

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА.
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением по аграрному
техническому образованию в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования по специальностям
1-74 06 06 «Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса»;
1-74 06 07 «Управление охраной труда в сельском хозяйстве»*

Минск
БГАТУ
2022

УДК 621.01(07)
ББК 22.2я7
П75

Составители:

кандидат технических наук, доцент *В. Н. Основин*,
старший преподаватель *Л. С. Жаркова*,
старший преподаватель *П. В. Клавсуть*,
старший преподаватель *К. Л. Сергеев*,
старший преподаватель *О. В. Сокол*

Рецензенты:

кафедра тракторов, автомобилей и машин для природообустройства
учреждения образования «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции
и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия»
(доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой *А. Н. Карташевич*);
кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник
лаборатории обработки почвы и посева РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства» *Н. Д. Лепешкин*

Прикладная механика. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие /
П75 **сост.: В. Н. Основин [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2022. – 248 с.**
ISBN 978-985-25-0157-6.

Изложены цель, задачи и тематика курсового проектирования. Определены структура и содержание проекта. Приводятся требования по оформлению текстового материала расчетно-пояснительной записки, чертежей сборочных единиц и чертежей деталей. Предложен список рекомендуемой литературы и даны необходимые для проектирования справочные материалы, а также методики расчета основных видов передач и других элементов привода, методики и рекомендации по разработке их конструкции. Все вопросы рассматриваются на примере разработки типового привода сельскохозяйственного назначения.

Предназначено для студентов специальностей 1-74 06 06 «Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса», 1-74 06 07 «Управление охраной труда в сельском хозяйстве».

УДК 621.01(07)
ББК 22.2я7

ISBN 978-985-25-0157-6

© БГАТУ, 2022

Содержание

Введение	5
1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования	6
2 Структура и содержание курсового проекта	8
2.1 Содержание и объем курсового проекта	8
2.2 Требования к оформлению курсового проекта	8
2.2.1 Структура пояснительной записки и оформление ее разделов	8
2.2.2 Оформление листов пояснительной записки	11
2.2.3 Оформление листов спецификаций	15
2.2.4 Оформление графической части курсового проекта	17
2.2.5 Обозначение конструкторской документации	21
2.2.6 Складывание чертежей	22
3 Методические рекомендации по выполнению курсового проекта	24
3.1 Общие принципы проектирования и их реализация при курсовом проектировании	24
4 Организация курсового проектирования	27
Рекомендуемая литература для выполнения проекта	28
Приложение А	
Пример оформления задания на курсовой проект	30
Приложение Б	
Пример выполнения курсового проекта	32
Приложение В	
Типовые конструкции редукторов и приводов	144
Приложение Г	
Основные нормы взаимозаменяемости при назначении номинальных размеров	151
Приложение Д	
Кинематический и силовой расчеты привода. Справочные материалы	152
Приложение Е	
Расчет цепной передачи. Рекомендации и справочные материалы	157
Приложение Ж	
Цилиндрические и конические зубчатые передачи. Справочные данные для определения допускаемых напряжений	160
Приложение З	
Расчет закрытой цилиндрической передачи. Справочные данные	165

Приложение И	
Компенсирующие муфты	169
Приложение К	
Конструирование валов. Справочные данные	173
Приложение Л	
Уплотнения подшипниковых узлов	182
Приложение М	
Подшипники качения	184
Приложение Н	
Корпуса подшипников	190
Приложение О	
Конструирование зубчатых колес	192
Приложение П	
Конструирование звездочек цепных передач	194
Приложение Р	
Крышки подшипников	196
Приложение С	
Конструирование корпуса редуктора	198
Приложение Т	
Проверочный расчет валов	206
Приложение У	
Проектирование рамы привода	208
Приложение Ф	
Смазка редуктора	212
Приложение Х	
Примеры проектирования механических передач	214

Введение

Основной целью курсового проектирования по дисциплине «Прикладная механика» является приобретение инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе ранее полученных теоретических знаний по общеинженерным дисциплинам и разделам дисциплины «Прикладная механика» для специальностей: 1-74 06 06 «Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса», 1-74 06 07 «Управление охраной труда в сельском хозяйстве».

В качестве объектов курсового проектирования предлагаются приводы различных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения, использующие одноступенчатый редуктор, открытую передачу и большинство деталей и узлов общего назначения.

В ходе курсового проектирования производятся проектные, проверочные расчеты и рассматривается проектирование компонентов механического привода с учетом назначения привода и предъявляемых к нему требований.

В предлагаемом пособии даны основные требования к оформлению записки и графической части курсового проекта, рассмотрены основные этапы разработки курсового проекта на примере проектирования привода в составе открытой цепной передачи и одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами.

Даны необходимые справочные материалы и методические указания, необходимые для курсового проектирования.

1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования

От каждого инженера требуется не только знать устройство машин и правила эксплуатации их, но и уметь рассчитать узлы, детали и разработать конструкции этих машин.

Конструктор является творцом новой техники, и от уровня его творческой работы зависят темпы научно-технического прогресса. Успех при создании новой техники определяется тем, что заложено на чертеже конструктора.

В этой связи следует отметить особую роль курсового проектирования по учебной дисциплине «Прикладная механика» в приобщении студентов к деятельности инженеров и исследователей, в понимании значения общетеоретических и общеинженерных дисциплин.

Основной целью курсового проектирования является формирование у будущих специалистов профессиональных знаний, умений и практических навыков для профессиональной деятельности по проектированию и эксплуатации техники в АПК.

В ходе курсового проектирования ставится задача приобретения студентами инженерных навыков по расчету и рациональному конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин, на основе ранее полученных теоретических знаний по общеинженерным дисциплинам и разделам дисциплины «Прикладная механика».

В качестве объектов курсового проектирования предлагаются приводы различных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения (например, ленточных транспортеров, цепных конвейеров и др.), использующие одноступенчатый редуктор, открытую передачу и большинство деталей и узлов общего назначения. В ходе курсового проектирования предлагается спроектировать приводную станцию к машине сельскохозяйственного назначения с учетом условий ее использования.

Тематика курсового проектирования:

- проектирование приводной станции к кормораздатчику, предназначенному для раздачи кормов;
- проектирование приводной станции к скреперному транспортеру, предназначенному для удаления навоза из свинарника;
- проектирование приводной станции к горизонтальному винтовому транспортеру (шнеку), предназначенному для перемещения зерна, сенной муки;
- проектирование приводной станции к скиповому подъемнику, предназначенному для подъема с/х грузов;
- проектирование приводной станции к горизонтальному ленточному транспортеру для перемещения навалочных с/х материалов;

- проектирование приводной станции к роликовому конвейеру, предназначенному для перемещения ящиков с фруктами;
- проектирование приводной станции к горизонтальному шнековому смесителю-дробильщику зерновых компонентов;
- проектирование приводной станции к вертикальному ковшовому элеватору, предназначенному для перемещения с/х грузов;
- проектирование приводной станции к передвижному вибратору для снятия фруктов путем встряхивания плодовых культур на карликовых подвоях;
- проектирование приводной станции к люлечному элеватору, предназначенному для поднятия с/х грузов.

Примеры заданий на проектирование привода представлены в приложении А.

2 Структура и содержание курсового проекта

2.1 Содержание и объем курсового проекта

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка включает: титульный лист, задание на проектирование, ведомость проекта, реферат, оглавление, введение, описание конструкции привода, выбора электродвигателя и кинематический и силовой расчеты привода, расчет открытых передач (ременной, цепной или зубчатой), расчет зубчатых передач, расчет элементов корпуса редуктора, разработку эскизной компоновки редуктора в масштабе М 1:1, расчет валов, подбор и расчет подшипников, выбор смазки редуктора, выбор муфт и их проверочный расчет, расчет шпоночных соединений, обоснование выбранных показателей шероховатости поверхностей, посадок для соединений, показателей точности изготовления деталей, описание процесса сборки, разборки и регулировки редуктора, заключение, список использованной литературы.

Пояснительная записка в объеме 35...40 листов со спецификациями оформляется по требованиям ГОСТ для текстовых документов.

Объем графической части курсового проекта – 1 лист формата А1 общего вида приводной станции и сборочного чертежа редуктора в двух проекциях в масштабе М 1:1; чертежи 2-х сопряженных деталей в требуемом масштабе; спецификации на сборочные чертежи.

2.2 Требования к оформлению курсового проекта

2.2.1 Структура пояснительной записки и оформление ее разделов

Курсовой проект, выполняемый студентом, представляет собой совокупность конструкторских документов: текстовых и графических. К текстовым документам относится пояснительная записка проекта (ПЗ).

Правила и порядок разработки, оформления и обращения конструкторских документов установлены комплексом стандартов единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Перечень и оформление конструкторских документов в курсовом проектировании полностью соответствует требованиям ЕСКД и адаптирован к требованиям учебного процесса. Общие требования к организации проектирования и правила оформления курсовых проектов в БГАТУ представлены в учебно-методическом пособии [1].

Пояснительная записка состоит из следующих элементов (приведены в порядке их расположения в записке): титульного листа; задания на проектирование; ведомости комплекта проектной документации; реферата; содержания; текста основной части пояснительной записки с иллюстративными материалами и таблицами; списка использованных источников и приложения к проекту.

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки. Выполняется чертежным шрифтом вручную или машинописным способом на компьютере. Рамка, основная надпись и номер страницы на титульном листе записки не проставляются.

Задание на проектирование оформляется на бланках установленной формы и выдается студенту в начале проектирования. В задании указаны номер задания, название и схема приводимой машины, вариант данных, кинематическая схема приводной станции, содержание пояснительной записки, перечень графических материалов, календарный график работы над проектом. Задание оформляет руководитель курсового проекта. В конце задания должны быть проставлены подписи студента, принявшего задание, и руководителя с указанием даты подписания.

Ведомость курсового проекта (перечень разработанной документации проекта) составляют по форме 8 ГОСТ 2.106–96 (рисунок 2.1).

В ведомости курсового проекта записываются все конструкторские документы, разработанные при проектировании. В графе «Формат» указывают формат листа, на котором выполнен указанный документ. В графе «Обозначение» указывают шифр (обозначение) документа. В графе «Наименование» указывают наименование документа в соответствии с его основной надписью. В графе «Кол. листов» указывают количество листов, на которых выполнен данный документ. Основная надпись заглавного листа ведомости должна соответствовать ГОСТ 2.104–2006 (рисунки 3.4 и 3.5). Заполненную ведомость располагают в пояснительной записке после задания на проектирование (перед рефератом). При этом номер страницы ведомости проекта в сквозной нумерации страниц ПЗ не проставляется, но учитывается при определении порядкового номера листа записки.

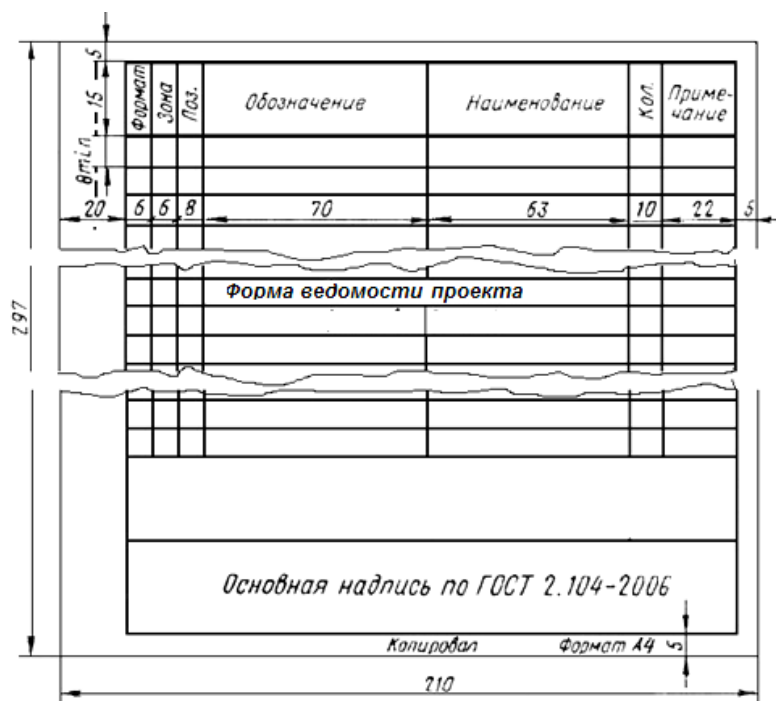


Рисунок 2.1 – Заглавный лист (форма 8) ведомости проекта

Реферат – краткая характеристика выполненного курсового проекта. Реферат составляется в соответствии с ГОСТ 7.90–2007 «Реферат и аннотация». Пишется на стандартном листе формата А4. Лист оформляется рамкой без основной надписи. Номер листа на реферате не проставляется. Заголовок «Реферат» пишется на отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы.

Реферат начинается с указания объема проекта, количества рисунков и таблиц, количества использованных литературных источников.

Затем располагают ключевые слова и основное содержание материала, которое должно отражать цель проекта, методы разработки, полученные результаты, возможность внедрения, основные показатели.

Объем реферата не должен превышать одну страницу.

Содержание пояснительной записки предназначено для облегчения поиска необходимых материалов в записке. Оно располагается за рефератом с новой страницы и, при необходимости, продолжается на последующих листах с включением всего перечня заголовков разделов и подразделов записки.

Содержание начинает текстовую часть записки. Первый лист содержания должен иметь на поле рамки основную надпись по форме для первого листа текстовых материалов (ГОСТ 2.104–2006). Последующие листы содержания и текста записки оформляются основной надписью по форме для последующих листов текстовых материалов. Проставлять номера страниц записки начинают с листа содержания, считая за первую страницу титульный лист.

Назначение **введения** – оценка современного состояния решаемой инженерной задачи и обоснование необходимости выполнения расчетов.

Слово «Введение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы.

Текст **основной части** пояснительной записки при необходимости разделяют на разделы и подразделы. Номенклатура разделов и подразделов и последовательность изложения их определяется заданием на курсовое проектирование.

Каждый раздел основной части необходимо начинать с нового листа.

Разделам присваивают порядковые номера, которые обозначают арабскими цифрами без точки и записывают с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной буквой.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и номера подраздела, разделенные точкой. В конце подраздела точка не ставится. Название подраздела пишется с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной буквой.

Заключение является обязательным разделом пояснительной записки и должно содержать оценку результатов проведенной работы.

В заключении оценивается степень выполнения поставленных при курсовом проектировании целей и задач, которые были сформулированы ранее во введении.

Приводятся основные результаты проектирования, ход которого рассмотрен в основной части записки и представлен в графической части.

Дается оценка степени соответствия принятых технических решений современному уровню техники в области сельского хозяйства и указывается на возможность применения спроектированного привода в АПК.

Раздел «Заключение» необходимо начинать с нового листа. Слово «Заключение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы полужирным шрифтом. Нумеровать этот раздел не требуется. Объем раздела не должен превышать одного листа.

При использовании в курсовом проекте данных из литературных источников обязательны библиографические ссылки на источники информации. После упоминания литературного источника или приведения цитаты в квадратных скобках проставляют номер, под которым это произведение будет значиться в списке использованных источников, а при цитировании – также номер страницы, с которой взята цитата (например, [17] или [19, с. 67]). Нумерация источников в тексте записки должна быть сквозной и следовать в порядке их упоминания в тексте.

В разделе «Список использованных источников» библиографические записи оформляются согласно ГОСТ 7.1–2003 в порядке их упоминания в тексте основной части. Сведения о книгах в списке литературы должны включать: фамилию и инициалы автора, наименование книги, место издания (город), издательство, год издания, количество страниц. При ссылке на электронный ресурс удаленного доступа ссылка строится в следующей последовательности: фамилия и инициалы автора (при наличии), наименование источника, общее обозначение информационного ресурса (например, «Электронный ресурс»). Затем указываем URL (адрес страницы в Интернете) и в скобках – дату обращения. Вместо URL можно написать «Режим доступа». Раздел «Список использованных источников» необходимо начинать с нового листа. Название раздела пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы полужирным шрифтом. Нумеровать этот раздел не требуется.

Пример пояснительной записки представлен в приложении Б.

2.2.2 Оформление листов пояснительной записки

Пояснительная записка представляет собой текстовый конструкторский документ и выполняется согласно требований ЕСКД по ГОСТ 2.106–96 на отдельных листах бумаги А4 с рамкой слева 20 мм, а с остальных трех сторон – по 5 мм (рисунки 2.2 и 2.3).

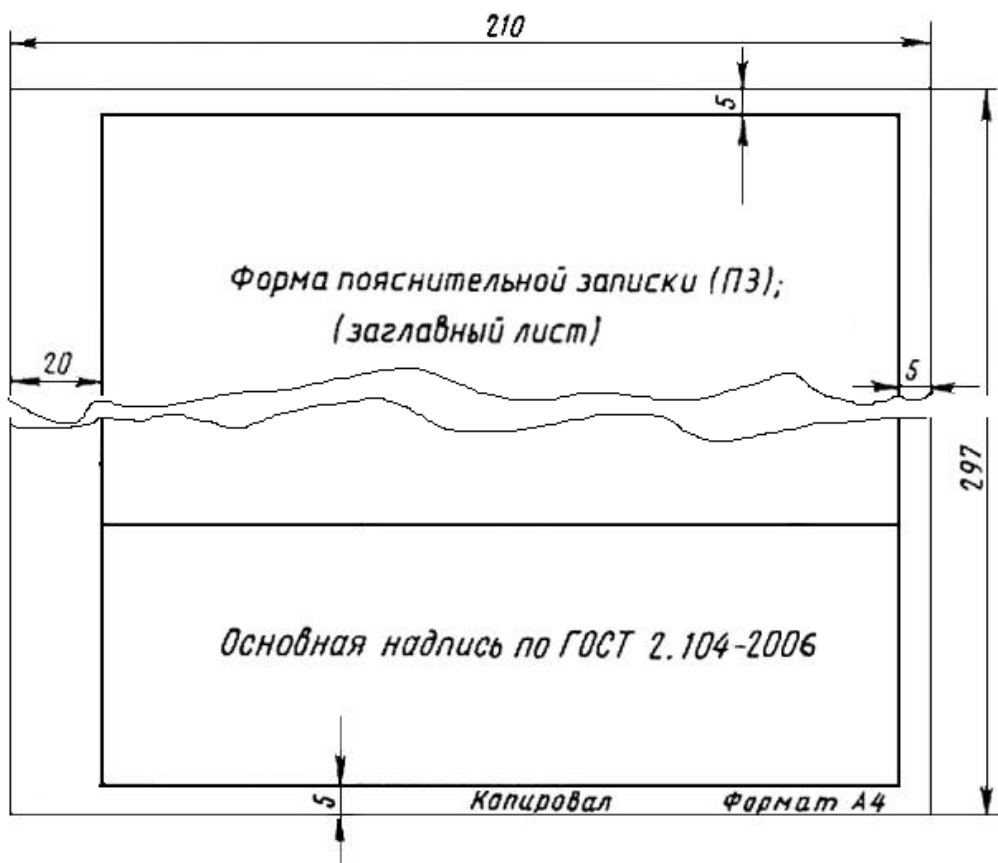


Рисунок 2.2 – Заглавный лист (форма 9) пояснительной записки

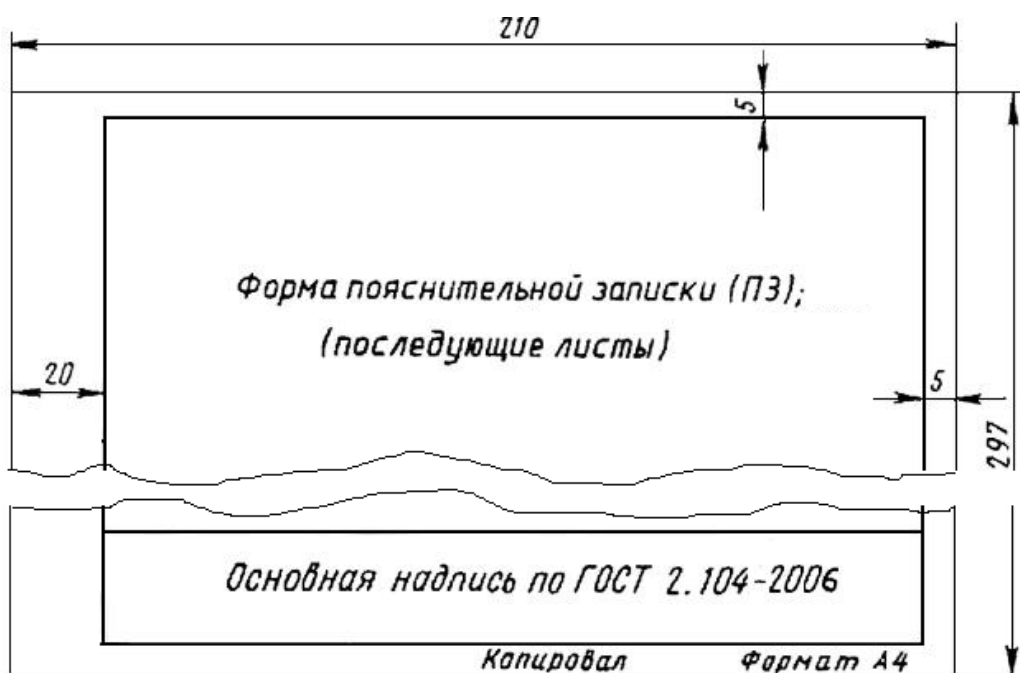


Рисунок 2.3 – Последующий лист (форма 9а) пояснительной записки

На первом листе текстовой части записки (начало раздела «Содержание») основную надпись по форме 2 ГОСТ 2.104–68 (рисунок 2.4), на последующих листах – по форме того же стандарта (рисунок 2.5).

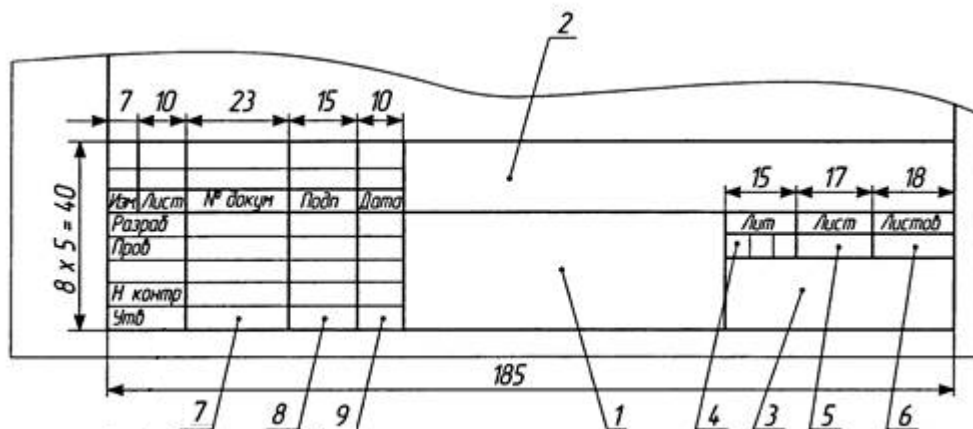


Рисунок 2.4 – Основная надпись (форма 2) на первом листе текстовых документов и спецификации

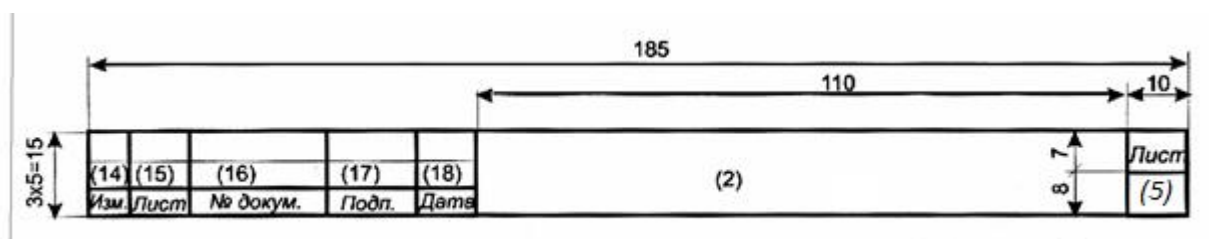


Рисунок 2.5 – Основная надпись (форма 2а) на последующих листах текстовых, графических документов и спецификаций

В графах основной надписи текстовых документов указывают:

- в графе 1 – название документа (пояснительная записка);
- в графе 2 – обозначение документа (шифр записки);
- в графе 3 – сокращенное название вуза (БГАТУ) и номер учебной группы;
- в графе 4 – литеру документа (в учебных проектах – У);
- в графе 5 – порядковый номер листа записки (отсчет начинается с титульного листа);
- в графе 6 – общее количество листов записки;
- в графах 7, 8, 9 – фамилии, подписи и даты подписания проекта разработчиком проекта и проверяющим проект.

