиальной нагрузок. Определим это отношение для наиболее нагруженного радиальной силой подшипника опоры А:

$$\frac{F_a}{F'_r} = \frac{1137}{3230} = 0,35.$$

В соответствии с рекомендациями ($\frac{F_a}{F'_r} \geq 0,25$) выбираем конические роликоподшипники, что и отражено на рисунке 7.1.

7.3 Предварительный выбор типоразмера подшипника

Известные данные для расчёта:

$$d_u = 45 \text{ мм}.$$

Учитывая диаметр цапфы вала ($d_u = 45 \text{ мм}$), выбираем из справочных таблиц [1, с. 465] роликовый конический однорядный подшипник лёгкой серии и повышенной грузоподъёмности – подшипник 7209А ГОСТ 27365–87.

						Лист
					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

На рисунке 7.2 приведено обозначение геометрических параметров конического однорядного подшипника.

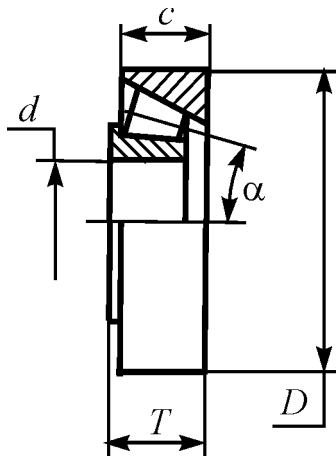


Рисунок 7.2 – Обозначение параметров подшипника

Этот подшипник имеет следующие параметры: диаметр d отверстия внутреннего кольца $d = 45$ мм; диаметр D наружного кольца $D = 85$ мм; динамическая грузоподъёмность $C = 50000$ Н; статическая грузоподъёмность $C_o = 33000$ Н; угол α контакта $\alpha = 12...16^\circ$; монтажная высота $T = 21$ мм; ширина наружного кольца $c = 16$ мм.

7.4 Определение требуемой долговечности подшипника

Известные данные для расчёта:
 $t = 13140$ ч.

Требуемую долговечность L_{mp} подшипника принимаем равной времени t работы червячной передачи:

$$L_{mp} = t = 13140 \text{ ч.}$$

7.5 Определение расчётной долговечности подшипника

Известные данные для расчёта:
 $C = 50000$ Н; $n = n_2 = 32,47$ об/мин;
 $F'_{rA} = 3230$ Н; $F'_{rB} = 2526$ Н; $F_a = 1137$ Н.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

Расчётную долговечность L_h подшипника в часах определим по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^\rho, \quad (7.3)$$

где n – частота вращения вращающегося кольца, *об/мин*; C – табличное значение динамической грузоподъёмности, *H*; P – динамическая эквивалентная радиальная нагрузка, *H*; ρ – степенной показатель.

Для роликоподшипников принимают $\rho = 3,33$.

Величину динамической эквивалентной радиальной нагрузки P определяют по формуле

$$P = (X \cdot V \cdot F_r' + Y \cdot F_a') \cdot K_B \cdot K_T, \quad (7.4)$$

где F_r' , F_a' – радиальная и осевая нагрузки на подшипник, *H*; V – коэффициент вращения колец относительно вектора нагрузки; K_B – коэффициент динамической нагрузки; K_T – температурный коэффициент; X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

При вращении внутреннего кольца величина коэффициента вращения колец относительно вектора нагрузки равна [7, с. 7]

$$V = 1.$$

Для редукторов всех конструкций с зубчатыми передачами 7-й и 8-й степеней точности величину динамического коэффициента принимают [7, с. 8, таблица 1]

$$K_B = 1,3.$$

В условиях работы редуктора при температуре, которая ниже 100°C , величина коэффициента [7, с. 8, таблица 2]

$$K_T = 1.$$

Величины коэффициентов X , Y определяем в зависимости от безразмерной величины e , зависящей от угла α подшипника, а также от отношения расчётной осевой нагрузки на подшипник F_a' к его статической грузоподъёмности C_o .

Для роликовых конических однорядных подшипников имеем [7, с. 9, таблица 3]

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(16^\circ) = 0,43.$$

Расчётную осевую нагрузку F_a' , действующую на радиально-упорные подшипники, определим с учётом внешнего осевого усилия F_a и осевых составляющих S , при действии на эти подшипники расчётной радиальной нагрузки F_r' (см. рисунок 7.1).

						Лист
					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Как видно из рисунка 7.1, осевая нагрузка F_a действует на подшипник опоры А. Согласно общепринятой в расчётной практике методике подшипнику этой опоры присваиваем номер 2, а подшипнику опоры В – номер 1.