Текст записки набирается в текстовом редакторе Word шрифтом Times New Roman размером 14 pt (пунктов) с полуторным интервалом, выравнивание по ширине, абзацный отступ – 12,5 мм. Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation или MathType.

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами или общепринятыми в учебной литературе. Обозначения и единицы измерения физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417–2002 и Международной системе единиц

(СИ). Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Пример. Окружную скорость V , м/с вычисляют по формуле

$$V = \frac{w_1 d_1}{2 \times 1000}, \quad (2.1)$$

где w_1 – угловая скорость шестерни, рад/с;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

1000 – числовой коэффициент для выражения диаметра шестерни в метрах.

Формулы должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках.

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, которые разделены точкой.

Согласно ГОСТ 2.105–95 таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Название таблицы (при его наличии) должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Название следует помещать над таблицей.

При переносе части таблицы на ту же или другие страницы название помещают только над первой частью таблицы.

Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц в соответствии с рисунком 2.6.

Таблицы, за исключением таблиц приложений к проекту, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенные точкой. Например, «Таблица 1.1».

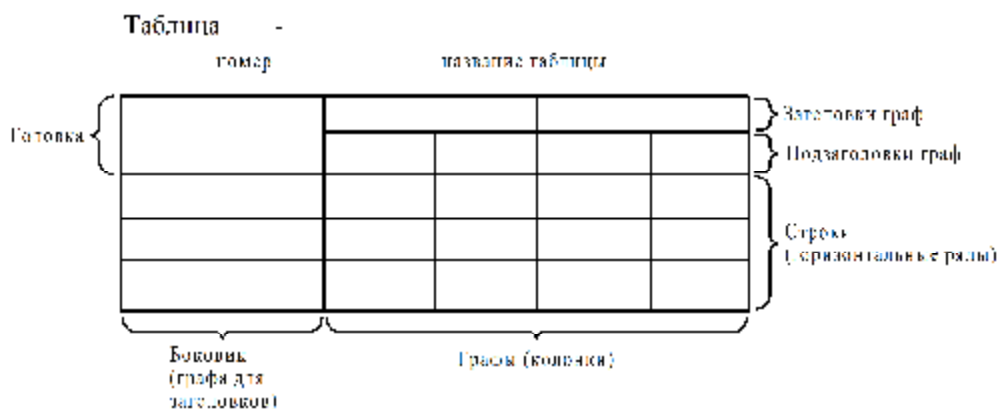


Рисунок 2.6 – Построение таблицы

Оформление иллюстраций производится согласно ГОСТ 2.105–95. Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации располагаются по тексту документа (возможно ближе к соответствующим частям текста). При вычерчивании кинематических схем следует применять условные обозначения согласно ГОСТ 2770–68.

2.2.3 Оформление листов спецификаций

Спецификация – текстовой документ с перечислением состава сборочной единицы. Спецификацию составляют на каждую сборочную единицу. Применительно к приводу спецификации разрабатываются на приводную станцию и на редуктор.

Выполняют на отдельных листах формата А4 по ГОСТ 2.106–96. При большом числе составных частей изделия спецификацию располагают на нескольких листах (заглавном и последующим), в нижней части каждого из которых должна быть основная надпись. Первый лист содержит основную надпись, выполненную по форме 2 (рисунок 2.4), последующие – по форме 2а (рисунок 2.5).

Спецификация содержит семь граф, представленных на рисунке 2.7.

Содержание основных граф:

«Поз.» – порядковый номер составной части изделия;

«Обозначение» – шифр чертежа составной части изделия (в разделе «Стандартные изделия» графу не заполняют);

«Наименование» – наименование изделия (для стандартных изделий указывают наименование и условное обозначение по стандарту, например, «Болт М12´ 40 ГОСТ 7798–70»);

«Кол.» – количество составных частей на специфицируемое изделие.

Вносимые в спецификацию сведения о документации, сборочных единицах и деталях оформляют в виде разделов с заголовками.

Заголовки пишут в графе «Наименование», оставляя по одной свободной строчке сверху и снизу.

Содержание разделов и последовательность записей внутри каждого из них представлены ниже.

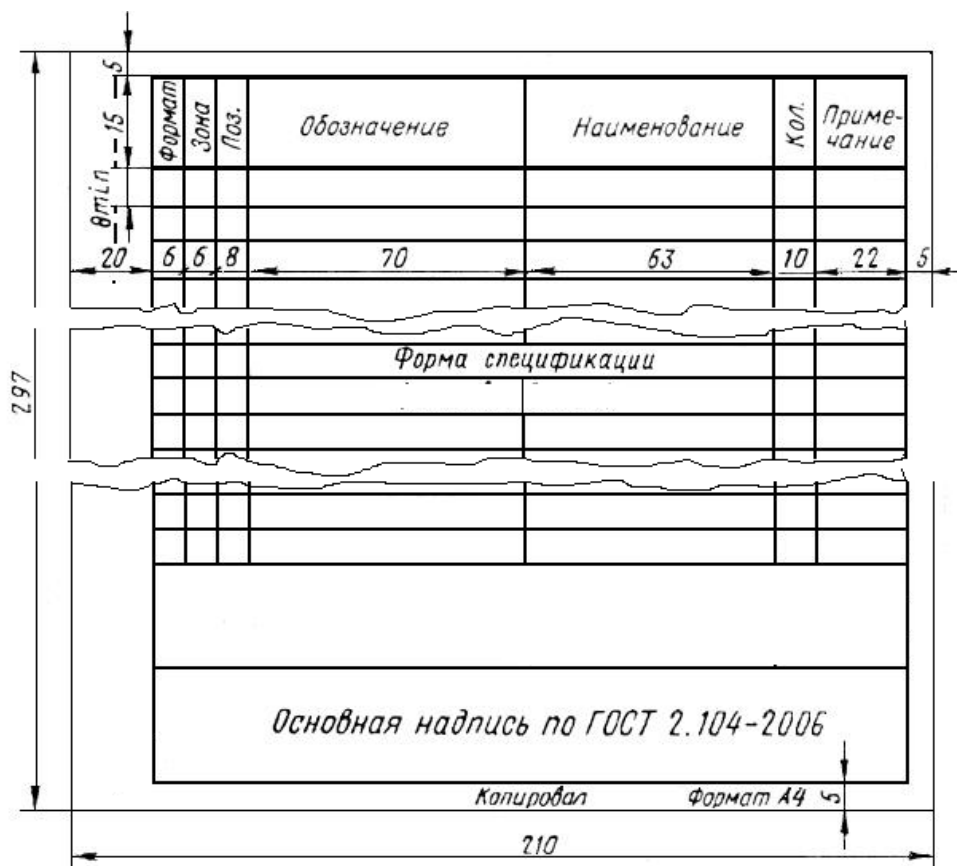


Рисунок 2.7 – Заглавный лист и последующие листы спецификаций

Документация. В разделе записывают основной комплект конструкторских документов специфицируемого изделия, например: чертеж общего вида или сборочный чертеж.

Сборочные единицы. В раздел включают сборочные единицы, входящие в специфицируемое изделие, например: редуктор в сборе в составе приводной станции.

Детали. В разделе записывают детали, входящие непосредственно в специфицируемое изделие, на которые выполнены чертежи.

Внутри разделов «Сборочные единицы» и «Детали» записи производят в порядке возрастания позиций.

Стандартные изделия. В раздел вносят изделия, применяемые по следующим категориям стандартов: межгосударственным, республиканским и стандартам предприятий. Применительно к приводу относят покупные стандартные изделия – электродвигатель, клиновые ремни в составе ременной передачи или цепь в составе цепной передачи, крепежные изделия.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по функциональному назначению, например, крепежные изделия, подшипники, и т. п. В пределах каждой группы – в алфавитном порядке

наименования изделий, например: болт, винт, гайка, шпилька и т. п.; в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов.

Пример спецификаций для привода представлен в приложении Б.

2.2.4 Оформление графической части курсового проекта

Графическую часть (чертежи) выполняют на чертежной бумаге с соблюдением требований стандартов ЕСКД. Общие правила оформления графической части курсовых проектов в БГАТУ представлены в учебно-методическом пособии [1].

Каждый чертеж оформляют на листах стандартного формата (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Обозначения и размеры чертежных листов по ГОСТ 2.301–68

Обозначение формата	Минимальные размеры чертежных листов, мм	Размеры сторон форматов, мм
A0	857´ 1205	841´ 1189
A1	610´ 857	594´ 841
A2	436´ 610	420´ 594
A3	313´ 436	297´ 420
A4	226´ 313	210´ 297

Формат листа определяется размерами внешней рамки. Рамка поля чертежа проходит на расстоянии 20 мм от левой кромки стандартного листа и на расстоянии 5 мм от всех других кромок (рисунок 2.8).

Каждый чертеж должен иметь основную надпись по обрамляющей линии в правом нижнем углу поля чертежа для формата А4, по короткой стороне, а для остальных форматов – по длинной стороне. В обоснованных случаях для форматов не более А1 допускается вертикальное расположение чертежа с основной надписью по короткой стороне (рисунок 2.9).

Если все необходимые изображения не размещаются на одном листе, то допускается выполнять чертеж на двух листах.

Главный вид изделия вычерчивается на первом листе с основной надписью по форме 1 ГОСТ 2.104–2006, а на всех последующих листах – по форме 2а для текстовых и графических документов.

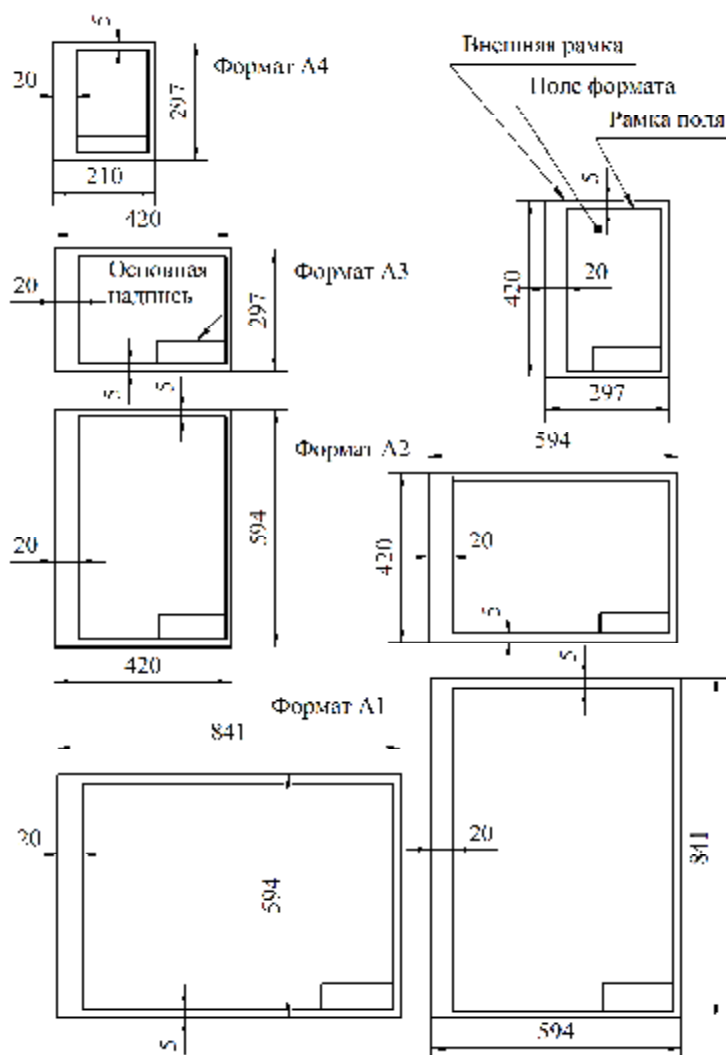


Рисунок 2.8 – Форматы листов конструкторской документации

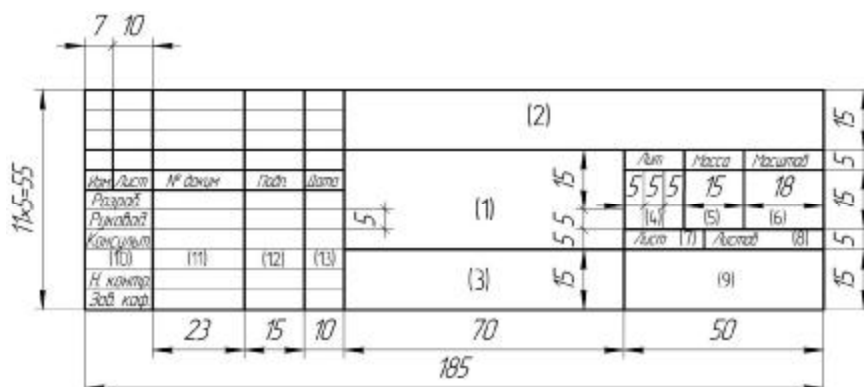


Рисунок 2.9 – Основная надпись (форма 2) на первом листе графических документов

В графах основной надписи (на рисунке указаны номера граф в скобках) приводят по ГОСТ 2.104–2006:

- 1 – наименование документа (например, «Чертеж общего вида»);
- 2 – обозначение документа (шифр);
- 3 – обозначение материала по соответствующему стандарту;
- 4 – литера документа (в учебных проектах У);

- 5 – масса изделия в кг (без указания единицы измерения);
- 6 – масштаб;
- 7 – порядковый номер листа (для одного листа графа не заполняется);
- 8 – общее количество листов документа;
- 9 – наименование организации, выпускающей документ (БГАТУ);
- 10 – характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ;
- 11 – фамилии лиц, подписывающих документ;
- 12 – подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;
- 13 – дата подписания документа.

Число изображений (видов, разрезов и сечений) на чертежах должно быть минимальным, но обеспечивающим полное представление об устройстве изделия, взаимодействии его составных частей, сборке и регулировании. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

Изображения изделий следует рационально размещать на рабочем поле чертежного листа в масштабе, обеспечивающем четкое представление формы, устройства и конструкции изделия.

Предпочтителен масштаб М1:1. Небольшие изделия сложной формы изображают в масштабах увеличения, крупные изделия – в масштабах уменьшения, указанных ниже:

- масштабы уменьшения – 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10;
- масштабы увеличения – 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1.

Если на чертеже имеются изображения, выполненные в отличном от указанного в основной надписи масштабе, то такой масштаб помещают непосредственно над изображением и записывают в поле чертежа рядом с изображением, например, М 2:1; А-А.

Первый лист графической части относится к общему виду привода и согласно ГОСТ 2.102 является **чертежом общего вида**.

Общий вид вычерчивается в двух проекциях. На поле чертежа указываются основные присоединительные номинальные размеры с указанием посадок (для соединений, собираемых при сборке привода), габаритные и привязочные размеры. Приводится техническая характеристика привода. На каждую сборочную единицу привода на листе дается сноска и указывается номер позиции по спецификации на привод на полках линий-сносок.

К габаритным размерам относят наибольшие по ширине, длине и высоте размеры привода, необходимые для определения размеров тары под привод в сборе, для определения места под установку привода при его монтаже. Установочные и присоединительные размеры – размеры, необходимые для установки

привода на месте монтажа, а также определения размеров и места положения элементов, которые присоединяются к данному изделию. Для приводной станции к установочным размерам относят размеры опорных элементов рамы станции, диаметры отверстий в раме под фундаментные болты и размеры, определяющие размещение этих отверстий на раме. К присоединительным размерам относят размеры участков валов редуктора, на которые устанавливаются муфты, шкивы и звездочки при сборке станции и при ее подсоединении к приводимой машине.

Техническую характеристику изделия: передаточное число, частоту вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на нем размещают на свободном поле чертежа над основной надписью под заголовком «Техническая характеристика».

Номера позиций составных частей привода наносят вне контура изображения, параллельно основной надписи. Проставляют в возрастающем порядке по часовой стрелке в порядке следования обозначений составных частей в спецификации.

На втором листе графической части приводится чертеж разработанного редуктора, который согласно ГОСТ 2.102 является **сборочным чертежом** изделия.

Сборочный чертеж представляет собой графический документ, содержащий изображение редуктора как сборочной единицы для станции и все данные, достаточные для уяснения конструкции редуктора, контроля присоединительных размеров составляющих редуктор сборочных единиц и сборки редуктора. Сборочный чертеж редуктора вычерчивается в двух проекциях. На поле чертежа указываются основные присоединительные номинальные размеры с указанием посадок (для соединений, собираемых при сборке редуктора), габаритные и присоединительные размеры. Приводится техническая характеристика привода. На каждую сборочную единицу редуктора на листе дается сноска и указывается номер позиции по спецификации на редуктор на полках линий-сносок.

К габаритным размерам относят наибольшие по ширине, длине и высоте размеры редуктора, необходимые для определения размеров тары под редуктор в сборе как самостоятельного изделия, для определения места под установку редуктора при его монтаже. Установочные и присоединительные размеры – размеры элементов, которые нужно обеспечить для установки редуктора на месте монтажа при сборке станции, а также определения размеров и места положения элементов, которые присоединяются к валам редуктора. Для приводной станции к установочным размерам относят размеры опорных лап редуктора, диаметры отверстий в лапах под болты крепления редуктора к раме и размеры, определяющие размещение этих отверстий на лапах.

К присоединительным размерам относят размеры участков валов редуктора, на которые устанавливаются муфты, шкивы и звездочки при сборке станции и при ее подсоединении к приводимой машине.

По ГОСТ 2.109–73 в сборочный чертеж редуктора следует включать данные о взаимодействии его частей, например, межосевые расстояния передач.

Техническую характеристику изделия: передаточное число, частоту вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на нем размещают на свободном поле чертежа над основной надписью под заголовком «Техническая характеристика».

Номера позиций составных частей редуктора наносят вне контура изображения, параллельно основной надписи. Проставляют в возрастающем порядке по часовой стрелке в порядке следования обозначений составных частей в спецификации.

В соответствии с заданием на курсовое проектирование должны быть разработаны чертежи трех деталей.

Чертеж детали – графический документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для изготовления и контроля размеров детали.

Характер и число изображений на чертеже каждой детали должны полностью определять форму и размеры изображаемой детали. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

На чертеже деталь принято изображать с теми размерами, обозначениями шероховатости и другими параметрами, которые она должна иметь перед сборкой. На нем не допускается помещать технологические указания. Исключение составляют указания о выборе вида заготовки (отливка, поковка и т. д.), а также указания о применении определенных способов обработки для тех случаев, когда они предусматриваются как единственные, гарантирующие требуемое качество детали, например: указание о закалке ТВЧ и полировке участка вала, по которому уплотнение обеспечивается манжетным уплотнением.

Примеры оформления графической части проекта привода представлены в приложении Б.

2.2.5 Обозначение конструкторской документации

Каждому изделию в соответствии с ГОСТ 2.101–68 должно быть присвоено обозначение, которое является одновременно обозначением его основного конструкторского документа: пояснительной записки, чертежа сборочной единицы, детали, спецификации.

Структура обозначений конструкторского документа:

$$X_1X_2.X_3X_4.X_5X_6X_7.X_8X_9.X_{10}X_{11}X_{12} X_{13}X_{14}$$

где X_1X_2 – индекс проекта (02 – для курсового проекта);

X_3X_4 – индекс кафедры (48 – для кафедры ММ и ДМ);

$X_5X_6X_7$ – регистрационный номер задания на курсовое проектирования в журнале регистрации выдачи заданий на курсовой проект на кафедре ММ и ДМ;

X_8X_9 – шифры сборочных единиц (для пояснительной записки – 00);

$X_{10}X_{11}X_{12}$ – шифры деталей (для пояснительной записки – 000);

$X_{13}X_{14}$ – условное обозначение вида документа.

Вид конструкторского документа обозначается следующим образом:

ПЗ – пояснительная записка;

ПД – ведомость проектной документации;

ВО – чертеж общего вида;

СБ – сборочный чертеж.

2.2.6 Складывание чертежей

Выполненный курсовой проект, включающий перечисленные конструкторские документы, хранится в архиве кафедры установленное время. Проект должен быть подготовлен студентом к хранению определенным образом. К пояснительной записке добавлены спецификации и чертежи, сложенные согласно требованиям ГОСТ 2.105–88. Все материалы должны быть сброшюрованы в одну папку.

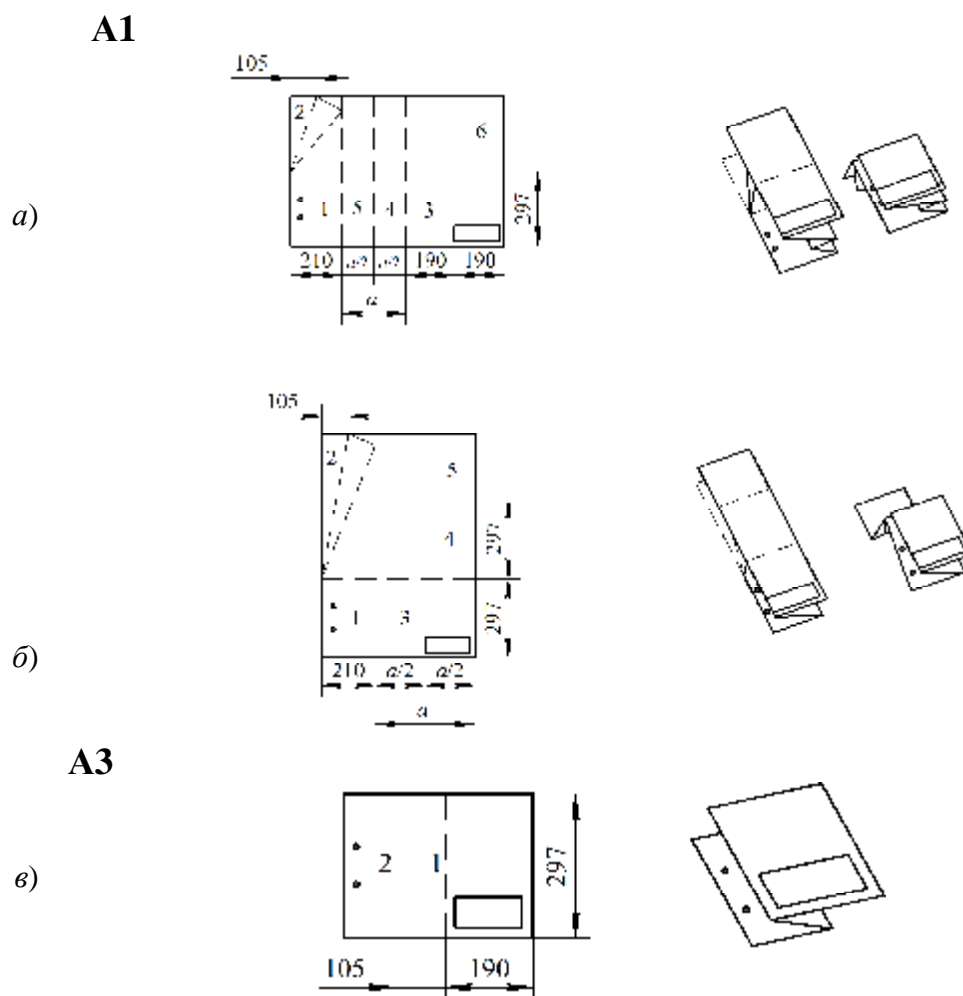


Рисунок 2.10 – Складывание листов для брошюрования: формата А1 с горизонтальной (*a*) и вертикальной (*б*) ориентацией листа; формата А3 с горизонтальной ориентацией листа (*в*)

Чертежи эскизной компоновки редуктора, чертеж общего вида приводной станции, сборочный чертеж редуктора и чертежи деталей следует складывать сначала вдоль линий, перпендикулярных основной надписи, а затем вдоль линий, параллельных ей, в последовательности, указанной цифрами на линиях сгибов (рисунок 2.10).

Листы складывают изображением наружу («налицо») так, чтобы основная надпись оказалась на верхней лицевой стороне сложенного листа в его правом нижнем углу. Отверстия для брошюровки пробивают с левой стороны листа.

Листы в сложенном виде должны быть формата А4 (210´ 297).

3 Методические рекомендации по выполнению курсового проекта

3.1 Общие принципы проектирования и их реализация при курсовом проектировании

Основные требования к технической документации даны в пособии [1], теоретические положения раздела «Расчет и конструирование деталей машин» учебной дисциплины «Прикладная механика» изложены в литературе [2–6], методика расчета с примерами расчета – в [7–10]. Вопросы проектирования деталей машин рассмотрены в [7, 8, 11], примеры сборочных и рабочих чертежей – в [11–13], справочные материалы – в [14–17]. Рекомендации по выполнению чертежей деталей и рекомендации по рациональной простановке размеров, назначению требований к геометрической точности деталей даны в [16].

Профессиональные знания, умения и практические навыки для профессиональной деятельности по проектированию машин формируются у будущих специалистов в ходе выполнения курсового проекта и оформления совокупности конструкторских документов, достаточных для уяснения устройства разрабатываемого изделия, изготовления ненормализованных деталей и оформления заявки на приобретения стандартных изделий.

Технические задания на курсовое проектирование составлены так, чтобы студент мог освоить основы проектирования наибольшего числа деталей и узлов общемашиностроительного применения: механических передач, валов, подшипников, муфт и т. д. Этому в наибольшей степени соответствуют приводы, включающие одноступенчатый редуктор и открытую передачу. Пример задания на курсовое проектирование представлен в приложении А.

С целью большей систематизации сведений по разработке курсового проекта, создания условий для активизации самостоятельной работы студентов, развития их творческих сил и способностей в приложении Б представлен пример курсового проекта по прикладной механике.

В этом примере рассмотрены все этапы расчета и проектирования привода. С целью максимального обучающего эффекта в предлагаемом примере в тексте записки курсового проекта даются дополнительные пояснения и комментарии, способствующие уяснению сути рассматриваемого вопроса. С целью развития умения обучающегося пользоваться специальной литературой в предложенном примере курсового проекта даются ссылки на использованную при проектировании литературу и одновременно даются ссылки на соответствующий справочный материал в имеющихся приложениях настоящего пособия.

Проектирование машин и их деталей является особым видом инженерного искусства. Для правильного проектирования машин недостаточно знания только теории. Необходимо знание существующих конструкций и умение в них критически разбираться, знание условий работы проектируемой машины, технологии изготовления деталей, требуется умение конкретно воплощать свои идеи в виде технической документации.

Рационально спроектированная и правильно построенная машина должна быть прочной, долговечной, возможно, дешевой и экономичной в работе, безопасной для обслуживающих ее лиц и отличаться хорошим дизайном. Этим основным требованиям должна удовлетворять не только каждая машина в целом, но и каждая ее деталь.

Стоимость машины определяется стоимостью материала, изготовления и обработки отдельных ее деталей, а также массой машины, т. е. экономией машиностроительных материалов.

Габариты и масса машины в значительной степени определяются ее кинематической схемой и компоновкой ее узлов и деталей. Компоновка узлов и деталей машин должна быть такой, чтобы возможно полнее использовать рабочее пространство рам, станин и корпусов.

Для снижения стоимости машин большое значение имеет также замена дорогостоящих материалов (например, цветных металлов, легированных сталей) более дешевыми, когда это не вызывает ухудшение качества машин. Однако снижение стоимости машин может быть достигнуто и при использовании более прочных, хотя и более дорогих, материалов для изготовления основных деталей, от которых зависят размеры отдельных узлов и всей машины. Например, в редукторах применение высокопрочных сталей для изготовления зубчатых колес приводит к уменьшению размеров не только их, но и размеров корпуса редуктора, рамы машины и тем самым к снижению стоимости всего привода.

В процессе проектирования инженер решает целый ряд сложных и разнообразных задач. Он должен разработать механизм, способный выполнять заданные функции в течение заданного срока службы, учитывать требования экономики, технологии, эксплуатации, транспортировки, техники безопасности и др. Для того чтобы удовлетворять этим требованиям, конструктор должен уметь выполнять кинематические, силовые, прочностные и другие расчеты и, в целом, эффективно использовать опыт по разработке приводов, накопленный другими разработчиками.

Многие технические решения применяют на основе опыта анализа результатов проектирования подобных устройств. В связи с многообразием решаемых задач и ограниченным опытом проектирования у студентов процесс проектирования привода наиболее рационально рассматривать на примере разработки типовой конструкции привода.

Применительно к конструированию редукторов в рамках курсового проектирования целесообразно изучить типовые конструкции приводов и редукторов, представленные в приложении В и уяснить конструкцию проектируемого привода.

Для удешевления машины при повышении ее качества огромное значение имеет применение стандартных деталей и узлов. Большое значение имеет унификация значений технических параметров, и в частности, номинальных размеров проектируемого объекта на основе применения ряда нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот, глубин) по ГОСТ 6636–69 и нормальных углов по ГОСТ 8908–81. Применение этих рядов позволяет унифицировать посадочные размеры деталей (как следствие, например, в серийном производстве сокращается количество типоразмеров деталей, необходимых для комплектации разных изделий), использовать типовой сортамент и заготовки (листы, трубы, круги, проволока и т. д.), использовать типовой и доступный инструмент (сверла, фрезы и т. д.). Рекомендации по использованию нормальных линейных размеров не распространяется на случаи применения стандартных величин размеров (например, модуль зацепления, диаметр резьбы), на случаи применения стандартных деталей и сопряженных с ними размеров (например, посадочные диаметральные размеры стандартных подшипников качения), при назначении значений размеров, являющихся результатом оптимизационных расчетов (например, значений делительного диаметра зубчатых колес). Основные рекомендации по применению норм взаимозаменяемости, при назначении номинальных размеров проектируемых деталей представлены в приложении Г.

Разработанные в курсовом проекте текстовые материалы и графическая часть являются технической документацией и должны удовлетворять требованиям ЕСКД – комплексу государственных стандартов, устанавливающих взаимосвязанные правила требований и норм разработки, оформления конструкторской документации. Правила оформления записки курсового проекта и графических материалов рассматриваются в разделе 2 настоящего пособия.

При проектировании привода разработчик проекта вынужден обращаться к большому количеству нормативных и справочных материалов. Рекомендуемые к использованию при курсовом проектировании справочные данные представлены в приложениях Г...Х.

4 Организация курсового проектирования

График выполнения курсового проекта (таблица 4.1) приведен с целью обеспечения поэтапного и своевременного выполнения студентами заданного объема работ.

Таблица 4.1 – График выполнения курсового проекта

Этапы	Недели учебного семестра																	Трудо- емкость этапа, %
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
1. Выдача задания	■																	–
2. Расчеты передач и элементов корпуса редуктора, компоновка редуктора		■	■	■														15
3. Разработка сборочного чертежа редуктора				■	■	■	■											30
4. Разработка общего вида привода								■	■	■	■	■						25
5. Разработка чертежей деталей привода												■	■					15
6. Оформление конструкторской документации													■	■	■			5
7. Подготовка к защите проекта																■		10
8. Защита проекта																	■	

Защита проводится с целью проверки уровня знаний об устройстве, работе привода, умения обосновать принятые размеры и решения технологии изготовления деталей, сборки и разборки редуктора.

Рекомендуемая литература для выполнения проекта

1. Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ) : учебно-методическое пособие / Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2015. – 136 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. – М. : Юрайт, 2017. – 408 с.
3. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие для студ. вузов, обучающихся по агроинженерным специальностям / М. Н. Ерохин [и др.]; под ред. М. Н. Ерохина. – М. : КолосС, 2004. – 462 с.
4. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки и специальностям / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Академия, 2004. – 496 с.
6. Основы конструирования деталей машин : пособие для студентов вузов группы специальностей 1406 «Агроинженерия» / БГАТУ, кафедра сопротивления материалов и деталей машин [сост. : В. А. Агейчик и др.]. – Минск, 2009. – 268 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2011. – 414 с.
8. Детали машин. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 384 с.
9. Детали машин. Практикум : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 156 с.
10. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович // БГАТУ, кафедра механики материалов и деталей машин. – Минск, 2014. – 372 с.
11. Курмаз, Л. В. Проектирование : справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 309 с.
12. Атлас конструкций деталей и узлов механических приводов : учебное пособие для студентов инженерно-технических и химико-технологических специальностей / А. Ф. Дулевич [и др.]. – Минск : БГТУ 2009. – 104 с.
13. Атлас конструкций узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов, обучающихся по машиностроительным направлениям и специальностям / Б. А. Байков [и др.] ; под ред. О. А. Ряховского, О. П. Ляликова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 400 с.

14. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / В. И. Ануриев. – 8-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.

15. Анухин, В. И. Допуски и посадки : учебное пособие / В. И. Анухин. – 5-е изд. – СПб. : Питер, 2012. — 256 с.

16. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин: пособие для студентов УВО по группе специальностей 74 06 Агроинженерия / БГАТУ, кафедра механики материалов и деталей машин [сост. : Н. Н. Романюк и др.]. – Минск, 2014. – 172 с.

17. Прикладная механика : методические рекомендации для выполнения курсового проекта / сост. : В. Н. Основин [и др.]. – [Электронный ресурс]. – БГАТУ, 2020. – Режим доступа: <https://moodle.bsatu.by/course/view.php?id=542>. – Дата доступа : 24.09.2021.

Приложение А (справочное)

Пример оформления задания на курсовой проект

Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет»
Факультет «Технический сервис в АПК»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
механики материалов и деталей машин
_____ В.Н. Еднач
«___» _____ 20__ г.

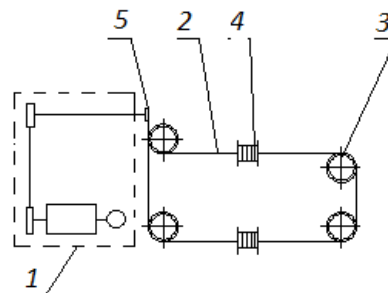
ЗАДАНИЕ № 1

на курсовое проектирование по дисциплине

«Прикладная механика»

Студенту _____ Иванову И.И. _____ 2 курса _____ 18 мо группы факультета «Технический сервис в АПК» (специальность 1-74 06 06 «Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса»).

1 Тема проекта: Проектирование привода к скреперному транспортеру, предназначенному для удаления навоза из свинарника (рисунок 1).



1 – приводная станция; 2 – тяговый трос; 3 – обводные ролики; 4 – скреперные тележки; 5 – ведущая звездочка

Рисунок 1 – Схема скреперного транспортера по типу ТС

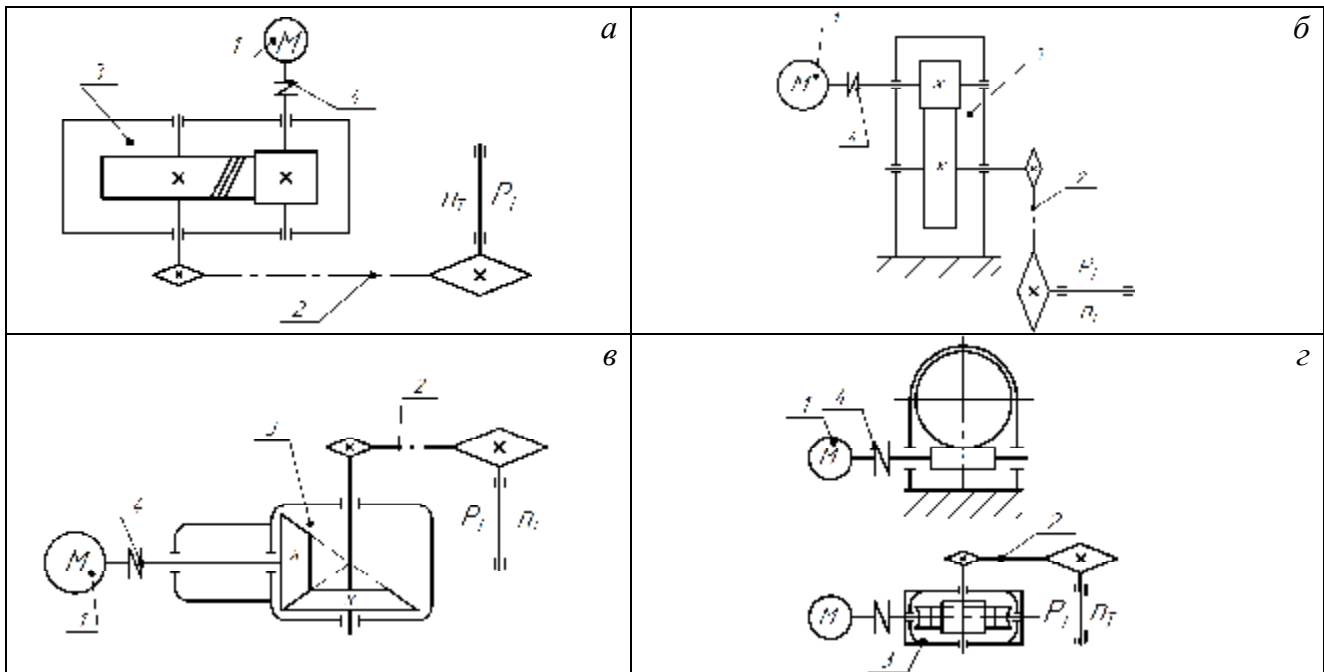
2 Срок сдачи студентом законченного курсового проекта: «18» декабря 2022 г.

3 Исходные данные к проекту: вариант 1 (таблица 1), схема а (рисунок 2).

Таблица 1 – Исходные данные

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_T , кВт	1,7	1,8	1,3	1,4	2,4	2,6	2,3	2,1	3,7	3,2
n_T , мин ⁻¹	110	105	95	130	85	115	120	115	125	100
θ , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \cdot 10^3$, час	4	4	4	4	2	2	2	2	6	6

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту; режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий; $L_h \cdot 10^3$, час – срок службы приводной станции.



1 – электродвигатель; 2 – передача с гибкой связью; 3 – редуктор; 4 – муфта

Рисунок 2 – Кинематические схемы приводных станций

4. Содержание пояснительной записки (перечень вопросов, которые подлежат разработке): Титульный лист. Задание на проектирование (оригинал). Ведомость проекта. Реферат. Содержание. Введение. 1 Описание конструкции приводимой машины и привода. 2 Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода. 3 Расчет передач гибкой связью (ременной или цепной). 4 Расчет зубчатых передач редуктора (цилиндрической, конической или червячной). 5. Эскизное проектирование привода. 6 Расчет валов редуктора на усталостную прочность. 7 Подбор и проверочный расчет подшипников. 8 Выбор и проверочный расчет муфты. 9 Расчет шпоночных соединений. 10 Подбор посадок и отклонений. 11 Выбор способа смазки и смазочных материалов передач и подшипников. 12 Тепловой расчет (для червячных редукторов). 13 Порядок сборки, разборки и регулировки редуктора. 14 Проектирование рамы привода. Заключение. Список использованных источников. Приложения.

5. Перечень графического материала (перечень обязательных чертежей):

- сборочный чертеж приводной станции в двух проекциях (М 1:1; М 1:2; М 1:2,5);
- сборочный чертеж редуктора в двух проекциях (М 1:1);
- чертежи двух сопряженных деталей (вал, зубчатое колесо, шкив, звездочка) (М 1:1).

6 Дата выдачи задания: «09» сентября 2022 г. **Регистрационный № 123**

7 Календарный график работы над проектом на весь период проектирования:

Раздел 1–4	к «26» октября 2022 г.	25 %
Раздел 5–8	к «16» ноября 2022 г.	15 %
Раздел 9–14	к «26» ноября 2022 г.	15 %
Сборочные чертежи	к «02» декабря 2022 г.	25 %
Оформление пояснительной записки и графического материала	к «11» декабря 2022 г.	20 %

Защита курсового проекта: с «14» декабря по «18» декабря 2022 г.

Руководитель _____
(подпись)

П. В. Клавсуть
(инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению _____

Приложение Б
(справочное)

Пример выполнения курсового проекта

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра механики материалов
и деталей машин

Пояснительная записка к курсовому проекту
по дисциплине «Прикладная механика»

на тему: «Проектирование привода к скреперному транспортеру, предназначен-
ному для удаления навоза из свинарника»

Шифр 02.48.021.00.000 ПЗ

Студент 3 курса 23 мо группы
_____ /И. И. Иванов/

Руководитель
_____ /П. В. Клавсутъ/

Минск, 2022

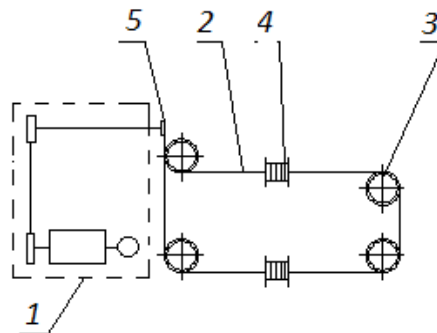
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет»
Факультет «Технический сервис в АПК»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
механики материалов и деталей машин
_____ В.Н. Еднач
«___» _____ 20 __ г.

ЗАДАНИЕ № 1
на курсовое проектирование по дисциплине
«Прикладная механика»

Студенту _____ Иванову И.И. _____ 3 курса 23 мо группы факультета «Технический сервис в АПК» (специальность 1-74 06 06 «Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса»).

1 Тема проекта: Проектирование привода к скреперному транспортеру, предназначенному для удаления навоза из свинарника (рисунок 1).



1 – приводная станция; 2 – тяговый трос; 3 – обводные ролики; 4 – скреперные тележки;
5 – ведущая звездочка

Рисунок 1 – Схема скреперного транспортера по типу ТС

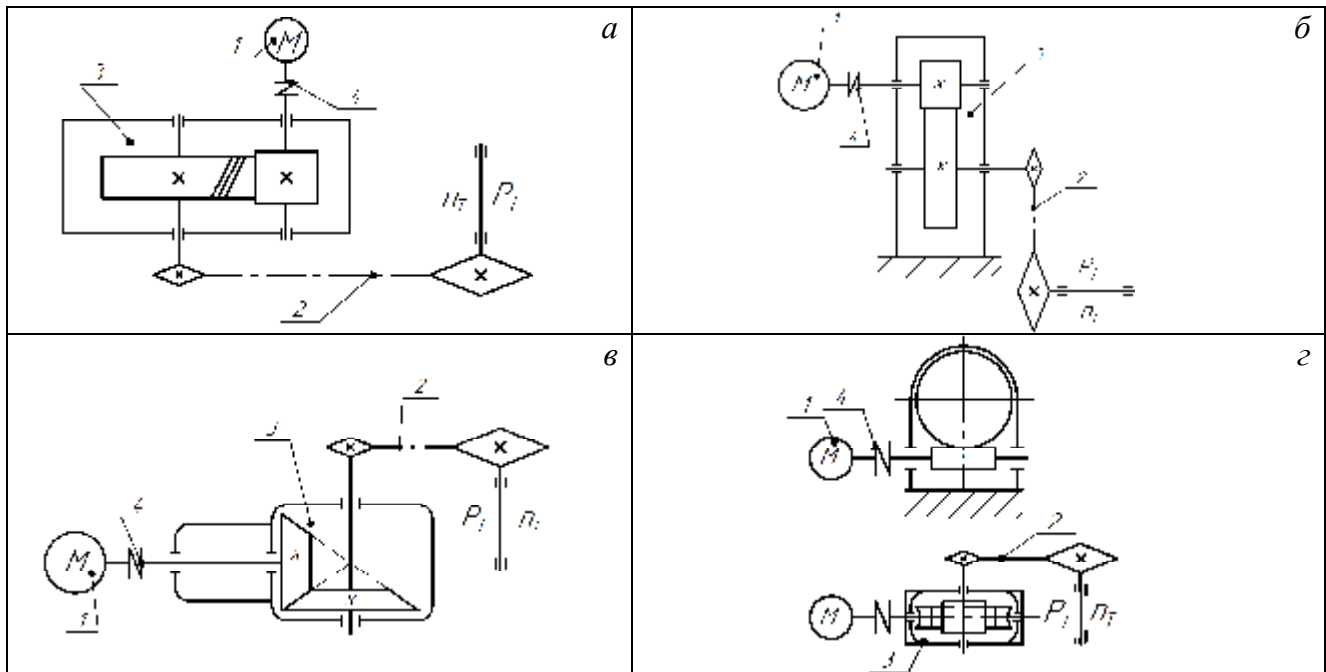
2 Срок сдачи студентом законченного курсового проекта: «18» декабря 2022 г.

3 Исходные данные к проекту: вариант 5 (таблица 1), схема а (рисунок 2).

Таблица 1 – Исходные данные

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_T , кВт	1,7	1,8	1,3	1,4	2,8	2,6	2,3	2,1	3,7	3,2
n_T , мин ⁻¹	110	105	95	130	80	115	120	115	125	100
θ , град	30	60	45	0	30	60	30	45	0	60
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \square 10^3$, час	4	4	4	4	4	2	2	2	6	6

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту; режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий; $L_h \square 10^3$, час – срок службы приводной станции.



1 – электродвигатель; 2 – передача с гибкой связью; 3 – редуктор; 4 – муфта

Рисунок 2 – Кинематические схемы приводных станций

4. Содержание пояснительной записки (перечень вопросов, которые подлежат разработке): Титульный лист. Задание на проектирование (оригинал). Ведомость проекта. Реферат. Содержание. Введение. 1 Описание конструкции приводимой машины и привода. 2 Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода. 3 Расчет передач гибкой связью (ременной или цепной). 4 Расчет зубчатых передач редуктора (цилиндрической, конической или червячной). 5 Эскизное проектирование привода. 6 Расчет валов редуктора на усталостную прочность. 7 Подбор и проверочный расчет подшипников. 8 Выбор и проверочный расчет муфты. 9 Расчет шпоночных соединений. 10 Подбор посадок и отклонений. 11 Выбор способа смазки и смазочных материалов передач и подшипников. 12 Тепловой расчет (для червячных редукторов). 13 Порядок сборки, разборки и регулировки редуктора. 14 Проектирование рамы привода. Заключение. Список использованных источников. Приложения.

5. Перечень графического материала (перечень обязательных чертежей):

- сборочный чертеж приводной станции в двух проекциях (М 1:1; М 1:2; М 1:2,5);
- сборочный чертеж редуктора в двух проекциях (М 1:1);
- чертежи двух сопряженных деталей (вал, зубчатое колесо, шкив, звездочка) (М 1:1).