Для подшипника 1 (опора В) имеем

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F'_{rB} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 2526 = 901 \text{ Н.}$$

Для подшипника 2 (опора А) имеем

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F'_{rA} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 3230 = 1153 \text{ Н.}$$

Так как $S_1 = 901 \text{ Н} < S_2 = 1153 \text{ Н}$ и $F'_a > 0$, то расчётные осевые нагрузки F'_{a1}, F'_{a2} для подшипников 1 и 2 равны [7, с. 10, таблица 4]:

$$F'_{a1} = S_1 = 901 \text{ Н;}$$

$$F'_{a2} = S_1 + F_a = 901 + 1137 = 2038 \text{ Н.}$$

Все дальнейшие расчёты ведём для наиболее загруженного подшипника 2 (опора А), так как действующие на него радиальная и осевая нагрузки превышают соответствующие нагрузки на подшипник 1 (опора В).

Числовые значения коэффициентов X, Y радиальной и осевой нагрузок зависят от величины отношения $\frac{F'_a}{V \cdot F'_r}$, которое сравнивают с величиной e [6, с. 9, таблица 3].

Для подшипника 2 имеем

$$\frac{F'_{a2}}{V \cdot F'_{rA}} = \frac{2038}{1 \cdot 3230} = 0,63 > e = 0,43.$$

При таком соотношении сравниваемых величин имеем [6, с. 9, таблица 3]

$$X = 0,56; Y = 1,04.$$

Вычислим величину динамической эквивалентной радиальной нагрузки P по формуле (7.4):

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 3230 + 1,04 \cdot 2038) \cdot 1,3 \cdot 1 = 5107 \text{ Н.}$$

Вычислим расчётную долговечность выбранного подшипника по формуле (7.3):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 32,47} \cdot \left(\frac{50000}{5107} \right)^{3,33} = 1022687 \text{ ч.}$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Так как расчётная долговечность подшипника $L_h = 1022687$ ч больше его требуемой долговечности $L_{тр} = 13140$ ч, то подшипник 7209А ГОСТ 27365–87 подходит для проектируемого редуктора.

Подшипники для червяка выберем из конструктивных соображений. В разделе 8 для соединения вала электродвигателя с червяком выбрана муфта с диаметром посадочного отверстия $d = 32$ мм. Исходя из этого, примем диаметр выходного участка червяка также равным 32 мм, и в соответствии с этим выберем из справочника [1, с. 465] роликовый конический подшипник лёгкой серии и повышенной грузоподъёмности – подшипник 7207А ГОСТ 27365–87. Этот подшипник имеет следующие параметры: диаметр отверстия внутреннего кольца $d = 35$ мм ; внешний диаметр наружного кольца $D = 32$ мм; динамическая грузоподъёмность $C = 38500$ Н; статическая грузоподъёмность $C_o = 26000$ Н; угол контакта $\alpha = 12...16^\circ$.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

8 Выбор стандартной муфты

Известные данные для расчёта:

$$T = T_1 = 22,68 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Для соединения вала двигателя с валом редуктора выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (МУВП) по ГОСТ 21424 – 93, так как она защищает узлы передачи от ударных нагрузок. На рисунке 8.1 приведены обозначения геометрических параметров этой муфты.

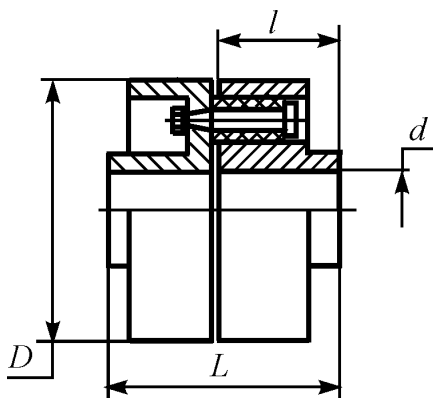


Рисунок 8.1 – Муфта упругая
втулочно-пальцевая

Выбор производят с учётом диаметров соединяемых валов и соблюдением условия

$$T_p = K_p \cdot T \leq [T], \quad (8.1)$$

где T_p – расчётный крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$; T – номинальный крутящий момент вала, на котором устанавливается муфта, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $[T]$ – допускаемый крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$; K_p – коэффициент динамичности, учитывающий условия эксплуатации машины, для которой проектируется привод.

Будем считать, что рассматриваемый нами привод предназначен для грузоподъёмного крана, для которого $K_p = 3 \dots 4$ [7, с. 9, таблица 1]. Исходя из этого, примем $K_p = 3$.