6 Дата выдачи задания: «09» сентября 2022 г. **Регистрационный № 21**

7 Календарный график работы над проектом на весь период проектирования:

Раздел 1–4	к «26» октября 2022 г.	25 %
Раздел 5–8	к «16» ноября 2022 г.	15 %
Раздел 9–14	к «26» ноября 2022 г.	15 %
Сборочные чертежи	к «02» декабря 2022 г.	25 %
Оформление пояснительной записки и графического материала	к «11» декабря 2022 г.	20 %

Защита курсового проекта: с «14» декабря по «18» декабря 2022 г.

Руководитель _____
(подпись)

П. В. Клавсутъ
(инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению _____

Реферат

Пояснительная записка состоит из 101 страницы машинописного текста и содержит 24 рисунка, 22 таблицы, 10 наименований использованных литературных источников. Графическая часть – 2 листа формата А1 и 3 листа формата А3.

Ключевые слова: транспортер скреперный, приводная станция, кинематика, энергетика, редуктор, передача зубчатая, передача цепная, валы, подшипники, муфта, прочностной и проверочные расчеты, смазка, сборка, рама.

Цель проектирования – приобретение инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе разработки проекта привода сельскохозяйственного назначения.

Обоснованы кинематические и энергетические параметры привода. Спроектированы зубчатая и цепная передачи. Спроектированы валы ступенчатой конструкции. Подобраны подшипники и муфта. Обоснован способ смазки зубчатых передач и подшипников. Определены основные параметры корпуса редуктора и рамы приводной станции. Описаны процессы сборки, разборки и регулировки редуктора. Выполнен уточненный проверочный расчет валов, подшипников и слабых элементов соединительной муфты. Разработаны чертежи привода, редуктора и деталей редуктора.

Расчеты параметров привода и конструирование приводной станции проведены в соответствии с действующими нормативными документами. Для повышения эффективности проектирования и с целью усвоения современных приемов проектирования деталей машин использована система автоматизированного проектирования «Компас». Учтены условия использования привода в АПК. Приняты во внимание предполагаемый объем производства подобных приводов и технологические возможности предприятий сельхозмашиностроения.

Разработанная документация может быть использована при модернизации приводов сельскохозяйственного назначения.

Содержание

Введение.....	7
1 Описание конструкции приводимой машины и привода.....	9
2 Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода.....	11
3 Расчет цепной передачи.....	14
4 Расчет зубчатой передачи.....	20
4.1 Выбор материала зубчатых колес и определение допустимых контактных напряжений и напряжений изгиба.....	20
4.2 Определение геометрических параметров передачи и сил в зацеплении.....	24
5 Эскизное проектирование привода.....	31
5.1 Общие сведения о проектировании.....	31
5.2 Выбор типа применяемых подшипников качения.....	31
5.3 Выбор способа смазки редуктора.....	32
5.4 Конструирование валов.....	32
5.4.1 Конструирование ведущего вала.....	34
5.4.2 Конструирование ведомого вала.....	38
5.4.3 Конструирование вала контрпривода.....	41
5.5 Конструирование зубчатых колес.....	44
5.6 Конструирование звездочек цепной передачи.....	47
5.6.1 Конструирование ведущей звездочки цепной передачи.....	47
5.6.2 Конструирование ведомой звездочки цепной передачи.....	50
5.7 Конструирование крышек подшипников.....	51
5.7.1 Конструирование крышек подшипников ведущего вала.....	53
5.7.2 Конструирование крышек подшипников ведомого вала.....	53

					02.48.021.00.000 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	Иванов				<i>Приводная станция к скреперному транспортеру для удаления навоза из свинарника</i>	<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Пров.</i>	Клавсутъ						5	101
<i>Н. контр.</i>					БГАТУ, гр. 23 мо			
<i>Уте.</i>	Еднач							

5.8 Первый этап эскизной компоновки.....	54
5.9 Конструирование корпуса редуктора. Второй этап компоновки.....	59
6 Расчет валов редуктора на усталостную прочность.....	70
6.1 Определение и расчет реакций в опорах.....	70
6.2 Построение эпюр.....	73
6.3 Проверочный (уточненный) расчет валов	76
7. Подбор и проверочный расчет подшипников.....	81
7.1 Проверочный расчет подшипников ведущего вала.....	81
7.2 Проверочный расчет подшипников ведомого вала.....	83
8 Выбор и проверочный расчет муфты.....	87
9 Расчет шпоночных соединений.....	90
10 Подбор посадок и отклонений.....	93
11 Выбор способа смазки и смазочных материалов передач и подшипников.....	94
12 Порядок сборки, разборки и регулировки редуктора.....	96
12.1 Процесс сборки и разборки редуктора.....	96
12.2 Регулировка подшипников и зубчатого зацепления.....	97
13 Проектирование рамы привода.....	98
Заключение.....	100
Список использованных источников.....	101
Приложения	

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Введение

Основной целью курсового проектирования по дисциплине «Прикладная механика» является приобретение инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе ранее полученных теоретических знаний по общеинженерным дисциплинам и разделам дисциплины «Прикладная механика». В качестве объектов курсового проектирования принят привод сельскохозяйственного назначения – скреперный транспортер для удаления навоза из свинарника, включающий большинство деталей и узлов общего назначения. В ходе курсового проектирования производились проектные, проверочные расчеты и проектирование компонентов механического привода [1–3]. Решалась задача развития умения разрабатывать техническую документацию для представления в материальной форме заданной схемы механизма с учетом предъявленных к нему требований к прочности, работоспособности, технологичности и экономичности [4–10].

При выполнении курсового проекта закреплялись знания по изучаемой дисциплине, развивалось умение использовать для реализации поставленных целей сведений из ранее изучаемых дисциплин, приобретались навыки работы со справочной литературой, нормативными материалами и электронными источниками информации. Развивалось инженерное мышление, позволяющие быстро, точно и оригинально решать поставленные задачи. При этом оттачивались: техническое мышление – умение анализировать состав, структуру, устройство и принцип работы технических объектов в измененных условиях; конструктивное мышление – построение определенной модели решения поставленной проблемы или задачи, под которой понимается умение сочетать теорию с практикой; исследовательское мышление – определение новизны в задаче, умение сопоставить с известными классами задач, умение аргументировать свои действия, полученные результаты и делать выводы; экономическое мышление.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

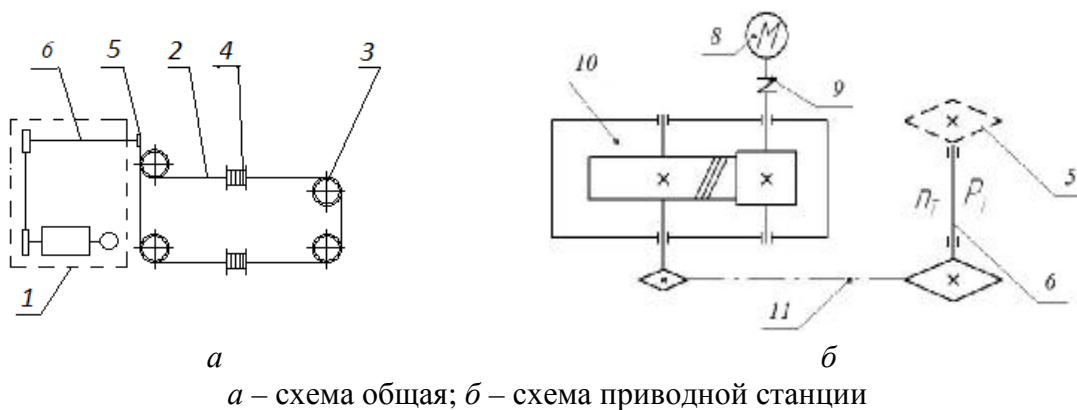
Поставленные цели и задачи, реализуемые в ходе курсового проектирования, полностью соответствуют требованиям, предъявляемым к подготовке современного инженера для АПК, способного разрабатывать современную технику и технологии, управлять высокопроизводительным и экономически эффективным аграрным производством.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Описание конструкции приводимой машины и привода

Использование скреперных установок – метод удаления навоза из коровников и других животноводческих помещений. Скрепер позволяет качественно очищать проходы между рядами стойл, способствуя обеспечению максимально комфортных условий для содержания животных.

Скреперный транспортер по типу ТС-1ПР предназначен для транспортировки бесподстилочного навоза по каналам (рисунок 1.1).



a – схема общая; *б* – схема приводной станции

Рисунок 1.1 – Скреперный транспортер

Транспортер в соответствии с заданием на курсовое проектирование состоит (рисунок 1.1, *a*) из приводной станции *1*, тягового троса *2* с втулочно-роликовой цепью на ее участке вблизи ведущей звездочки, обводных роликов *3* и скреперных тележек *4*. На тележках *4* шарнирно закреплены скребки, которые имеют возможность отклоняться от вертикального положения при холостом ходе тележки. Ведущая звездочка *5* установлена на промежуточном валу (далее – вал контрпривода *б*) приводной станции. Для направления ветвей тросов на ведущую звездочку служат направляющие блоки *7*. Цепь тягового троса надевается на звездочку *5* и при ее вращении приводит в движение тяговый трос с тележками.

При прямом (рабочем) ходе тележки скребки занимают вертикальное положение и, упираясь в ограничители, перемещают навоз по каналу. При обратном (холостом) ходе скребки отклоняются навозом, и скреперная тележка

возвращается в исходное положение. Длина хода кареток на 2–3 метра больше расстояния между ними, что обеспечивает передачу навоза от одной каретки к другой.

Привод (рисунок 1.1, б) к скреперному транспортеру состоит из асинхронного электродвигателя 8, упругой муфты 9, горизонтального цилиндрического редуктора 10, цепной передачи 11 и вала контрпривода б, на который устанавливается ведущая звездочка 5 скреперного транспортера. Все элементы привода смонтированы на единой раме. Возвратно-поступательное движение скреперных тележек обеспечивается реверсированием вращения вала электродвигателя 8.

Требуемые технические параметры привода в соответствии с заданием на проектирование представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Исходные данные

Параметры				
P_T , кВт	n_T , мин ⁻¹	L_h , час	Режим	θ , град
2,8	80	$4 \cdot 10^3$	т	30
Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту; режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий; L_h – срок службы приводной станции.				

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

2 Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

Исходные данные: мощность на технологическом валу привода $P_T = 2,8$ кВт; частота вращения технологического вала $n_T = 80$ мин⁻¹.

Определяем общий КПД привода [1, с. 18, формула (3.11)]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \eta_{\text{зц}} \eta_{\text{цп}} \eta_{\text{пк}}^3,$$

где КПД муфты $\eta_m = 0,98$ [1, с. 17, таблица 3.1; таблица Д.1, приложение Д];
 КПД зубчатой цилиндрической передачи $\eta_{\text{зц}} = 0,97$;
 КПД цепной передачи $\eta_{\text{цп}} = 0,93$;
 КПД пары подшипников качения $\eta_{\text{пк}} = 0,99$.

$$\eta = 0,98 \times 0,97 \times 0,93 \times 0,99^3 = 0,858.$$

Требуемая мощность электродвигателя [1, с. 18, формула (3.10)]

$$P_{\text{эд. тр}} = \frac{P_T}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{2,8}{0,858} = 3,263 \text{ кВт.}$$

Ориентировочно определяем требуемую частоту вращения электродвигателя, задаваясь передаточными числами передач в пределах рекомендуемых значений [1, с. 17, таблица 3.1; таблица Д.1, приложение Д]

$$n_{\text{мин}} = n_T u_{\text{зп мин}} u_{\text{цп мин}} = 80 \times 3 \times 2,5 = 600 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{мак}} = n_T u_{\text{зп мак}} u_{\text{цп мак}} = 80 \times 6,3 \times 4,0 = 2016 \text{ мин}^{-1}.$$

С целью снижения стоимости двигателя выбираем наиболее высокооборотный двигатель серии АИР с синхронной частотой вращения из возможных [1, с. 22, таблица 3.4; таблица Д.2, приложение Д].

Данному условию удовлетворяют асинхронные короткозамкнутые двигатели с синхронной частотой вращения $n_{\text{синх}} = 1500$ мин⁻¹.

Подбираем двигатель по мощности, для которого номинальная мощность удовлетворяет условию [1, с. 21]

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

$$P_{\text{ном}} \stackrel{3}{=} P_{\text{эд.тр.}}$$

Выбираем электродвигатель АИР100L4 номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 4,0$ кВт, синхронной частотой вращения $n_{\text{синх}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, номинальной частотой вращения $n_{\text{ном}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$ [1, с. 22, таблица 3.4; таблица Д.2, приложение Д], диаметр выходного конца вала $d_1 = 28$ мм [1, с. 284, таблица А.4; таблица Д.4, приложение Д].

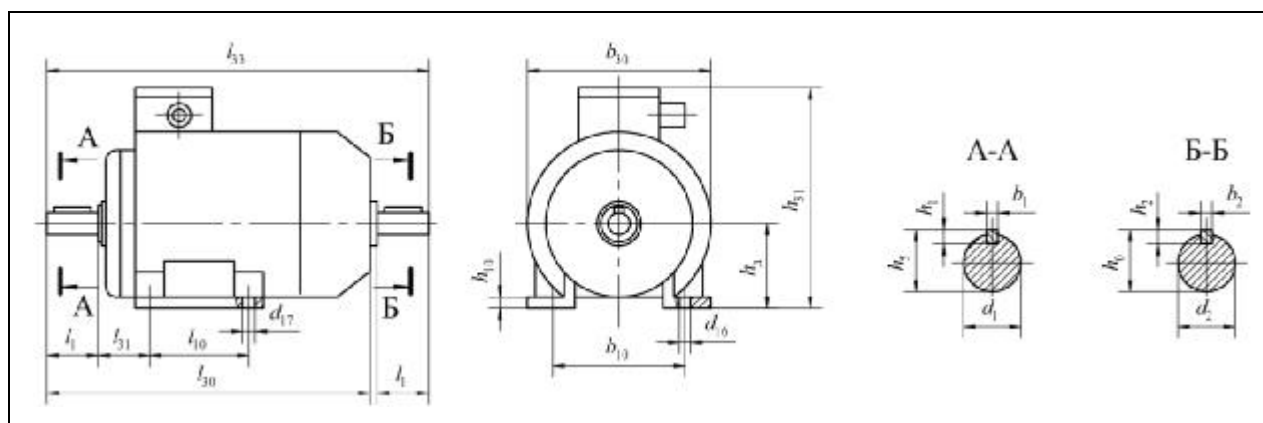
Этот двигатель удовлетворяет условию

$$P_{\text{ном}} = 4,0 \text{ кВт} > P_{\text{эд.тр}} = 3,263 \text{ кВт.}$$

Данные выбранного двигателя представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Электродвигатели серии АИР. Основные размеры
(по ТУ РБ-05755950-420-93)

Размеры в миллиметрах



Тип двигателя	АИР100L	b_1	8	$h_{\text{д}}$	100
l_1	60	b_2		h_5	31
l_{10}	140	b_{10}	160	h_6	
d_{17}	12	d_{16}	16	h_{10}	246,5
l_{30}	391	b_{30}	226	h_{31}	28
l_{31}	63	h_1	7	d_1	
l_{33}	455	h_2		d_2	

Примечание – Пример условного обозначения двигателя основного исполнения типа АИР100L4, предназначенного для использования в условиях умеренного климата под навесом или в неотапливаемом помещении, с креплением на лапах, с любым расположением вала, с рабочим напряжением 380 В.

Двигатель АИР100L4У2 1М1 08 380В ТУ РБ-05755950-420-93.

Общее передаточное число привода

									Лист
									12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	02.48.021.00.000 ПЗ				

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{т}}} = \frac{1410}{80} = 17,625.$$

С целью уменьшения габаритов цепной передачи принимаем максимальное значение передаточного числа редуктора $u_{\text{зп}} = 6$.

Передаточное число цепной передачи

$$u_{\text{цп}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{зп}}} = \frac{17,625}{6} = 2,938.$$

Значения частот вращения и угловых скоростей валов привода:

$$\begin{aligned} n_{\text{эд}} &= n_{\text{ном}} = 1410 \text{ мин}^{-1}; & \omega_{\text{эд}} &= \frac{\rho n_{\text{эд}}}{30} = \frac{3,14 \times 1410}{30} = 147,6 \text{ с}^{-1}; \\ n_1 &= n_{\text{эд}} = 1410 \text{ мин}^{-1}; & \omega_1 &= \frac{\rho n_1}{30} = \frac{3,14 \times 1410}{30} = 147,6 \text{ с}^{-1}; \\ n_2 &= \frac{n_1}{u_{\text{зп}}} = \frac{1410}{6} = 235 \text{ мин}^{-1}; & \omega_2 &= \frac{\rho n_2}{30} = \frac{3,14 \times 235}{30} = 24,6 \text{ с}^{-1}; \\ n_3 &= \frac{n_2}{u_{\text{цп}}} = \frac{235}{2,938} = 80 \text{ мин}^{-1}; & \omega_3 &= \frac{\rho n_3}{30} = \frac{3,14 \times 80}{30} = 8,37 \text{ с}^{-1}. \end{aligned}$$

Значения мощностей и вращающих моментов на валах привода:

$$\begin{aligned} P_{\text{эд}} &= P_{\text{эд. тр}} = 3,263 \text{ кВт}; & T_{\text{эд}} &= \frac{30 P_{\text{эд}}}{\rho n_{\text{эд}}} = \frac{30 \times 3,263 \times 10^3}{3,14 \times 1410} = 22,1 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ P_1 &= P_{\text{эд}} h_{\text{м}} h_{\text{п}} = 3,263 \times 0,98 \times 0,99 = 3,166 \text{ кВт}; & T_1 &= \frac{30 P_1}{\rho n_1} = \frac{30 \times 3,166 \times 10^3}{3,14 \times 1410} = 21,5 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ P_2 &= P_1 h_{\text{зп}} h_{\text{п}} = 3,166 \times 0,97 \times 0,99 = 3,040 \text{ кВт}; & T_2 &= \frac{30 P_2}{\rho n_2} = \frac{30 \times 3,040 \times 10^3}{3,14 \times 235} = 123,6 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ P_3 &= P_2 h_{\text{цп}} h_{\text{п}} = 3,04 \times 0,93 \times 0,99 = 2,8 \text{ кВт}; & T_3 &= \frac{30 P_3}{\rho n_3} = \frac{30 \times 2,8 \times 10^3}{3,14 \times 80} = 334,4 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Результаты проведенных расчетов представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты кинематического и силового расчета привода

Вал	P , кВт	n , мин ⁻¹	T , Н·м	ω , с ⁻¹
Вал электродвигателя (эд)	3,263	1410	22,1	147,6
Входной вал редуктора (1)	3,166	1410	21,5	147,6
Выходной вал редуктора (2)	3,04	235,0	123,6	24,6
Вал контрпривода (3)	2,8	80,0	334,4	8,37

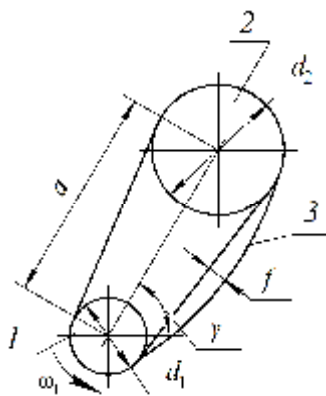
3 Расчет цепной передачи

В качестве исходных данных для расчета цепной передачи принимаем: передаточное число цепной передачи $u_{\text{цп}} = 2,938$; вращающий момент на ведущей звездочке, численно равный $T_2 = 123,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота вращения меньшей (ведущей) звездочки численно равна частоте вращения ведомого вала $n_2 = 235 \text{ мин}^{-1}$.

С целью упрощения конструкции привода предусматриваем периодическое смазывание цепной передачи, периодическое регулирование натяжения цепи и возможность работы привода в течении двух смен в сутки.

Основные расчетные формулы для цепной передачи представлены в пособии [1, с. 114–123].

Расчетная схема цепной передачи приведена на рисунке 3.1.



1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – цепь

Рисунок 3.1 – Расчетная схема цепной передачи

Определим число зубьев малой звездочки [1, с. 115]:

$$z_1 = 31 - 2u_{\text{цп}} = 31 - 2 \times 2,938 = 25,124.$$

Для обеспечения равномерного изнашивания звездочек принимаем число зубьев нечетным $z_1 = 25$.

Тогда число зубьев большой звездочки будет равно [1, с. 115]:

$$z_2 = z_1 u = 25 \times 2,938 = 25 \times 2,938 = 73,45.$$

Принимаем $z_2 = 73$.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Фактическое передаточное число

$$u_{\text{цепф}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{73}{25} = 2,92,$$

которое незначительно отличается от назначенного в результате кинематического расчета

$$Du = \left| \frac{u_{\text{цеп}} - u_{\text{цепф}}}{u_{\text{цепф}}} \right| \times 100 = \left| \frac{2,938 - 2,92}{2,92} \right| \times 100 = 0,62 \% < Dn = 4 \%$$

Определим шаг цепи из выражения [1, с. 115, формула (6.11)]

$$t \approx 2,83 \sqrt{\frac{T_2 \times 10^3 K_3}{z_1 [p] m_p}}$$

Коэффициент эксплуатации равен [1, с. 115, формула (6.12); приложение Е.1]

$$K_3 = K_d K_a K_\theta K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}};$$

где K_d – коэффициент, учитывающий характер нагрузки. При спокойной нагрузке принимаем $K_d = 1,0$;

K_a – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния a . При конструировании можно обеспечить оптимальное значение a . По рекомендациям принимаем $K_a = 1,0$;

K_θ – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту. При $\theta = 30^\circ$ (при условии, что $\theta \leq 60^\circ$) принимаем $K_\theta = 1,0$;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент способа регулирования натяжения цепи. При периодическом регулировании натяжения цепи принимаем $K_{\text{рег}} = 1,15$;

K_c – коэффициент вида смазывания. При периодическом смазывании $K_c = 1,5$;

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент режима работы. При двухсменной работе принимаем $K_{\text{реж}} = 1,25$.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Расчетное значение коэффициента эксплуатации

$$K_s = 1,0 \times 1,0 \times 1,0 \times 1,15 \times 1,5 \times 1,25 = 2,156.$$

Намечаем к использованию однорядную цепь ($m_p = 1$).

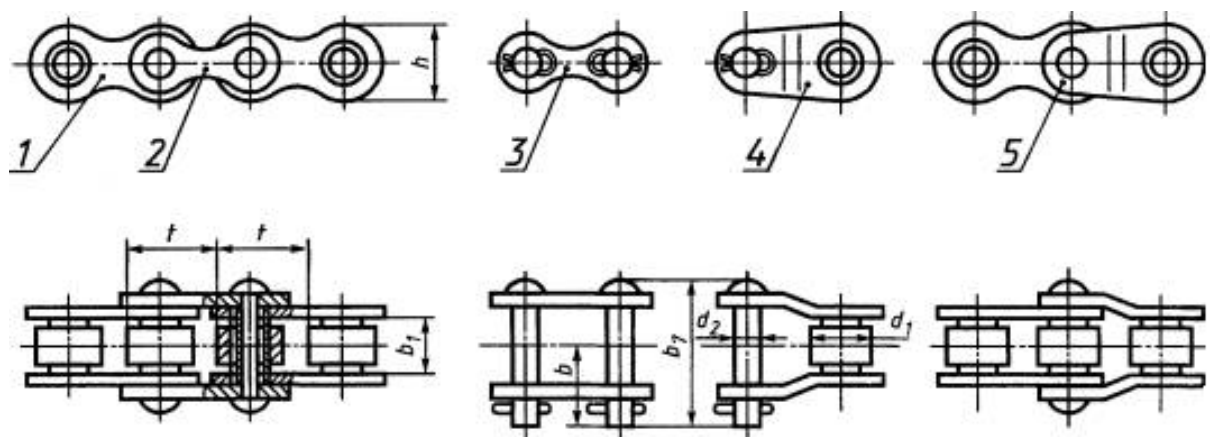
Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p]$ зависит от шага цепи t и частоты вращения ведущей (меньшей) звездочки. Примем цепь по усредненным данным при шаге $t = 19,05 \dots 25,4$ мм.

При $n_2 = 235 \text{ мин}^{-1}$ путем интерполирования примем $[p] = 29 \text{ Мпа}$ [1, с. 115, таблица 6.11; таблица Е.2, приложение Е].

Находим ориентировочное значение шага цепи

$$t \approx 2,83 \sqrt[3]{\frac{T_2 \times 10^3 K_s}{z_1 [p] m_p}} = 2,83 \sqrt[3]{\frac{124,6 \times 10^3 \times 2,156}{25 \times 29 \times 1}} = 20,11 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайший больший стандартный шаг цепи $t = 25,4$ мм и выбираем по стандарту роликовую цепь ПР-25,4-60 с разрушающей нагрузкой $F_p = 60 \text{ кН}$, массой 1 м цепи 2,60 кг и площадью проекции опорной поверхности шарнира $A_{оп} = 179,7 \text{ мм}^2$ [1, с. 117, таблица 6.12; 3, с. 219, таблица 8.6; таблица Е.3, приложение Е].



1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено;
4 – переходное звено; 5 – двойное переходное звено

Рисунок 3.2 – Однорядная цепь типа ПР-25,4-60,0 по ГОСТ 13568–97

					02.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Проверяем цепь:

а) по частоте вращения – для цепи с шагом 25,4 мм допустимая частота вращения $[n_2] = 1030 \text{ мин}^{-1}$, условие $n_2 < [n_2]$ выполняется [1, с. 118, таблица 6.15; таблица Е.4, приложение Е];

б) по давлению в шарнирах – для данной цепи при $n_2 = 235 \text{ мин}^{-1}$ значение $[p] = 29,4 \text{ МПа}$ [1, с. 115, таблица 6.11; таблица Е.2, приложение Е].

Расчетное давление определяется по формуле

$$p = F_t \frac{K_3}{S_{\text{оп}}} = \frac{1220,8 \times 2,156}{179,7} = 14,65 \text{ МПа},$$

где $F_t = \frac{P_2}{V} = \frac{3040}{2,49} = 1220,8 \text{ Н}$ – окружная сила на ведущей звездочке (скорость цепи

пи $V = \frac{z_1 n_2}{60 \times 10^3} = \frac{25 \times 235}{60 \times 10^3} = 2,49 \text{ м/с}$);

$$S_{\text{оп}} = m_p A_{\text{оп}} = 1 \times 179,7 = 179,7 \text{ мм}^2.$$

Условие $p \leq [p]$ выполняется ($14,65 < 29,4$).

Определяем предварительное значение межосевого расстояния [1, с. 118, формула (6.16)]:

$$a = (30 \dots 50)t = (30 \dots 50) \times 25,4 = 762 \dots 1270 \text{ мм}.$$

С учетом результатов предварительной компоновки привода принимаем $a = 800 \text{ мм}$.

Определяем число звеньев цепи [1, с. 118, формула (6.17)]:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a} \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \frac{\delta^2}{\delta} =$$

$$= \frac{2 \times 800}{25,4} + 0,5(25 + 73) + \frac{25,4}{800} \frac{73 - 25}{2\pi} \frac{\delta^2}{\delta} = 113,85.$$

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Принимаем четное число звеньев $W = 114$. При четном числе звеньев не требуется использовать переходные звенья, которые по прочности уступают основным и ослабляют цепь.

Длина принятой цепи

$$L = Wt = 114 \times 25,4 = 2895,6 \text{ мм.}$$

Уточненное значение межосевого расстояния при принятом числе звеньев цепи [1, с. 118, формула (6.18)]:

$$\begin{aligned} a &= 0,25t \frac{W}{z} - 0,5z_s + \sqrt{(W - 0,5z_s)^2 - 8D^2 \frac{z}{z_s}} = \\ &= 0,25 \times 25,4 \frac{114}{8} - 0,5 \times 98 + \sqrt{(114 - 0,5 \times 98)^2 - 8 \times 7,64^2 \frac{8}{98}} = 795 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\text{Здесь } z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 25 + 73 = 98; \quad D = \frac{z_2 - z_1}{2p} = \frac{73 - 25}{2 \times 8} = 7,64.$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т. е. на $795 \times 0,004 = 3,2$ мм, следовательно, $a_y = a - 3,2 = 795 - 3,2 = 791,8$ мм.

Назначаем $a = 792$ мм.

По формуле определяем нагрузку на валы [1, с. 119, формула (6.19)]:

$$F_r = 1,15F_t = 1,15 \times 220,8 = 1405,8 \text{ Н.}$$

Проверяем выбранную цепь на прочность [1, с. 116, формула (6.13)].

Вычислим коэффициент запаса прочности цепи с разрушающей нагрузкой $F_p = 60000$ Н

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_c + F_f} = \frac{60000}{1220,8 \times 4 + 16,1 + 87,5} = 45,3,$$

где нагрузка от центробежных сил при массе 1 м цепи (шаг – 25,4 мм) $q = 2,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$

[1, с. 117, таблица 6.12; таблица Е.3, приложение Е]

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$F_u = qV^2 = 2,6 \times 2,49^2 = 16,1 \text{ Н};$$

нагрузка от провисания цепи

$$F_f = 9,81K_f qa = 9,81 \times 4,33 \times 2,6 \times 0,792 = 87,5 \text{ Н},$$

где $K_f = 1 + 5 \frac{90^\circ - \alpha}{90^\circ} = 1 + 5 \frac{90^\circ - 30^\circ}{90^\circ} = 4,33$.

Интерполированием находим значение нормативного коэффициента запаса прочности $[S] = 8,88$ [1, с. 118, таблица 6.14; таблица Е.5, приложение Е]. Следовательно, условие $S > [S]$ выполняется ($45,3 > 8,88$).

Диаметры делительных окружностей звездочек [1, с. 120, таблица 6.18]:

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 202,7 \text{ мм};$$

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{73}} = 590,4 \text{ мм}.$$

Для изготовления звездочек используем следующие материалы и ТО: ведущая звездочка – сталь 45, твердость 45...50 HRC, закалка ТВЧ и отпуск; ведомая звездочка – сталь 45, твердость 45...50 HRC, закалка ТВЧ и отпуск [7, с. 113; таблица Е.6, приложение Е].

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

4 Расчет зубчатой передачи

4.1 Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба

С учетом требований к габаритам передачи и технологических возможностей производства, для унификации используемых в производстве материалов с учетом рекомендаций [1, с. 33, таблица 4.1; таблица Ж.1, приложение Ж] выбран материал зубчатых колес сталь 40ХН, требуемая твердость поверхности зубьев колеса $HV_2 = 235 HV$. Для обеспечения приработки колес при принятой твердости поверхности зубьев $HV \leq 350$ назначена разница твердостей соответственно шестерни и колеса $(HV_1 - HV_2) = 15 HV$.

С учетом выбранного материала и назначенной твердости выбраны термообработка, найдены механические характеристики (предел прочности S_b и предел текучести S_r) и предельные размеры заготовок (диаметр D и ширина b) [1, с. 33, таблица 4.1; таблица Ж.2, приложение Ж].

С учетом технологических возможностей производства назначен для изготовления заготовки зубчатого колеса наиболее экономичный способ изготовления заготовок штамповкой и вид заготовки – поковки. Шестерня изготавливается совместно с валом из сортамента – круга.

При расчетах учитывались кинематические параметры передачи (частоты вращения шестерни n_1 и колеса n_2), наклон зубьев колес β , режим работы передачи, требуемы ресурс передачи L_h (таблица 4.1).

Результаты расчета допускаемых контактных напряжений для шестерни и колеса по зависимостям и справочным данным, приведенным в [1, с. 31–47; таблица Ж.1–Ж.10, рисунок Ж.1–Ж.2, приложение Ж], представлены в таблице 4.2. Результаты расчета допускаемых напряжений изгиба для шестерни и колеса по зависимостям и справочным данным, приведенным в [1, с. 31–47; таблица Ж.1–Ж.10, рисунок Ж.1–Ж.2, приложение Ж], представлены в таблице 4.3. Ссылки в таблицах 4.1–4.3 даны на приложение Ж.

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			20

Таблица 4.1 – Исходные данные и выбор материала

Колеса	$n_{1(2)}$, мин ⁻¹	Наклон зубьев	Режим работы	Ресурс L_h , час	Марка стали	ТО	Твердость, НВ ₁₍₂₎	Механические характеристики стали		Заготовка для колес	
								S_b , МПа	S_t , МПа	Вид	Предельные размеры
Указания к выбору	Задание к проекту и результаты кинематического расчета				Таблица Ж.1		Таблица Ж.1	Таблица Ж.2; Рисунок Ж.1			
Шестерня (1)	1410	$\beta \neq 0$	Т	4000	Сталь 40ХН	У	$235 + 15 =$ $= 250$	920	750	П	$D \leq 200$ мм; $b \leq 125$ мм
Колесо (2)	235	$\beta \neq 0$	Т	4000	Сталь 40ХН	У	235	800	630	П	$D \leq 315$ мм; $b \leq 200$ мм
Примечания 1 Режимы работы: т – тяжелый. 2 Термообработка (ТО): У – улучшение. 3 Вид заготовки: П – поковка.											

Таблица 4.2 – Результаты расчета допускаемых контактных напряжений

Наименование	Расчетная зависимость	Вычисление / определение	Результат
1	2	3	4
1. Шестерня			
Предел контактной выносливости $S_{H \lim 1}$, МПа	Таблица Ж.3	$2 \square 250 + 70$	570
	$2HВ + 70$		
Базовое число циклов $N_{H \lim 1}$	Таблица Ж.4	Принято при НВ ₁ = 250	$17 \square 10^6$
Структура материала	Таблица Ж.5	Принято с учетом ТО	Однородная
Коэффициент запаса $S_{H \min 1}$	Таблица Ж.5	Принято в зависимости от структуры	1,1
Число циклов N_{K1}	$N_{K1} = 60n_1L_h$	$60 \square 1410 \square 4000$	$338,4 \square 10^6$
Коэффициент приве- дения K_{HE1}	Таблица Ж.6; Рисунок Ж.2	Принято в зависимости от режима работы	0,5
Эквивалентное число циклов N_{HE1}	$N_{HE1} = K_{HE} N_{K1}$	$0,5 \cdot 338,4 \cdot 10^6$	$169,2 \square 10^6$
Коэффициент долго- вечности Z_{N1}	Таблица Ж.8	$\sqrt[20]{\frac{17 \times 10^6}{169,2 \times 10^6}} = 0,9$	Принимаем 1,0
	При $N_{HE1} = 169,2 \cdot 10^6 > N_{H \lim 1} = 17 \times 10^6$ $Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{HE1}}}$		
Допускаемое контак- ное напряжение для шес- терни $[\sigma_H]_1$, МПа	$[\sigma_H]_1 = \frac{S_{H \lim 1} Z_{N1}}{S_{H \min 1}}$	$\frac{570 \times 0,9}{1,1}$	518,2
2. Колесо			
Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim 2}$, МПа	Таблица Ж.3	$2 \square 235 + 70$	540
	$2HВ + 70$		
Базовое число циклов $N_{H \lim 2}$	Таблица Ж.4	Принято при НВ ₂ = 235	$15 \square 10^6$

1	2	3	4
Структура материала	Таблица Ж.5	Принять с учетом ТО	Однородная
Коэффициент запаса S_{Hmin2}	Таблица Ж.5	Принято в зависимости от структуры	1,1
Число циклов N_{K2}	$N_{K2} = 60n_2L_h$	$60 \square 235 \square 4000$	$56,4 \square 10^6$
Коэффициент K_{HE2}	Таблица Ж.6; Рисунок Ж.2	Принято в зависимости от режима работы	0,5
Эквивалентное число циклов N_{HE2}	$N_{HE2} = K_{HE} N_{K2}$	$0,5 \cdot 56,4 \cdot 10^6$	$28,2 \square 10^6$
Коэффициент долговечности Z_{N2}	Таблица Ж.8	$\sqrt[20]{\frac{15 \times 10^6}{28,2 \times 10^6}} = 0,97$	Принимаем 1,0
	При $N_{HE2} = 28,2 \cdot 10^6 > N_{Hlim1} = 15 \times 10^6$ $Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}}$		
Допускаемое контактное напряжение для колеса $[s_H]_2$, МПа	$[s_H]_2 = \frac{s_{Hlimb2} Z_{H2}}{S_{Hmin2}}$	$\frac{540 \times 1,0}{1,1}$	491

Таблица 4.3 – Результаты расчета допускаемых напряжений изгиба

Наименование	Расчетная зависимость	Вычисление / определение	Результат
1	2	3	4
1. Шестерня			
Предел выносливости при изгибе σ_{Flim1} , МПа	Таблица Ж.3	$1,8 \square 250$	450
	1,8НВ		
Коэффициент запаса S_{Flim1}	Таблица Ж.7	Принято для ТО: улучшение	1,75
Базовое число циклов N_{Flim1}	Таблица Ж.4	Для стальных колес	$4 \square 10^6$
Число циклов N_{K1}	$N_{K1} = 60n_1L_h$	$60 \square 1410 \square 4000$	$338,4 \square 10^6$
Коэффициент приведения K_{FE1}	Таблица Ж.6; Рисунок Ж.2	Принято для тяжелого режима	0,3
Эквивалентное число циклов N_{FE1}	$N_{FE1} = K_{FE1} N_{K1}$	$0,3 \cdot 338,4 \cdot 10^6$	$101,5 \cdot 10^6$
Коэффициент долговечности Y_{N1}	Таблица Ж.9	$\sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{101,5 \times 10^6}} = 0,58$	Принимаем 1,0
	При НВ ₁ = 275 < 350 НВ $1 \leq Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Flim1}}{N_{FE1}}} \leq 4$		
Коэффициент реверсивности Y_{S1}	Таблица Ж.10	Принято для нереверсивной передачи	1,0
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни $[s_F]_1$, МПа	$[s_F]_1 = \frac{s_{Flim1} Y_{N1} Y_{S1}}{S_{Fmin1}}$	$\frac{450 \times 1,0 \times 1,0}{1,75}$	257,1
2. Колесо			
Предел выносливости при изгибе σ_{Flim2} , МПа	Таблица Ж.3	1,8·235	423
	1,8НВ		

1	2	3	4
Коэффициент запаса $S_{F\lim 2}$	Таблица Ж.7	Принято для ТО: улучшение	1,75
Базовое число циклов $N_{F\lim 2}$	Таблица Ж.4	Для стальных колес	$4 \cdot 10^6$
Число циклов N_{K2}	$N_{K2} = 60n_2L_h$	$60 \cdot 235 \cdot 4000$	$56,4 \cdot 10^6$
Коэффициент привведения K_{FE2}	Таблица Ж.6; Рисунок Ж.2	Принято для тяжелого режима	0,3
Эквивалентное число циклов N_{FE2}	$N_{FE2} = K_{FE2} N_{K2}$	$0,3 \cdot 56,4 \cdot 10^6$	$16,9 \cdot 10^6$
Коэффициент долговечности Y_{N2}	Таблица Ж.9	$\sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{16,4 \cdot 10^6}} = 0,79$	Принимаем 1,0
	При $H_2 = 235 < 350$ НВ $1 \leq Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim 2}}{N_{FE2}}} \leq 4$		
Коэффициент реверсивности Y_{S2}	Таблица Ж.10	Принято для нереверсивной передачи	1,0
Допускаемое напряжение изгиба для колеса $[\sigma_F]_2$, МПа	$[\sigma_F]_2 = \frac{s_{F\lim 2} Y_{N2} Y_{S2}}{S_{F\min 2}}$	$\frac{423 \cdot 0,79 \cdot 1,0}{1,75}$	242

Для косозубой цилиндрической передачи при $H \leq 350$ НВ за расчетное принимают [1, с. 37, формула (4.8)]

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)^3 [\sigma_H]_{\min} \cdot \cdot,$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, МПа.

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = \\ &= 0,45(518,2 + 491) = 454,14 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\min} = 491 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Принимаем $[\sigma_H] = 491$ МПа.

Для цилиндрических косозубых передач должно также выполняться условие $[\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_2$ [1, с. 37].

Так как $491 < 1,25[\sigma_H]_2 = 1,25 \cdot 491 = 614$ МПа. Условие выполняется.

Окончательно принимаем значение расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H] = 491$ МПа.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

4.2 Определение геометрических параметров передачи и сил в зацеплении

В качестве расчетных данных для расчета геометрических параметров передачи принимают: вращающий момент на ведомом валу редуктора $T_2 = 123,6$ Н·м, значение допускаемого контактного напряжения $[s_H] = 491$ МПа.

Основные расчетные формулы для зубчатой цилиндрической передачи представлены в пособии [1, с. 31–56].

Ориентировочное межосевое расстояние [1, с. 48, формула (4.21)]:

$$a_w \approx K_a (u_{\text{зп}} + 1) \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{u_{\text{зп}}^2 \psi_{ba} [s_H]_T^2}},$$

где $K_a = 43$ – для косозубой передачи [1, с. 48 формула (4.21)];

$\psi_{ba} = 0,4$ [1, с. 49, таблица 4.13; таблица 3.2, приложение 3], отсюда $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u_T + 1) = 0,5 \cdot 0,4(6 + 1) = 1,4$ [1, с. 48, формула (4.22)];

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, $K_{H\beta} = 1,08$ [1, с. 41, рисунок 4.4; рисунок 3.1, приложение 3]

$$a_w^{\text{предв}} = 43(6+1) \sqrt[3]{\frac{123,6 \times 1,08 \times 10^3}{6^2 \times 0,4 \times 491^2}} = 101,6 \text{ мм.}$$

Для мелкосерийного производства принимаем межосевое расстояние $a_w = 110$ мм из ряда линейных размеров Ra40 ГОСТ 6636–69 [1, с. 283, таблица А.1, приложение А; таблица Г.1, приложение Г].

Определяем ширину венца зубчатого колеса [1, с. 49, формула (4.23)]:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \times 110 = 44 \text{ мм.}$$

Принимаем из ряда линейных размеров [1, с. 283, приложение А; таблица Г.1, приложение Г] $b_2 = 45$ мм.

Ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (3...5) = 45 + 3 = 48$ мм [1, с. 49, формула (4.24)].

Определяем значение модуля [1, с. 50, п. 3; таблица 3.3]:

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

$$m_n = (0,01...0,02)a_w = (0,01...0,02)110 = 1,1...2,2 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный модуль $m = 1,5$ мм [1, с. 51, таблица 4.15; таблица 3.4, приложение 3].

Предварительно задаем угол наклона зубьев $\beta = 14^\circ$. Тогда суммарное число зубьев [1, с. 51, формула (4.27)]

$$z_s = \frac{2 \times a_w \times \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \times 10 \times \cos 14^\circ}{1,5} = 142,3.$$

Принимаем $z_s = 143$.

Число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_s}{u_{3п} + 1} = \frac{143}{6+1} = 20,4$ [1, с. 51, формула (4.27)].

Принимаем $z_1 = 20$; $z_2 = z_s - z_1 = 143 - 20 = 123$.

Уточняем угол наклона зубьев [1, с. 52, формула (4.29)]:

$$\cos \beta = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w} = \frac{2,5(20+123)}{2 \times 10} = 0,975, \text{ тогда } \beta = 12,8^\circ.$$

Значение угла наклона зубьев находится в рекомендуемых пределах $\beta = 8...18^\circ$ [1, с. 52, п. 4]:

Фактическое значение передаточного числа равно [1, с. 51, пример п. 4]:

$$u_{\text{цил ф}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{123}{20} = 6,15.$$

Отклонение действительного передаточного числа привода

$$\Delta u_{\text{пр}} = \frac{(u_{\text{цил ф}} - u_{\text{цил}})}{u_{\text{цил}}} \times 100 \% = \frac{(6,15 - 6,0)}{6,0} \times 100 \% = 2,5 \%.$$

не превышает допускового значения $\Delta_U = \pm 4 \%$ [1, с. 59, п. 2]:

Определяем делительные диаметры колес, нарезанных без смещения [1, с. 52, формула (4.33)]

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos b} = \frac{1,5 \times 20}{0,975} = 30,8 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos b} = \frac{1,5 \times 23}{0,975} = 189,2 \text{ мм.}$$

Уточняем межосевое расстояние [1, с. 53, формула (4.34)]:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(30,8 + 189,2) = 110 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей выступов [1, с. 53, формула (4.35)]:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 30,8 + 2 \cdot 1,5 = 33,8 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 189,2 + 2 \cdot 1,5 = 192,2 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин [1, с. 53, формула (4.36)]

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 30,8 - 2,5 \times 1,5 = 27,1 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 189,2 - 2,5 \times 1,5 = 185,5 \text{ мм.}$$

Окружная скорость в зацеплении [1, с. 53, формула (4.37)]

$$V = \frac{\rho d_1 n_1}{60 \times 10^3} = \frac{3,14 \times 30,8 \times 410}{60000} = 2,27 \text{ м/с.}$$

Выбираем степень точности 9 [1, с. 53, таблица 4.16; таблица 3.5, приложение 3].

Определяем силы, действующие в зацеплении [1, с. 53, формулы (4.38–4.40)]:

$$\text{– окружная } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 23,6 \times 10^3}{189,2} = 1306,6 \text{ Н};$$

$$\text{– радиальная } F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \frac{1306,6 \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12,8^\circ} = 487,8 \text{ Н};$$

$$\text{– осевая } F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 1306,6 \operatorname{tg} 12,8^\circ = 296,6 \text{ Н.}$$

Определяем расчетное контактное напряжение [1, с. 54, формула (4.41)]:

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u_{3п} + 1)}{b_1 d_1 u_{3п}}} \varepsilon[\sigma_H],$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материала, $Z_E = 192$ [1, с. 54, пояснение к формуле (4.41)];

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий [1, с. 54, пояснение к формуле (4.41)].

Коэффициент осевого перекрытия [1, с. 46, формула (4.18)]

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{\pi m} = \frac{45 \sin 12,8^\circ}{\rho \times 1,5} = 2,11 > 1,$$

тогда

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия [1, с. 46, формула (4.18)]:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{e}{e} 1,88 - 3,2 \frac{a_1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \frac{d}{d} \cos \beta = \frac{e}{e} 1,88 - 3,2 \frac{a_1}{e 20} + \frac{1}{123} \frac{d}{d} \cos 12,8^\circ = 1,63.$$

Тогда $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,63}} = 0,78.$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей [1, с. 54, формула (4.43)]:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}},$$

где α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении [1, с. 55, формула (4.44)]:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12,8^\circ} = 20,4^\circ;$$

β_b – основной угол наклона [1, с. 55, формула (4.45)]:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ) = \arcsin(\sin 12,8^\circ \cos 20^\circ) = 11,8^\circ;$$

α_{tw} – угол зацепления, $\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,4^\circ$ [1, с. 55)].

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20,4^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 12,8^\circ}{\operatorname{tg} 20,4^\circ}} = 2,45;$$

K_H – коэффициент нагрузки [1, с. 40, формула (4.12)]:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий [1, с. 40, формула (4.13)].

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\omega},$$

где $K_{H\beta}^0 = 2,0$ (найденно интерполяцией [1, с. 42, таблица 4.5]);

$K_{H\omega} = 0,32$ (найденно интерполяцией [1, с. 42, таблица 4.6]).

$$K_{H\beta} = 1 + (2,0 - 1) 0,32 = 1,32;$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев [1, с. 46, формула (4.17); таблица 3.6, приложение 3]:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) K_{H\omega},$$

где $K_{H\alpha}^0 = 1 + A(n_{ст} - 5) = 1 + 0,25(9 - 5) = 2$, принимаем 1,6.