Тогда

$$T_p = K_p \cdot T = 3 \cdot 22,68 = 68,04 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

По ГОСТ 21424–93 [2, с. 505, таблица 15.6] условию (8.1) удовлетворяет стандартная муфта с ближайшим большим значением допускаемого момента $[T] = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$, предназначенная для валов с посадочным диаметром валов до 28 мм. Поскольку диаметр d вала выбранного в разделе 3 двигателя 4А112МА6УЗ равен 32 мм, принимаем муфту с $[T] = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, предусматривающую среди прочих и диаметр посадочного отверстия $d = 32 \text{ мм}$.

Условное обозначение муфты: муфта упругая втулочно-пальцевая 250–32–1,1 ГОСТ 2124–93 (тип 1 – с цилиндрическим отверстием на концы валов, исполнение 1 – для длинных концов валов).

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

9 Выбор шпонки и проверочный расчёт её на прочность

Известные данные для расчёта:

$$T = T_2 = 531,86 \text{ кН}\cdot\text{м}; d_2 = 48 \text{ мм}.$$

Для соединения червячного колеса с валом выбираем призматическую шпонку исполнения 2 (с плоскими торцами) по ГОСТ 23360–78. Для вала, посадочный диаметр которого $d_2 = 48 \text{ мм}$, согласно [1, с. 476, таблица 24.29] шпонка имеет следующие размеры поперечного сечения: ширина $b = 14 \text{ мм}$; высота $h = 9 \text{ мм}$. Глубина шпоночного паза вала $t_1 = 5,5 \text{ мм}$; глубина шпоночного паза ступицы колеса $t_2 = 3,8 \text{ мм}$ (рисунок 9.1).

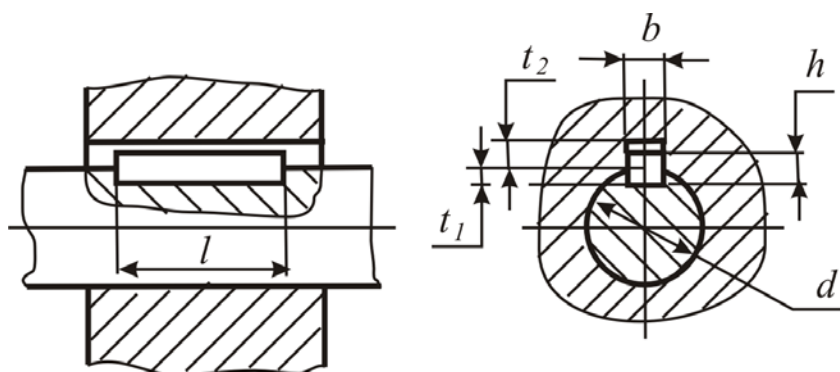


Рисунок 9.1 – Геометрические параметры шпоночных пазов по ГОСТ 23360–78

Длину l шпонки принимаем по рекомендации $l = 0,8L_{см}$, где $L_{см}$ – длина ступицы червячного колеса. Из эскизной компоновки имеем $L_{см} = 64 \text{ мм}$. Тогда

$$l = 0,8 \cdot 64 = 51,2 \text{ мм}.$$

Из стандартного ряда [1, с. 476, таблица 24.29] принимаем

$$l = 56 \text{ мм}.$$

Рассчитаем шпонку на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (9.1)$$

где $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ – соответственно расчётное и допускаемое напряжения смятия, МПа; T – передаваемый шпонкой крутящий момент, МПа; d – диаметр вала, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

Для шпонки исполнения 2 рабочая длина шпонки равна общей длине шпонки:

$$l_p = l = 56 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение стальной ступицы колеса равно

$$[\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ МПа.}$$

Вычислим расчётное напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2000 \cdot 531,86}{48 \cdot (9 - 5,5) \cdot 56} = 113 \text{ МПа.}$$

Шпонку можно применить, так как расчётное напряжение не превышает допускаемого напряжения:

$$\sigma_{см} = 113 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа.}$$

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

10 Смазывание деталей и узлов редуктора

10.1 Смазывание зубчатой передачи и подшипников

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии необходимо обеспечить надёжное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания червячной передачи и подшипников применена картерная система. В корпус редуктора заливаем масло так, чтобы зубья червяка были в него погружены. При вращении червяк увлекает масло, разбрызгивая его внутри корпуса редуктора. Интенсивному разбрызгиванию масла способствуют крыльчатки, закреплённые на червяке. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется масляный туман, который покрывает поверхности расположенных внутри корпуса деталей.

Требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения σ_H и окружной скорости V . Так как контактное напряжение $\sigma_H = 153 \text{ МПа}$ и окружная скорость $V = 6 \text{ м/с}$, то требуемая вязкость масла [1, с. 200, таблица 11.1] равна $15 \text{ мм}^2/\text{с}$. Согласно этой величине вязкости принимаем марку масла И – Г – С – 220 ГОСТ 20799–88 [1, с. 200, таблица 11.2].

10.2 Смазочные устройства

Для замены масла в корпусе редуктора предусмотрено сливное отверстие, закрываемое маслоспускной пробкой с цилиндрической резьбой.

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе установлен маслоуказатель жезловый.

В корпусе редуктора для осмотра зубчатых колёс и залива новой порции масла предусмотрен люк.

При длительной работе редуктора в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. При интенсивном тепловыделении это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщаем с внешней средой путём установки отдушины.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

10.3 Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги.

В проектируемом приводе подшипники качения смазываются жидким смазочным материалом, поэтому для предохранения его от вытекания применили манжетные уплотнения.

Под пробку маслоспускную с цилиндрической резьбой поставлена уплотняющая прокладка, так как цилиндрическая резьба не создаёт надёжного уплотнения.

					ДМ 12-01.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ до	Подпись	Дата		49

Список использованных источников

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
2. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Снесарев и др. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Альянс, 2008. – 590 с.
3. Курмаз, Л. В. Проектирование : справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. М. : Высшая школа, 2005. – 309 с. : ил.
4. Сыркин, В. В. Расчёт червячных цилиндрических передач транспортно-технологических машин : учеб. пособие / В. В. Сыркин, В. Н. Никитин, Н. В. Захарова. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2005. – 56 с.
5. Никитин, В. Н. Расчёт валов на прочность и жёсткость : методические указания по курсовому проектированию. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2003. – 38 с.
6. Никитин, В. Н. Выбор подшипников качения : методические указания. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2008. – 20 с.
7. Никитин, В. Н. Курсовой проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» : методические указания. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2008. – 33 с.

					<i>ДМ 12-01.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

3. ВОПРОСЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Какие параметры определяются при кинематическом расчёте привода?
2. Каково назначение редуктора?
3. Основные геометрические параметры червячной зубчатой передачи. Как они между собой связаны?
4. Какие силы действуют в зацеплении червячной передачи?
5. Чем объясняется повышение нагрузочной способности косозубых и шевронных зубчатых передач перед прямозубыми передачами?
6. Из каких материалов изготавливаются зубчатые колёса?
7. По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя и соответственно по каким напряжениям производится расчёт их зубьев на прочность?
8. Как осуществляется смазка зубчатых колёс и подшипников в редукторе?
9. Для какой цели выполняется эскизная компоновка редуктора?
10. По каким напряжениям производится расчёт вала на статическую прочность?
11. Почему вал рассчитывают на выносливость (сопротивление усталости) даже при постоянной нагрузке?
12. Как составляется расчётная схема вала? Что на ней указывают?
13. Из каких деталей состоит подшипник качения?
14. Каковы основные типы подшипников качения?
15. Какие нагрузки действуют на подшипник качения редуктора и как они определяются?
16. Из каких соображений выбирают посадки подшипника качения в сопряжении его с валом и отверстием в корпусе?
17. Из чего исходят при выборе типа подшипника?
18. В чём заключается условие выбора подшипника качения по динамической грузоподъёмности?
19. Для чего служат шпоночные соединения, какие виды шпонок вы знаете?
20. Как производится выбор стандартных шпонок и проверочный расчёт на их прочность?
21. Для чего предназначена муфта? Назовите виды муфт.
22. Как выбираются стандартные муфты?
23. Какие посадки применяют в соединении зубчатого колеса с валом в редукторе?
24. Из чего исходят при назначении параметров шероховатости поверхностей деталей редуктора?

25. Какие основные отклонения от правильной геометрической формы и взаимного расположения поверхностей указывают на рабочих чертежах зубчатых колёс и валов редуктора?
26. Какие основные требования предъявляются к оформлению пояснительной записки?

Библиографический список

1. ГОСТ 2.105 – 95. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. – М., 1995.
2. ГОСТ 2.106 – 96. Единая система конструкторской документации. Текстовые документы. – М., 1996.
3. Курсовой проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» : методические указания / сост. В. Н. Никитин. – Омск : СибАДИ, 2008. – 33 с.
4. Чернавский, С. А. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для вузов. – М. : Альянс, 2008. – 590 с.
5. ГОСТ 23360 – 78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – М., 1978.