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,6 - 1) 0,32 = 1,192;$$

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки внутри передачи, $K_{HV} = 1,03$ [1, с. 42, таблица 4.5; таблица 3.7, приложение 3].

Тогда коэффициент нагрузки

$$K_H = 1,32 \times 1,192 \times 1,03 = 1,62.$$

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Расчетное контактное напряжение

$$s_H = 192 \times 0,78 \times 2,45 \sqrt{\frac{1306,6 \times 1,62 \times (6+1)}{48 \times 30,8 \times 6}} = 474,2 \text{ МПа};$$

$$s_H = 474,2 \text{ МПа} < [s_H] = 495 \text{ МПа}.$$

Недогрузка передачи не должна превышать допустимое значение в 5 %:

$$D_s = \frac{[s_H] - s_H}{[s_H]} 100\% = \frac{491 - 474,2}{491} 100\% = 3,8\% < [D_s] = 5\%.$$

Выполним проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба [1, с. 55, формула (4.47)]:

$$s_F = \frac{2T_i Y_F Y_e Y_b K_F}{d_i b_i m} \leq [s_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, выбираем в зависимости от приведенного

числа зубьев $\frac{\alpha}{\epsilon} z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \ddot{\circ} [1, \text{с. 55, пояснение к формуле (4.47)}]:$

$$z_{v1} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 12,8^\circ} = 21,6;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{123}{\cos^3 12,8^\circ} = 126,8.$$

Коэффициент смещения $x_1 = x_2 = 0$; т. к. зубья нарезаны без смещения, то $Y_{F1} = 4,08$, $Y_{F2} = 3,6$ [1, с. 56, рисунок 4.8; рисунок 3.2, приложение 3];

Y_e – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев [1, с. 55, пояснение к формуле (4.47)]:

$$Y_e = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,63} = 0,613;$$

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев [1, с. 55, пояснение к формуле (4.47)]:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - \frac{12,8^\circ}{120^\circ} = 0,89;$$

K_F – коэффициент нагрузки [1, с. 40, формула (4.12)]:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1)(n_{ст} - 5)}{\pi m_n} = \frac{4 + (1,63 - 1)(9 - 5)}{\pi 1,5} = 1,38$ [1, с. 46, формула (4.19);

таблица 3.6, приложение 3];

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,31$ [1, с. 41, рисунок 4.4];

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки внутри передачи, $K_{FV} = 1,1$ [1, с. 47, таблица 4.12; таблица 3.8, приложение 3].

Тогда $K_F = 1,38 \cdot 1,31 \cdot 1,1 = 1,99$.

Произведем расчет для менее прочного зуба [1, с. 55, пояснение к формуле (4.47)]:

$$\frac{[s_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{257,1}{4,08} = 63,01; \quad \frac{[s_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{241,7}{3,6} = 67,14.$$

Менее прочным является зуб шестерни. Следовательно, расчет производим по шестерне.

Напряжения изгиба

$$s_F = \frac{2 \times 21,5 \times 10^3 \times 4,08 \times 0,613 \times 0,89 \times 1,99}{30,8 \times 48 \times 4,5} = 85,9 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F = 85,9 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 257,1 \text{ МПа.}$$

Условие прочности по напряжениям изгиба выполняется.

5 Эскизное проектирование привода

5.1 Общие сведения о проектировании

При известной кинематической схеме редуктора, найденных параметрах передач требуется принять принципиальные решения по конструкции редуктора: выбрать конструктивные варианты исполнения подшипниковых узлов и исполнения корпуса; определить типы применяемых подшипников, способы их регулировки и смазывания; задать способы фиксации деталей; назначить расстояния между элементами конструкции и размеры, которые не могут быть определены расчетом; обеспечить собираемость редуктора, регулировку зацепления и обеспечить надежную смазку всех трущихся сопряжений.

В результате анализа известных конструкций приводов [4, с. 265–268, п. 15.4; 9, с. 4–39; рисунок В.1–В.6, приложение В] в качестве прототипа для проектирования выбран привод в составе электродвигателя, редуктора и вала контрпривода, собранных на сварной раме. Рама монтируется на бетонном основании по месту установки привода.

5.2 Выбор типа применяемых подшипников качения

В зубчатой передаче редуктора применены косозубые зубчатые колеса и в зацеплении наряду с радиальной силой $F_r = 487,8$ Н действует осевая сила $F_a = 296,6$ Н.

$$\text{Отношение } \frac{F_a}{F_r} = \frac{296,9}{487,8} = 0,61.$$

Следовательно, в опорах быстроходного и тихоходного валов могут быть применены радиально-упорные однорядные шариковые подшипники легкой серии. По сравнению с роликовыми подшипниками качения эти подшипники отличаются меньшей стоимостью и не требуют регулировки в процессе эксплуатации.

В связи с тем, что отношение $F_a / F_r > 0,25$, применена схема установки подшипников «враспор» [1, с. 168–169, таблица 8.2].

									Лист
									31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Вал контрпривода связан с ведомым валом редуктора цепной передачей, с валом приводимой машины через втулочно-пальцевую муфту. Осевые нагрузки на опоры отсутствуют. В связи с применением сварной рамы в сочетании с бетонным основанием возможен перекося опор вала относительно друг друга при установке рамы.

Следовательно, в опорах вала контрпривода могут быть применены радиальные шариковые сферические двухрядные подшипники легкой серии.

5.3 Выбор способа смазки редуктора

Конструкцию редуктора во многом определяет способ смазки его подшипников и зубчатых колес.

По результатам расчетов окружная скорость вращения зубчатого колеса $V = 2,27$ м/с.

Данная скорость не превышает предельной [5, с. 199] скорости $V \leq 12,5$ м/с и может быть применена смазка погружением колес в масляную ванну. Скорость $V = 2,27$ м/с достаточна для смазывания всех зубчатых колес и подшипников масляным туманом при погружении тихоходного колеса в масло.

5.4 Конструирование валов

Целью конструирования является определение диаметров ступенчатых валов на всех участках. При назначении диаметров участков приняты следующие предпосылки:

- с целью облегчения монтажа сопряженных с валом изделий и задания их однозначного расположения на валу сам вал выполняется ступенчатым;
- диаметры участков вала под стандартные изделия назначают с учетом их посадочных диаметров, а именно: радиально-упорных шариковых подшипников качения по ГОСТ 831–75; манжет по ГОСТ 8752–79; муфт, например, втулочно-пальцевых, по ГОСТ 21424–93;
- диаметр участка вала под стандартную муфту, соединяющий этот вал с другим валом стандартного изделия, например, электродвигателя, назначается

										Лист
										32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

с учетом положений стандарта на муфту, в котором прописано, что в стандартной муфте допускается сочетание полумуфт с разным посадочным диаметром отверстий только в пределах одного номинального крутящего момента для муфты (п. 10 ГОСТ 21424–93);

– высота упорных буртиков под подшипники принимается больше высоты фаски внутреннего кольца подшипника и меньше высоты внутреннего кольца на величину a , где a – не менее 2 мм;

– высота упорных буртиков для других сопрягаемых изделий (ступиц зубчатых колес, муфты и звездочки принимается в зависимости от посадочного диаметра по рекомендациям [7, с. 24–44, п. 2.1];

– длины участков валов, на которые садятся стандартные изделия, назначают по соответствующим стандартам. В частности, для участков под втулочно-пальцевые муфты – по ГОСТ 21424–93;

– длины участков валов, на которые садятся нестандартные изделия, в нашем случае зубчатые колеса и ведущая звездочка цепной передачи, принимают в зависимости от диаметра вала d_b на посадочном участке $L_{ст} = (1,2...1,5)d_b$;

– для всех участков вала, кроме участков под стандартные изделия, диаметры и длины участков назначают с учетом ряда линейных размеров по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

На быстроходном валу шестерню целесообразно выполнить заодно с валом только в случае, если будет выполняться условие (рисунок 5.1):

$$D = \frac{d_{f1}}{2} - \frac{a}{c} \frac{d_b}{2} + t_2 \frac{\ddot{o}}{\ddot{o}} > 2,5,$$

где d_{f1} – диаметр впадин шестерни, мм;

d_b – диаметр вала в месте размещения шестерни, мм;

t_2 – глубина впадины шпоночного паза в ступице, мм.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

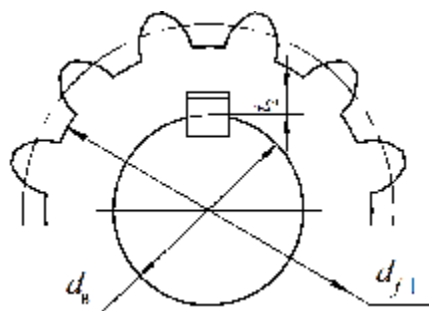


Рисунок 5.1 – Обоснование использования съемной шестерни

Конструирование длин участков быстроходного и тихоходного валов, выступающих из корпуса редуктора, продолжают после выполнения компоновки и разработки корпуса редуктора.

При разработке конструкции валов принимают во внимание не только технологию монтажа и демонтажа устанавливаемых на вал деталей и узлов, но и технологию обработки поверхностей ступеней.

При конструировании валов стараются уменьшить массу детали, упростить технологию изготовления, обеспечить достаточную усталостную прочность детали путем обоснованного выбора размеров и конструктивных решений по уменьшению концентрации напряжений в местах изменения диаметра вала.

В результате анализа известных конструкций валов [7, с. 25–28, рисунок 19–24] в качестве прототипа для проектирования выбран вал с несъемной шестерней и цилиндрическим концом (рисунок 5.2).

5.4.1 Конструирование ведущего вала

Участок А (рисунок 5.2). Выходной конец вала предназначен для установки стандартной втулочно-пальцевой муфты по ГОСТ 21424–93, соединяющей ведущий вал редуктора с валом электродвигателя, и выполняется цилиндрическим.

Позиция 1. Диаметр этого участка вала $d_{в1}$ определяется в результате ориентировочного расчета на статическую прочность, условно только на кручение вращающим моментом $T_{дв} = 22,1 \text{ Нм}$, по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau_{кр}] = 20 \text{ МПа}$ [3, с. 254]

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			34

$$d_{\text{в1}} = \sqrt[3]{0,2 \frac{T_1}{\sigma_{\text{кр}}}} = \sqrt[3]{\frac{22100}{0,2 \times 20}} = 17,68 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр первой ступени вала по ГОСТ 6636–69 из первого предпочтительного ряда для стандартных цилиндрических концов валов – $d_{\text{в1}} = 25$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г]. При таком диаметре вал редуктора может быть соединен с валом электродвигателя с диаметром $d_{\text{эд}} = 28$ мм через стандартную втулочно-пальцевую муфту по ГОСТ 21424–93 с номинальным моментом $T_{\text{РН}} = 125$ Н·м [1, с. 224–225, таблица 9.2; таблица И.3, приложение И].

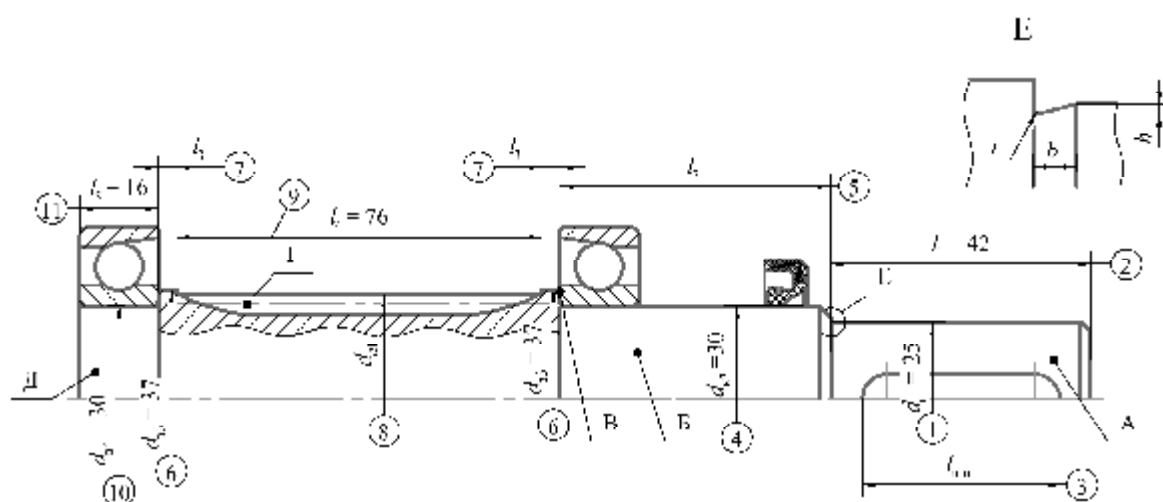


Рисунок 5.2 – Вал ведущий

Позиция 2. Длина $l_1 = 42$ мм первой ступени А должна быть достаточной для размещения полумуфты стандартной муфты и согласно ГОСТ 12080–66 при диаметре вала $d_{\text{в1}} = 25$ мм равна $l_1 = 42$ мм [7, с. 29, таблица 7; таблица К.4, приложение К].

Позиция 3. На этом цилиндрическом участке конца вала пальцевой фрезой выполняется шпоночный паз под призматическую шпонку длиной $l_{\text{шп}} = 32$ мм на 10 мм меньше длины цилиндрического участка [1, с. 136].

Участок Б. По этому участку вала производится уплотнение подшипникового узла стандартной резиновой армированной манжетой по ГОСТ 8752–79 исполнения 1 из резины группы 1 и садится радиально-упорный шариковый подшипник легкой серии по ГОСТ 831–75.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

При проведении регламентных ремонтных работ может потребоваться демонтаж манжеты и ее установка на вал без снятия шпонки на участке вала А. Выбранная шпонка выступает над поверхностью вала на величину $h - t_1 = 7 - 4 = 3$ мм, где высота выбранной шпонки $h = 7,0$ мм и глубина паза на валу $t_1 = 4$ мм [7, с. 164, таблица И.1; таблица К.8, приложение К].

Для беспрепятственного снятия манжеты и подшипника без демонтажа шпонки следует принять диаметр участка Б не менее

$$d_{в2} \geq d_{в1} + (h - t_1) = 25 + 3 = 28 \text{ мм.}$$

Позиция 4. Принимаем диаметр вала $d_{в2} = 30$ мм. На этом участке садится манжета с обозначением «Манжета 1.1-30×45-1/3 ГОСТ 8752–79» [1, с. 201, таблица 8.23; таблица Л.1, приложение Л] и подшипник № 36206 [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2, приложение М].

Позиция 5. Длина ступени l_2 зависит от следующих осевых размеров: ширины манжеты b и размера крышки подшипника, размера гнезда подшипника. Определяется в результате второго этапа компоновки редуктора.

Участок В. Буртик предназначен для упора внутреннего кольца подшипника.

Позиция 6. Диаметр буртика $d_{в3}$ должен быть достаточен для упора и фиксации на валу внутреннего кольца подшипника и мазеудерживающего кольца (при его наличии). Согласно [4, 7; таблица М.2, приложение М] для подшипника № 36206 принимаем $d_{в3} = 37,0$ мм. Принятое значение согласуется с рядом линейных размеров [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Позиция 7. Ширина участка l_3 принимается при компоновке редуктора.

Участок Г. Предназначен для нарезки зубьев шестерни.

Позиция 8. Диаметр участка вала протачивается по ширине шестерни до диаметра окружности выступов шестерни $d_{a1} = 33,8$ мм.

Позиция 9. Длина участка l_4 должна быть достаточна для размещения нарезки зубьев шестерни шириной b_1 и выхода зубонарезного инструмента – $l_4 \geq b_1 + 2l_в$.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Червячную фрезу для нарезания зубьев выбираем в зависимости от модуля m и степени точности нарезаемой шестерни. При $m = 1,5$ мм и степени точности 9 применяем фрезу диаметром $D_\phi = 63$ мм [таблица К.9].

При использовании для нарезки зубьев червячной фрезы диаметром $D_\phi = 63$ мм, найденных ранее диаметрах выступов $d_{a1} = 33,8$ мм и впадин $d_{f1} = 27,1$ мм шестерни, значение участка для выхода инструмента находится из выражения

$$l_b = \sqrt{\frac{d_{a1} - d_{f1}}{2} D_\phi} - \sqrt{\frac{d_{a1} - d_{f1}}{2}} = \sqrt{\frac{33,8 - 27,1}{2} \cdot 63} - \sqrt{\frac{33,8 - 27,1}{2}} \approx 14 \text{ мм.}$$

Следовательно, длина участка l_4 должна быть не менее

$$l_4 \geq b_1 + 2l_b = 48 + 2 \cdot 14 = 76 \text{ мм.}$$

Так как наружный диаметр шестерни меньше d_3 , то участок выхода фрезы распространяем и на упорную ступень d_3 для подшипника.

Участок Д. Предназначен для установки второго подшипника № 36206.

Позиция 10. Принимаем диаметр вала $d_{B4} = 30$ мм.

Позиция 11. Длину участка вала l_5 назначаем равной ширине внутреннего кольца подшипника $B = 16$ мм [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2, приложение М].

Переходной участок вала Е. Предназначен для выхода инструмента при обработке ступени с меньшим диаметром $d_{B1} = 25$ мм.

Учитывая высокую жесткость и малую длину вала на переходных участках между двумя смежными ступенями, выполняют канавки. Размеры канавок выбраны в зависимости от диаметра меньшей ступени $d_{B1} = 25$ мм [7, с. 28, таблица 6; таблица К.6, приложение К]: $b = 3$ мм, $h = 0,25$ мм, $r = 1$ мм.

На остальных переходных участках вала для выхода инструмента также выполняют канавки. Их размеры определены аналогично согласно [7, с. 28, таблица 6; таблица К.6, приложение К].

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			37

5.4.2 Конструирование ведомого вала

Участок А (рисунок 5.3). Выходной конец вала предназначен для установки ведущей звездочки цепной передачи и выполняется цилиндрическим.

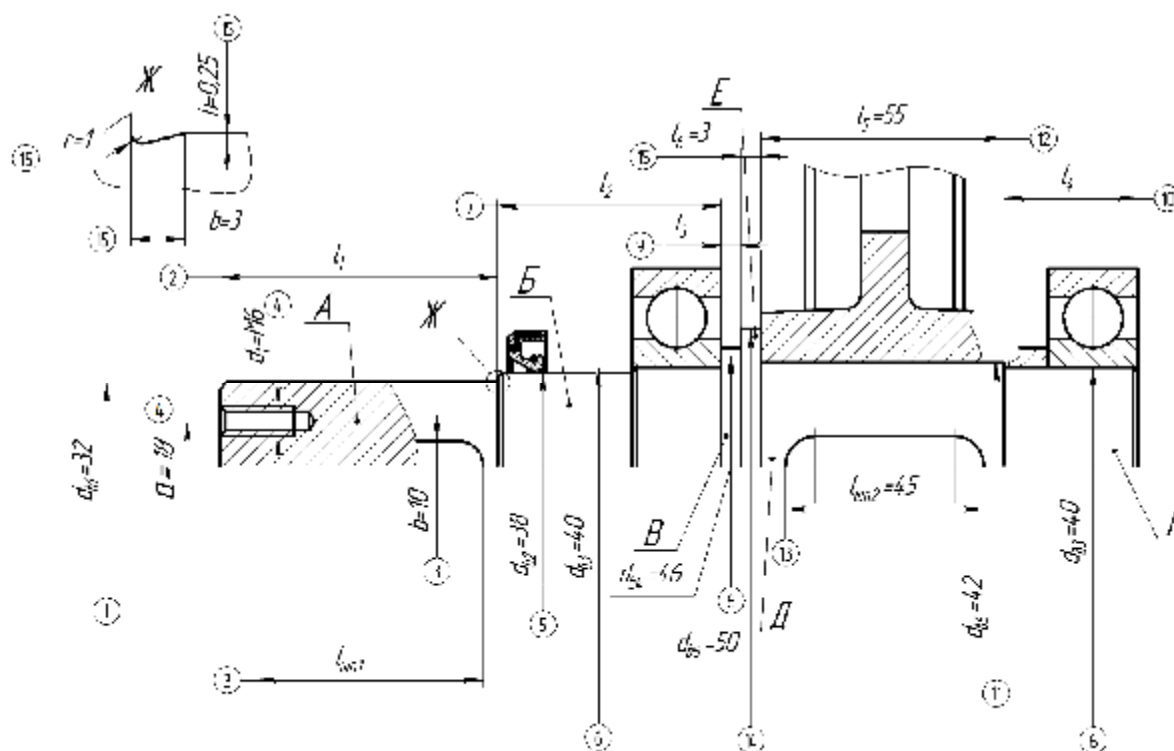


Рисунок 5.3 – Вал ведомый

Позиция 1. Диаметр этого участка вала $d_{в1}$ определяется в результате ориентировочного расчета на статическую прочность, условно только на кручение вращающим моментом $T_2 = 123,6$ Н·м, по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau_{кр}] = 20$ МПа [3, с. 254]

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{123600}{0,2 \times 20}} = 31,4 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр первой ступени вала по ГОСТ 6636–69 из предпочтительного ряда для стандартных цилиндрических концов валов – $d_{в1} = 32$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Позиция 2. Длину l_1 первой ступени А, то есть цилиндрического конца вала под звездочку принимаем по ГОСТ 6636–69 $l_1 = 63$ мм при диаметре вала, равного 32 мм [7, с. 29, таблица 7; таблица К.4, приложение К].

				Лист	
				02.48.021.00.000 ПЗ	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	38

Позиция 3. На этом участке пальцевой фрезой фрезеруется шпоночный паз длиной $l_{шп1} = 56$ мм, шириной $b = 10$ мм и глубиной $t_1 = 5$ мм по ГОСТ 23360–78 [7, с. 164, таблица И.1; таблица К.8, приложение К].

Позиция 4. На выходном конце вала садится ведущая звездочка цепной передачи. Осевое крепление звездочки на валу осуществляется концевой шайбой. Для крепления шайбы в торце вала выполнены 2 резьбовых отверстия с диаметром резьбы $d_1 = M6 \times 20$ мм под болты по ГОСТ 7798–70 на расстоянии $a = 18$ мм [4, с. 95, п. 8.7.5; таблица К.10, приложение К].

Участок Б. По этому участку вала производится уплотнение подшипникового узла стандартной резиновой армированной манжетой по ГОСТ 8752–79 и садится радиально-упорный шариковый подшипник легкой серии по ГОСТ 831–75.

При проведении регламентных ремонтных работ может потребоваться демонтаж манжеты и ее установка на вал без снятия шпонки на участке вала А. Выбранная шпонка выступает над поверхностью вала на величину $h - t_1 = 8 - 5 = 3$ мм, где высота выбранной шпонки $h = 8,0$ мм и глубина паза на валу $t_1 = 5,0$ мм [7, с. 164, таблица И.1; таблица К.8, приложение К].

Для беспрепятственного снятия манжеты и подшипника без демонтажа шпонки следует принять диаметр участка Б не менее

$$d_{в2} \geq d_{в1} + 2(h - t_1) = 32 + 2 \times 3 = 38 \text{ мм.}$$

Позиция 5. Принимаем диаметр вала $d_{в2} = 38$ мм. На этом участке садится манжета с обозначением «Манжета 1.1-38×60-1 ГОСТ8752-79» [1, с. 201, таблица 8.23; таблица Л.1, приложение Л].

Позиция 6. Принимаем диаметр вала $d_{в3} = 40$ мм. На этом участке садится радиально-упорный подшипник легкой серии № 36208 [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2, приложение М].

Позиция 7. Длина ступени l_2 зависит от следующих осевых размеров: ширины манжеты b и размера крышки подшипника, размера гнезда подшипника. Определяется в результате второго этапа компоновки редуктора.

Участок В. Буртик предназначен для упора внутреннего кольца подшипника.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Позиция 8. Диаметр буртика d_{B4} должен быть достаточен для упора и фиксации на валу внутреннего кольца подшипника и мазеудерживающего кольца. Принимают для подшипника № 36208 с учетом ряда линейных размеров $d_{B4} = 46$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Позиция 9. Длина участка l_3 должна быть достаточна для размещения лап съемника при демонтаже подшипника и окончательно принимается при втором этапе компоновки редуктора.

Участок Г. На этом участке вала $d_{B3} = 40$ мм (*позиция б*) садится второй радиально-упорный шариковый подшипник легкой серии по ГОСТ 831–75 № 36208 и дистанционная втулка.

Позиция 10. Длина ступени l_4 зависит от следующих осевых размеров: ширины подшипника, размера гнезда подшипника, ширины ступицы колеса зубчатого колеса и ее положения на валу. Определяется в результате второго этапа компоновки редуктора.

Участок Д. Предназначен для размещения ступицы зубчатого колеса.

Позиция 11. С целью облегчения монтажа зубчатого колеса на вал диаметр d_{B5} участка Д принимают больше диаметра d_{B4} . Принимаем $d_{B5} = 42$ мм > 40 мм по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Позиция 12. С целью надежной фиксации зубчатого колеса длина участка l_5 принимается на 3 мм меньше ширины ступицы колеса $L_{ст}$. В свою очередь ширина ступицы должна быть не менее ширины венца $b_2 = 44$ мм и удовлетворять условию $L_{ст} = (1,0...1,5)d_{B5} = (1,0...1,5)42 = 42...63$ мм. Примем $L_{ст} = 58$ мм. Тогда длина участка вала будет

$$l_5 = L_{ст} - 3 \text{ мм} = 58 - 3 = 55 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 из предпочтительного ряда $l_5 = 55$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Позиция 13. На этом участке пальцевой фрезой фрезеруется шпоночный паз длиной $l_{шп2} = 45$ мм. Длина паза выбрана на 10 мм меньше длины участка вала $l_5 = 55$ мм.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Участок Е. Буртик предназначен для упора зубчатого колеса.

Позиция 14. Диаметр буртика $d_{в6}$ должен быть достаточен для упора и фиксации зубчатого колеса $d_{в6} \geq d_{в5} + 2t = 42 + 2 \times 3,5 = 49$ мм [Таблица К.7, приложение К]. Принимаем по ГОСТ 6636-69 из предпочтительного ряда $d_{в6} = 50$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Позиция 14. Ширина буртика принимается конструктивно $l_6 = 5$ мм из предпочтительного ряда [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Переходной участок вала Ж. Предназначен для выхода инструмента при обработке ступени с меньшим диаметром $d_{в1} = 32$ мм.

Учитывая высокую жесткость и малую длину вала на переходных участках, между двумя смежными ступенями выполняют канавки.

Позиция 15. Размеры канавок выбраны в зависимости от диаметра меньшей ступени $d_{в1} = 32$ мм [7, с. 28, таблица б; таблица К.6, приложение К]: $b = 3$ мм, $h = 0,25$ мм, $r = 1$ мм.

На остальных переходных участках вала для выхода инструмента также выполняют канавки. Их размеры определены аналогично согласно [7, с. 28, таблица б; таблица К.6, приложение К].

5.4.3 Конструирование вала контрпривода

Участок А (рисунок 5.4). Выходной конец вала предназначен для установки ведущей звездочки цепной передачи и выполняется цилиндрическим.

Позиция 1. Диаметр $d_{в1}$ этого участка вала определяется в результате ориентировочного расчета на статическую прочность, условно только на кручение вращающим моментом $T_3 = 334,4$ Н·м, по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau_{кр}] = 15$ МПа [3, с. 254].

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{334400}{0,2 \times 15}} = 48,1 \text{ мм.}$$

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

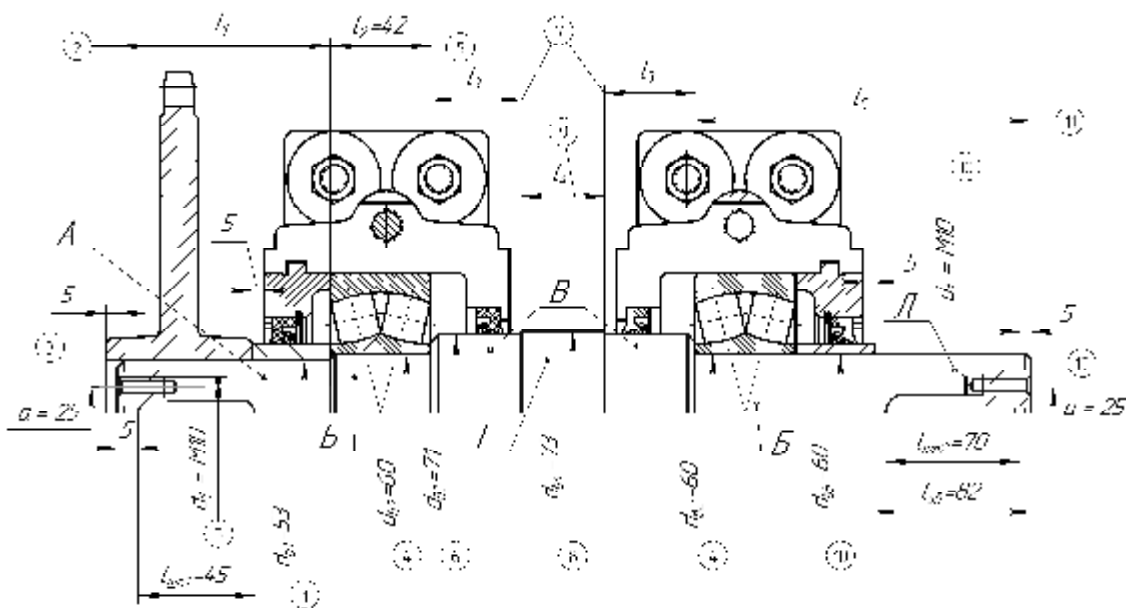


Рисунок 5.4 – Вал контрпривода

Принимаем диаметр первой ступени вала по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г] из предпочтительного ряда для стандартных цилиндрических концов валов – $d_{в1} = 53$ мм.

Позиция 2. Длина l_1 первой ступени А должна быть достаточна для размещения ступицы ведомой звездочки, дистанционной втулки между ступицей и подшипником опоры и выбирается при компоновке привода такой, чтобы между торцом крышки опоры и торцом ступицы звездочки был зазор не менее 5 мм, а ступица выступала за пределы торца вала не менее чем на 3 мм. Окончательно размер l_1 определяется после конструирования звездочки, выбора опор и компоновки рамы привода.

Позиция 3. На участке А пальцевой фрезой фрезеруется шпоночный паз длиной $l_{шп1} = 45$ мм, шириной $b = 16$ мм и глубиной $t_1 = 6$ мм по ГОСТ 23360–78 [7, с. 164, таблица И.1; таблица К.8, приложение К]. Фрезерование шпоночного паза начинается от торца вала на расстоянии не менее 5 мм.

На выходном конце вала садится ведущая звездочка цепной передачи. Осевое крепление звездочки на валу осуществляется концевой шайбой. Для крепления шайбы в торце вала выполнена 2 резьбовых отверстия диаметра $d_1 = M10 \times 20$ мм под болты по ГОСТ 7798–70 на расстоянии $a = 25$ мм [4, с. 95, п. 8.7.5; таблица К.10, приложение К].

							02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				42

Участок Б. Позиция 4. На участке Б садится внутреннее кольцо радиально-го сферического подшипника № 1612 по ГОСТ 28428–90 с посадочным диаметром $d_{B2} = 60$ мм [4, с. 110, п. 8.10.5; таблица М.4], установленного в стандартную разъемную опору типа РШ по ГОСТ 13218.9–80 [10; рисунок Н.1, приложение Н].

Позиция 5. Длина участка Б принимается меньше ширины $B = 46$ мм внутреннего кольца подшипника на величину ширины фаски $r = 3,5$ мм подшипника № 1612 по ГОСТ 5720–75 [таблица М.4, приложение М]

$$l_2 \geq B - r = 46 - 3,5 = 42,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2 = 42$ мм из предпочтительного ряда [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

Участок В. На этом участке садится манжета с обозначением «Манжета 1.1-71×95-1 ГОСТ8752–79» и он является буртиком для внутреннего кольца подшипника.

Позиция 6. Диаметр буртика d_{B3} должен быть достаточен для упора и фиксации на валу внутреннего кольца подшипника. Принимают для подшипника № 1612 не более 72 мм [4, с. 110, п. 8.10.5; таблица М.4, приложение М]. Принимая во внимание посадочный диаметр, манжеты принимаем $d_{B3} = 71$ мм.

Позиция 7. Длина l_3 участка В определяется конструктивными осевыми размерами корпуса и выбирается такой, чтобы между торцом корпуса и границей участка В было расстояние не менее 5 мм.

Участок Г. Позиция 8. Диаметр вала d_{B4} принимается из предпочтительного ряда по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г] из условия:

$$d_{B3} = 71 \text{ мм} \leq d_{B4} \leq d_{BC} = 73 \text{ мм,}$$

где $d_{BC} = 73$ мм – диаметр калиброванного проката по ГОСТ 7417–75.

На данном участке заготовку вала не обрабатываем и принимаем $d_{B4} = d_{BC} = 73$ мм.

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			43

Позиция 9. Длина l_4 участка Г определяется расстоянием между корпусами подшипника и устанавливается при разработке рамы в процессе компоновки привода.

Участок Д. Выходной конец вала предназначен для установки второго подшипника № 1612, распорной втулки и ведущей звездочки скреперного транспортера.

Позиция 10. Принимаем $d_{в5} = d_{в2} = 60$ мм.

Для крепления шайбы в торце вала выполнена 2 резьбовых отверстия диаметра $d_1 = M10 \times 20$ мм под болты по ГОСТ 7798–70 на расстоянии $a = 25$ мм [4, с. 95, п. 8.7.5; таблица К.10, приложение К].

Позиция 11. Длина посадочной поверхности $l_{зв}$ под ведущую звездочку скреперного транспортера должна удовлетворять условию $l_{зв} = (1,0 \dots 1,5) d_{в5} = (1,0 \dots 1,5) 60 = 60 \dots 90$ мм. Примем $l_{зв} = 82$ мм из предпочтительного ряда по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г]. Длина l_5 должна быть выбрана такой, чтобы левый торец ступицы звездочки был расположен от корпуса подшипника на расстоянии 5 мм, которое будет задаваться распорной втулкой.

5.5 Конструирование зубчатых колес

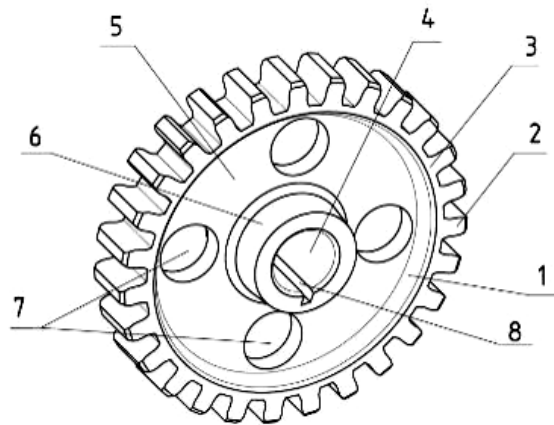
С учетом технологических возможностей производства и объемов производства назначаем для изготовления стальной заготовки зубчатого колеса наиболее экономичный способ изготовления заготовок штамповкой и вид заготовки – поковка.

Основные конструкторские решения соответствуют рекомендациям по проектированию колес с наружным диаметром [7, с. 45, таблица 18; таблица О.1, приложение О]

$$100 \text{ мм} \leq d_{a2} = 192,2 \text{ мм} \leq 500 \text{ мм}.$$

Основные конструктивные элементы колеса – обод с зубчатым венцом, ступица и диск (рисунок 5.5).

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44



1 – обод; 2 – зуб; 3 – венец (верхняя часть обода с зубьями); 4 – посадочное отверстие;
5 – диск; 6 – ступица; 7 – отверстия в диске; 8 – шпоночный паз
Рисунок 5.5 – Элементы зубчатого колеса

Ступица А (рисунок 5.6). Центральная часть вращающейся детали вместе с посадочным отверстием. Служит для соединения колеса с валом и расположена симметрично относительно венца.

Позиция 1. Диаметр отверстия в ступице соответствует диаметру посадочного участка вала (участка вала D по рис. 5.3) $d_{\text{отв}} = d_{\text{в5}} = 42$ мм.

Позиция 2. Ширина ступицы $L_{\text{ст}} = 58$ мм с целью надежной фиксации зубчатого колеса принята на 3 мм больше длины посадочного участка вала $l_5 = 55$ мм.

Позиция 3. В ступице выполняется шпоночный паз длиной шириной $b = 12$ мм, глубиной $t_2 = 3,3$ мм и радиусом закругления $r = 0,3$ мм по ГОСТ 23360–78 [7, с. 164, таблица И.1; таблица К.8, приложение К]. В ступице контролируется размер $K = t_2 + d_{\text{отв}} = 3,3 + 42 = 45,3$ мм.

Позиция 4. При симметричном расположении ступицы относительно обода с шириной $b_2 = 44$ мм она будет выступать с двух сторон на величину

$$a_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{ст}} - b_2}{2} = \frac{58 - 44}{2} = 7 \text{ мм.}$$

Позиция 5. При шпоночном соединении и посадке ступицы на вал с натягом наружный диаметр ступицы $D_{\text{ст}} = 1,55d_{\text{отв}} = 1,55 \cdot 42 = 65,1$ мм. Принимаем

по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г] из первого предпочтительного ряда $D_{ст} = 65$ мм.

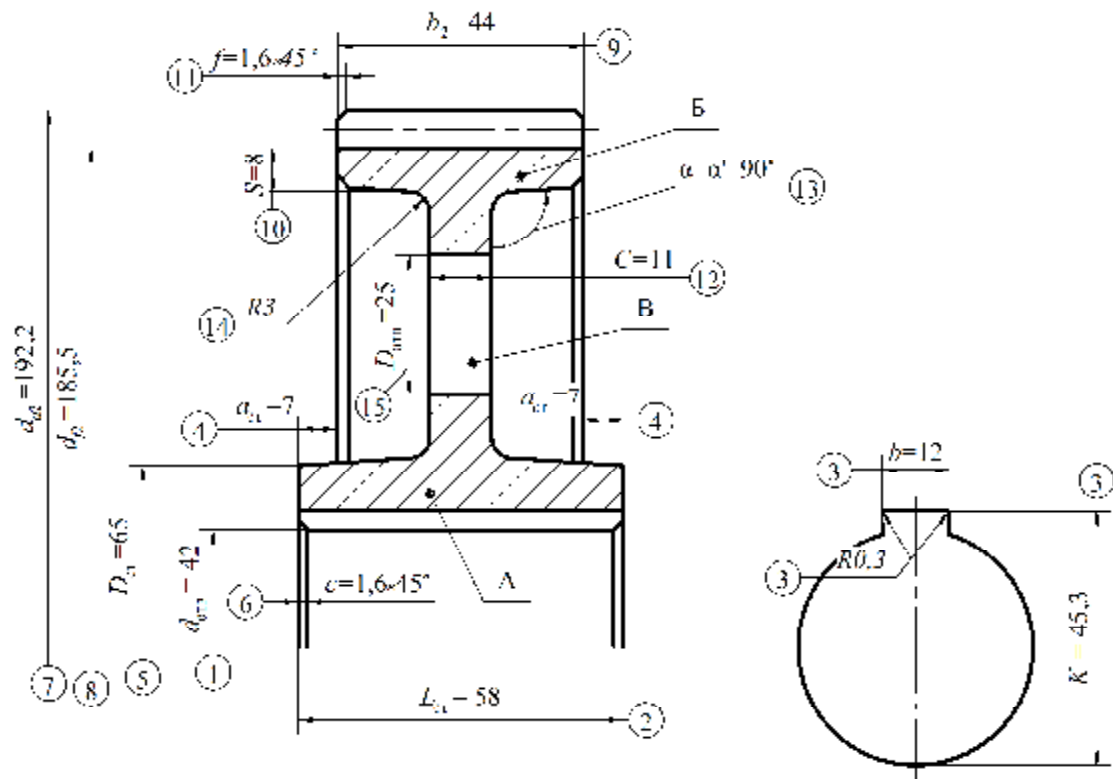


Рисунок 5.6 – Колесо зубчатой передачи

Позиция 6. С целью облегчения монтажа колеса на вал в отверстии выполняются фаски размером $c \times 45^\circ$. При диаметре отверстия $d_{отв} = 42$ мм значение $c = 1,6$ мм [1, с. 46, таблица 19; таблица О.2, приложение О].

Обод Б. На ободе нарезаны зубья зубчатого венца.

Позиция 7. Наружный диаметр колеса определен при проектном расчете колеса $d_{a2} = 192,2$ мм.

Позиция 8. Диаметр впадин зубчатого венца определен при проектном расчете колеса $d_{f2} = 185,5$ мм.

Позиция 9. Ширина обода равна ширине зубчатого венца и определена при проектном расчете колеса $b_2 = 44$ мм.

Позиция 10. Толщина обода зависит от модуля колеса $m = 1,5$ мм и его ширины $S = 2,2m + 0,05b_2 = 2,2 \cdot 1,5 + 0,05 \cdot 44 = 5,5$ мм.

Принимаем $S = 8$ мм.

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Позиция 11. На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6...0,7)t = (0,6...0,7)1,5 = 0,9...1,05$ мм. Принимаем из стандартного ряда [7, с. 46, таблица 19; таблица О.2, приложение О] значение $f = 1,6$ мм.

Диск В. Соединяет венец со ступицей. При $d_{a2} = 192,2$ мм < 500 мм выполняется без отверстий.

Позиция 12 Толщина диска

$$C = 0,5 \frac{a_8}{c_8} + \frac{D_{ст} - d_{отв}}{2} \frac{\ddot{o}}{\ddot{o}} = 0,5 \frac{a_8}{c_8} + \frac{65 - 42}{2} \frac{\ddot{o}}{\ddot{o}} = 9,75 \text{ мм} \approx 0,25b_2 = 0,25 \times 44 = 11 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; Таблица Г.1, приложение Г] из предпочтительного ряда $C = 11$ мм.

Позиция 13. Штамповочные уклоны приданы поверхностям заготовок, перпендикулярным плоскостям разъема с целью облегчения заполнения штампа металлом и освобождения штампов от поковки. Величина уклонов α зависит от применяемого штамповочного оборудования.

При изготовлении стальных штампованных заготовок зубчатых колес принимают штамповочные уклоны $\alpha' = 7^\circ$ [7, с. 45, таблица 18; таблица О.1, приложение О].

Позиция 14. Радиусы закругления R назначают для облегчения заполнения металлом формы и свободной выемки заготовок из штампа. Принимают радиусы $R \geq 3$ мм [7, с. 45, таблица 18; таблица О.1, приложение О].

Позиция 15. Для облегчения работы с заготовками колес при нарезании зубьев в диске могут выполняться отверстия диаметром $D_{отв} = 25$ мм в количестве 4 штук [7, с. 45, таблица 18; таблица О.1, приложение О].

5.6 Конструирование звездочек цепной передачи

5.6.1 Конструирование ведущей звездочки цепной передачи

Основные параметры (число зубьев $z_1 = 25$, делительный диаметр $d_{д1} = 202,7$ мм и шаг зубьев $t = 25,4$ мм) однорядной звездочки определены при проектировании цепной передачи.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

С учетом технологических возможностей производства и объемов производства назначен для изготовления стальной заготовки звездочки наиболее экономичный способ изготовления заготовок штамповкой и вид заготовки – поковка. Основные конструкторские решения соответствуют рекомендациям для однорядной звездочки с профилем зубьев по ГОСТ 591–69 [7, с. 114–117; рисунок П.1, приложение П].

Для изготовления звездочек применяется материал и ТО [7, с. 113; таблица Е.6, приложение Е]: ведущая звездочка – сталь 45, твердость 45...50 HRC, закалка ТВЧ и отпуск.

Основные конструктивные элементы звездочки – обод с зубчатым венцом, ступица и диск.

Ступица А (рисунок 5.7). Служит для соединения колеса с валом и расположена симметрично относительно венца.

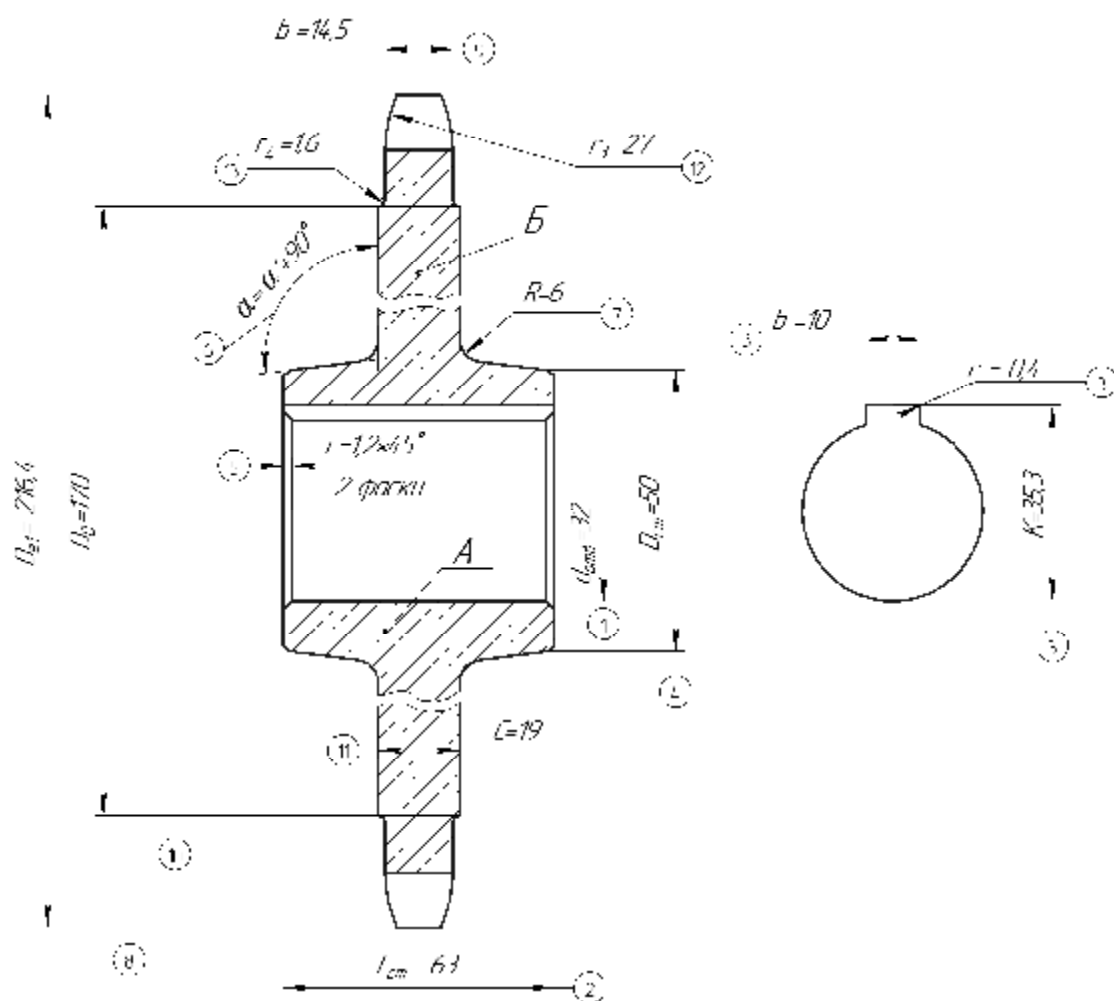


Рисунок 5.7 – Ведущая звездочка

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

Позиция 1. Диаметр отверстия в ступице соответствует диаметру посадочного участка ведомого вала $d_{ст} = d_{в1} = 32$ мм.

Позиция 2. Ширина ступицы с целью надежной фиксации зубчатого колеса принята на 3 мм больше длины посадочного участка вала $l_5 = 58$ мм

$$L_{ст} = l_1 + 3 = 58 + 3 = 61 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г] из предпочтительного ряда $L_{ст} = 63$ мм.

Позиция 3. В ступице выполняется шпоночный паз шириной $b = 10$ мм, глубиной $t_2 = 3,3$ мм и радиусом закругления $r = 0,4$ мм по ГОСТ 23360–78 [7, с. 164, таблица И.1; таблица К.8, приложение К]. Размер для контроля глубины шпоночного паза будет

$$K = d_{в1} + t_2 = 32 + 3,3 = 35,3 \text{ мм.}$$

Позиция 4. При шпоночном соединении и посадке ступицы на вал с натягом наружный диаметр ступицы $D_{ст} = 1,55d_{в1} = 1,55 \cdot 32 = 49,6$ мм. Принимаем по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г] из предпочтительного ряда $D_{ст} = 50$ мм.

Позиция 5. С целью облегчения монтажа звездочки на вал в отверстии выполняются фаски размером $c \times 45^\circ$. При диаметре отверстия $d_{отв} = 32$ мм значение $c = 1,2$ мм [7, с. 46, таблица 19; таблица О.2, приложение О].

Позиция 6. Штамповочные уклоны приданы поверхностям заготовки, перпендикулярным плоскостям разъема с целью облегчения заполнения штампа металлом и освобождения штампа от поковки. При изготовлении заготовок звездочки штамповкой применяем штамповочный уклон $\alpha' = 7^\circ$ [7, с. 45, таблица 18; таблица О.1, приложение О].

Позиция 7. Радиусы закругления R назначают для облегчения заполнения металлом формы и свободной выемки заготовок из штампа. Принимают радиусы $R \geq 6$ мм.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Обод Б. На ободке нарезаны зубья зубчатого венца с профилем по ГОСТ 591–69.

Позиция 8. Диаметр окружностей выступов звездочки:

$$D_{e1} = t \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{z_1} + 0,7 \frac{\alpha}{z_1} - 0,31d_1 = 25,4 \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{25} + 0,7 \frac{\alpha}{25} - 0,31 \times 7,92 = 216,4 \text{ мм.}$$

Позиция 9. Ширина зуба $b = 0,93b_1 - 0,15 = 0,93 \times 15,88 - 0,15 = 14,6$ мм.

Принимаем $b = 14,5$ мм.

Позиция 10. Диаметр обода

$$D_o = t \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{z_1} - 1,3h = 25,4 \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{25} - 1,3 \times 24,2 = 169,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_o = 170$ мм.

Позиция 11. Толщина обода $C = b + 3,2 = 14,5 + 3,2 = 17,7$ мм. Принимаем $C = 19$ мм.

Позиция 12. Радиус закругления зуба $r_3 = 1,7d_1 = 1,7 \cdot 15,88 = 26,99$ мм. Принимаем $r_3 = 27$ мм.

Позиция 13. Радиус закругления зуба на переходе к ободу при шаге цепи $t = 25,4$ мм $< t = 35$ мм $- r_4 = 1,6$ мм.

Дополнительно для уменьшения массы ведущей звездочки и удобства ее транспортирования при обработке могут на диске выполняться сквозные отверстия в количестве $n_o = 4 \dots 6$ штук и диаметром $d_o > 25$ мм [7, с. 117, таблица 63; таблица П.1, приложение П].

5.6.2 Конструирование ведомой звездочки цепной передачи

Ступица и обод однорядной ведомой звездочки с числом зубьев $z_2 = 73$ под цепь ПР-25,40-60,0 по ГОСТ 13568–97 по конструкции не отличаются от конструкции у ведущей звездочки. Диск ведомой звездочки конструируется аналогично ведущей. Основные конструкторские решения соответствуют рекомендациям для однорядной звездочки с профилем зубьев по ГОСТ 591–69 [7, с. 117, таблица 63; таблица П.1, приложение П].

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Для изготовления звездочки применяется материал и ТО [7, с. 113; таблица Е.6, приложение Е] – сталь 45, твердость 45...50 НРС, закалка ТВЧ и отпуск.

Диаметр окружностей выступов звездочки:

$$D_{e2} = t \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \frac{d_1}{z_2} + 0,7 \frac{d_1}{z_2} = 25,4 \operatorname{ctg} \frac{20}{2} \frac{73}{73} + 0,7 \frac{73}{73} = 605,2 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин звездочки:

$$D_{i2} = d_{d2} - 2r = 590,4 - 2 \times 0,5025 \times 7,92 = 582,4 \text{ мм, где } r = 0,5025d_1.$$

Ширина зуба однорядной звездочки:

$$b = 0,93b_1 - 0,15 = 0,93 \times 15,88 - 0,15 = 14,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 14,5$ мм.

Диаметр обода

$$D_o = t \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \frac{d_1}{z_2} - 1,3h = 25,4 \operatorname{ctg} \frac{20}{2} \frac{73}{73} - 1,3 \times 24,2 = 559,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_o = 560$ мм.

Толщина обода $C = b + 3,2 = 14,5 + 3,2 = 17,7$ мм. Принимаем $C = 19$ мм.

Радиус закругления зуба $r_3 = 1,7d_1 = 1,7 \cdot 15,88 = 26,99$ мм. Принимаем $r_3 = 27$ мм.

Диаметр ступицы ведомой звездочки $D_{ст} = 1,55d_{в3} = 1,55 \cdot 55 = 85,25$ мм.

Принимаем $D_{ст} = 86$ мм.

Длина ступицы ведомой звездочки

$$L_{ст2} = (0,8...1,6) d_{в3} = (0,8...1,6) 55 = 44...88 \text{ мм. Принимаем } L_{ст2} = 58 \text{ мм.}$$

5.7 Конструирование крышек подшипников

Крышки предназначены для герметизации подшипников качения, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок.

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

В редукторе, имеющем плоскость разъема по осям валов, применены закладные (врезные) крышки. Закладные крышки подшипниковых опор не требуют специального крепления к валу. В связи с этим отпадает надобность в крепежных отверстиях в крышках, резьбовых отверстиях в корпусе, а также винтах.

В подшипниковых узлах валов, выступающих за пределы корпусов, применены крышки с отверстием для манжетного уплотнения, в остальных случаях – глухие крышки.

Для проектируемого редуктора нет ограничений по массе, поэтому для изготовления его корпуса и крышек применяется чугун СЧ15.

К подшипниковым узлам, в состав которых входят крышки, не предъявляются требований наименьшей массы. Крышки не являются специальными. Редуктор проектируется для отрасли сельхозмашиностроения и не планируется массовому выпуску. В связи с вышеуказанным применяются врезные крышки и допускаются отклонения от ГОСТ 18511–73, ГОСТ 18513–73, ГОСТ 13219.1–81, ГОСТ 13219.3–81, ГОСТ 13219.11–81, ГОСТ 13219.15–81 [7, с. 78–88].

Радиально-упорные шариковые подшипники не требуют регулировки осевого зазора – конструирование крышек с регулировочным винтом для обеспечения регулировки не требуется.

Конструкция примененных глухих и сквозных крышек приведена на рисунке 5.8.

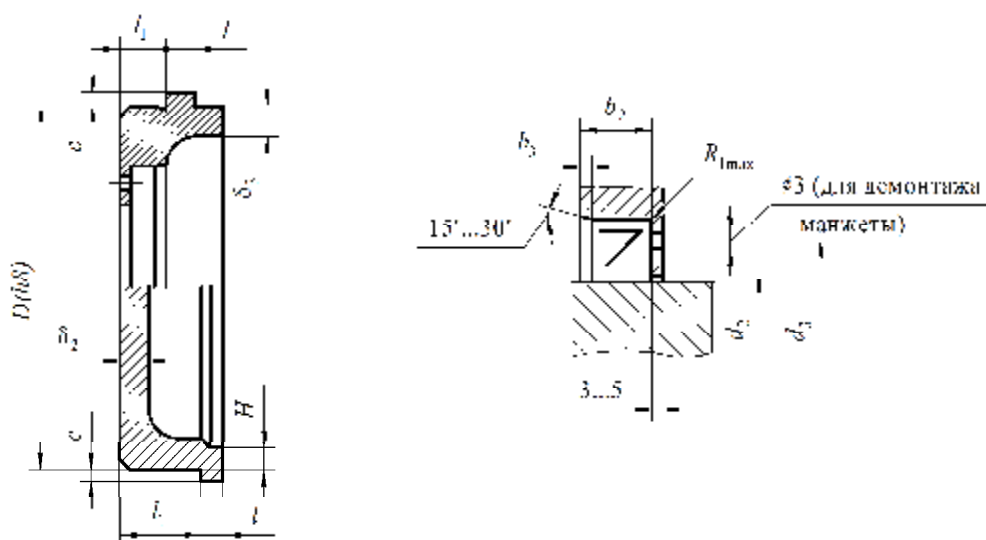


Рисунок 5.8 – Закладная крышки:

a – размеры крышки с отверстием для манжетного уплотнения (выше плоскости симметрии) и глухих; *b* – размеры места установки манжет

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

5.7.1 Конструирование крышек подшипников ведущего вала

Крышка предназначена для герметизации, осевой фиксации и восприятия осевых нагрузок подшипников № 36206 с наружным диаметром $D_{\text{п}} = 62$ мм и посадочным диаметром на вал $d = 30$ мм [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2, приложение М]. В сквозную крышку вставлена манжета типа «Манжета 1.1-30×45-1/3 ГОСТ 8752–79» с наружным диаметром $D_{\text{м}} = 45$ мм и ширины $b = 7$ мм [1, с. 201, таблица 8.23; таблица Л.1, приложение Л].

Конструкция цилиндрической части крышки, устанавливаемой в отверстие корпуса определена в зависимости от наружного $D_{\text{п}}$ и внутреннего d диаметров подшипников, диаметра $D_{\text{м}}$ и ширины b примененной манжеты (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Размеры цилиндрической части крышек

В миллиметрах

$D_{\text{п}}$	d	δ_2	δ_3	$D_{\text{м}}$	b	b_2	b_3	d_2, d_3
ГОСТ 831–75				ГОСТ 8752–79				
62	30	5	6	45	7	8,5	1,0	$d_2 = d + 1 = 30 + 1 = 31;$ $d_3 = D_{\text{м}} - 3 \text{ мм} =$ $= 45 - 3 = 42 \text{ мм}$
Примечания 1 $D = D_{\text{п}} = 62$ мм; 2 Размеры $\delta_2, \delta_3, b_2, b_3, d_2, d_3$ по [7; таблица Р.2, приложение Р]. Остальные – по рисунку 5.8.								

Размеры элементов наружной кромки крышек принимаем: $l = 6$ мм при $D = 62$ мм < 100 мм; l_1 принимаем конструктивно равным 14 мм с учетом условия $l_1 \geq l = 6$ мм, $c = 0,5 \cdot l = 0,5 \cdot 6 = 3$ мм [7, с. 81; таблица Р.2, приложение Р]. Диаметр крышки ведущего вала по выступу будет: $D_{\text{кр1}} = D + 2c = 62 + 2 \cdot 3 = 68$ мм.

5.7.2 Конструирование крышек подшипников ведомого вала

Крышка предназначена для герметизации, осевой фиксации и восприятия осевых нагрузок подшипников № 36208 с наружным диаметром $D_{\text{п}} = 80$ мм и посадочным диаметром на вал $d = 40$ мм [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2,

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	02.48.021.00.000 ПЗ				

приложение М]. В сквозную крышку вставлена манжета типа «Манжета 1.1-38×60-1 ГОСТ 8752–79» с наружным диаметром $D_M = 60$ мм и ширины $b = 10$ мм [1, с. 201, таблица 8.23; таблица Л.1, приложение Л].

Конструкция цилиндрической части крышек, вставляемой в отверстия корпуса определена в зависимости от наружного D_n и внутреннего d диаметра подшипника, диаметра D_M и ширины b примененной манжеты (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Размеры цилиндрической части крышек

В миллиметрах

D_n	d	δ_2	δ_3	D_M	b	b_2	b_3	d_2, d_3
ГОСТ 831–75				ГОСТ8752–79				
80	40	6	9	60	10	12,0	1,5	$d_2 = d + 1 = 40 + 1 = 41;$ $d_3 = D_M - 3 \text{ мм} =$ $= 60 - 3 = 57 \text{ мм}$
Примечания 1 $D = D_n = 80$ мм; 2 Размеры $\delta_2, \delta_3, b_2, b_3, d_2, d_3$ по [7; таблица Р.2, приложение Р]. Остальные – по рисунку 5.8.								

Размеры элементов наружной кромки крышек принимаем: $l = 8$ мм при $D = 80$ мм < 100 мм; l_1 принимаем конструктивно равным 13 мм с учетом условия $l_1 \geq l = 8$ мм, $c = 0,5l = 0,5 \cdot 8 = 4$ мм [7, с. 81; таблица Р.2, приложение Р]. Диаметр крышки ведомого вала по выступу будет: $D_{кр2} = D + 2c = 80 + 2 \cdot 4 = 88$ мм.

5.8 Первый этап эскизной компоновки

На основании полученных из расчета основных параметров передач с целью определения взаимного расположения элементов передач и корпуса редуктора выполняем компоновку редуктора.

Компоновку обычно выполняют в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес редуктора, звездочек (шкивов, муфт) на выходных концах валов и относительно опор для последующего определения опорных реакций, проверочного расчета валов и про-

верки подбора подшипников. На втором этапе принимаются основные технические решения, определяющие конструкцию редуктора.

Компоновочную схему редуктора в ходе первого этапа эскизной компоновки выполняем в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора (рисунок 5.9). Чертеж выполняем в масштабе 1:1 тонкими линиями (можно при помощи графического редактора «Компас»).

Проводим две вертикальные осевые линии O_{11} и O_{22} на расстоянии $a_w = 110$ мм друг от друга – оси ведущего и ведомого валов. Перпендикулярно построенным линиям проводим горизонтальную осевую линию O_{33} (линию симметрии редуктора вдоль его длинной стороны).

На оси O_{11} вычерчиваем симметрично относительно оси O_{33} контур шестерни в разрезе и указываем положение делительной окружности (диаметр $d_1 = 30,8$ мм).

На оси O_{22} вычерчиваем симметрично относительно оси O_{33} контур колеса в разрезе и указываем положение делительной окружности колеса (диаметр $d_2 = 189,2$ мм). Передача нарезана без смещения ($x_{1(2)} = 0$) – осевые линии, обозначающие положение делительных окружностей, совпали.

Очерчиваем контур (замкнутая линия O_{44}) внутренней стенки корпуса редуктора:

а) для редукторов классического типа [1, с. 210, таблица 8.27; рисунок С.1, приложение С] толщина стенки основания корпуса, отвечающая требованиям технологии литья, прочности и жесткости корпуса, вычисляется по формуле

$$d_1 = 1,3\sqrt[4]{T} = 1,3\sqrt[4]{123,6} = 4,3 \text{ мм} \approx 8 \text{ мм},$$

где $T = 123,6$ Н·м – вращающий момент на ведомом валу.

Принимаем по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г] из предпочтительного ряда $\delta_1 = 8$ мм;

б) расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора до боковой поверхности вращающейся части (торец ступицы колеса) и радиальный зазор от поверхности вершин зубьев до внутренней поверхности стенки редуктора $c_1 = 1,2\delta_1 = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ мм, примем $c_1 = 10$ мм;

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

в) углы скругления внутренней поверхности стенки редуктора должны быть скруглены радиусом скругления r , который определяется технологией литья и зависит от толщины стенки корпуса редуктора δ_1 .

Радиус скругления сопряжения стенок

$$r_1 = (0,5 \dots 1,0)\delta_1 = (0,5 \dots 1,0)8 = 4 \dots 8 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 $r_1 = 4$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

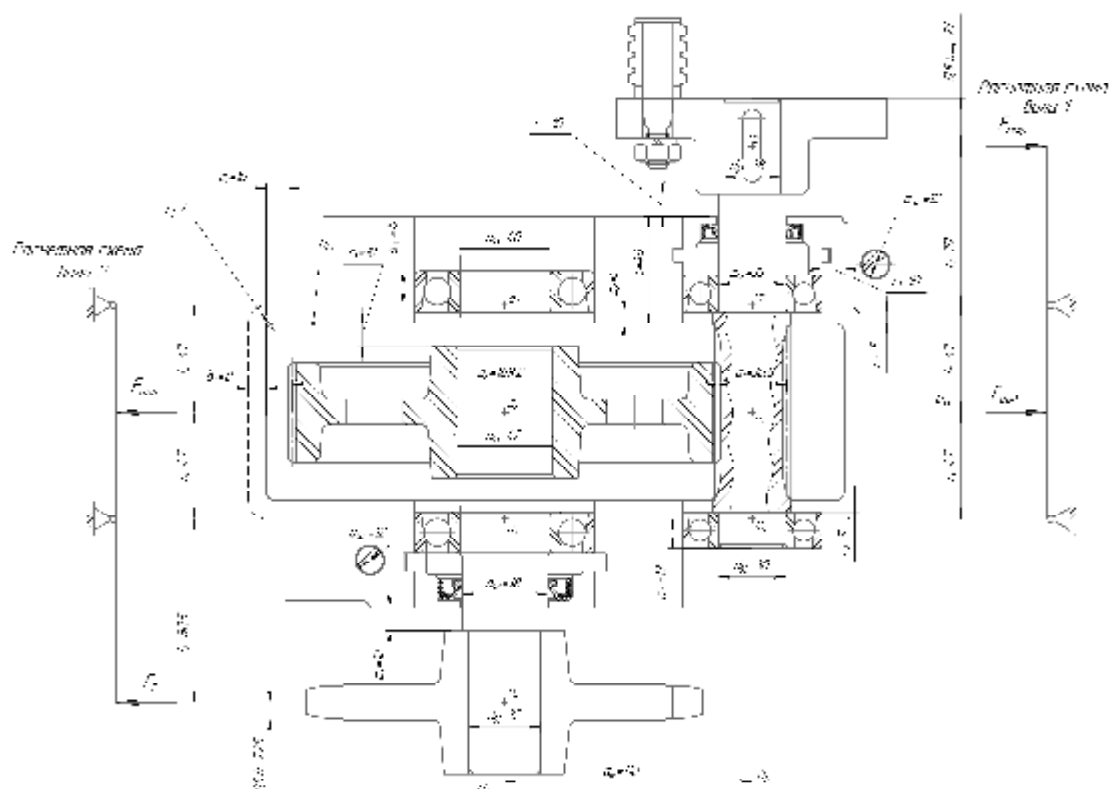


Рисунок 5.9 – Компоновочная схема редуктора

Подшипники редуктора смазываются разбрызгиванием. Их в корпусе устанавливаем внутри подшипниковых гнезд на расстоянии $c_2 = 5$ мм от линии O_{44} контура внутренней поверхности стенки редуктора. Этим компенсируется неточность литья и возможные сколы при обработке отверстий в корпусе под подшипники. Контур подшипников вычерчиваем согласно их размерам по ГОСТ 831–75 [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2, приложение М] (можно выбрать из библиотеки стандартных изделий графического редактора «Компас» по вкладке «Подшипники качения – Тип б»).

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Далее прочерчиваем подшипниковые гнезда.

Глубина гнезда подшипника определяется размерами фланца разъема редуктора. Ширина фланца S в общем случае определяется осевыми габаритами подшипника и врезной крышки, расположением подшипника по оси вала относительно боковой внутренней стенки полости корпуса. Также ширина фланца должна быть достаточной для размещения ключа при работе болтового соединения, стягивающего крышку и корпус редуктора в месте разъема у подшипника.

Рассчитываем диаметры болтов:

– фундаментных

$$d_{61} = (0,03...0,036)a_w + 12 = (0,03...0,036)110 + 12 = 15,3...15,96 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М16 по ГОСТ 11284–75 из 1-го ряда [4, с. 167, таблица 12.7.1; таблица С.3, приложение С];

– болтов, крепящих крышку редуктора с основанием у бобышек подшипников

$$d_{62} = (0,7...0,75)d_{61} = (0,7...0,75)16 = 11,2...12 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М12 по ГОСТ 11284–75 [4, с. 167, таблица 12.7.1; таблица С.3, приложение С].

При диаметре стяжных болтов М12 и с учетом наличия литых переходов к обрабатываемой поверхности ширина фланца определяется как

$$S = k + d_1 + 6 = 32 + 8 + 6 = 46 \text{ мм,}$$

где $k = 32$ мм при применении рожковых ключей [4, с. 167, таблица 12.7.3; таблица С.4, приложение С].

Наносим контуры сквозных крышек подшипников в соответствии с размерами по таблицам 5.1 и 5.2.

Намечаем зазоры между торцевыми поверхностями вращающихся деталей, установленных на валах (муфты и звездочки) до обработанной плоскости приливов под подшипники $c_3 = 10$ мм.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Вычерчиваем контур полумуфты втулочно-пальцевой муфты по ГОСТ 21424–93. Контур муфты вычерчивается согласно ее размерам по ГОСТ 21424–93 [1, с. 223–224, таблица 9.2; таблица И.3, приложение И] или вставляя из библиотеки стандартных изделий графического редактора «Компас».

Наносим контур звездочки в соответствии с размерами на рисунке 5.7.

Намечаем на валах точки приложения нагрузки от составляющих усилий в зубчатом зацеплении, от цепной передачи и полумуфты.

Предполагаем, что радиальные усилия в зацеплении, нагрузки на валы от цепной передачи, нагрузки на валы от муфт действуют в вертикальных плоскостях, проходящих соответственно через середины венцов зубчатых колес, через середину венца звездочки, через середину полумуфты.

Определяем точки приложения радиальных реакций радиально-упорных подшипников. Их точки приложения находятся в месте пересечения нормали к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом и оси вала.

Для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a_6 = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha] = 0,5[16 + 0,5(30 + 62)\operatorname{tg}12^\circ] \approx 13 \text{ мм};$$

$$a_7 = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha] = 0,5[18 + 0,5(40 + 80)\operatorname{tg}12^\circ] \approx 15 \text{ мм},$$

где $\alpha = 12^\circ$ – угол контакта подшипников типа 36000.

Точки a_1 и a_2 приложения нагрузки от составляющих усилий в зубчатом зацеплении находятся в точках пересечения перпендикуляров, восстановленных к осям O_{11} и O_{22} ведущего и ведомого валов из середины зацеплений. Точка a_3 находится на оси O_{11} в месте, соответствующем половине длины полумуфты. Точка a_4 приложения усилий на вал от цепной передачи находится в точке пересечения перпендикуляра, восстановленного к оси O_{22} ведомого вала из середины зубчатого венца звездочки. Точки приложения реакций опор a_5 , a_6 , a_7 и a_8 будут находиться на осях O_{11} и O_{22} , в местах, соответствующих пересечению нормали к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом и оси вала.

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			58

Определяем расстояния между точками приложения сил, действующих на валы в радиальном направлении, и опорами путем измерения соответствующих расстояний на полученной компоновочной схеме:

- расстояние между точками a_3 и $a_5 - l_1 = 70,0$ мм;
- расстояние между точками a_5 и $a_1 - l_2 = 47,0$ мм;
- расстояние между точками a_1 и $a_6 - l_3 = 47,0$ мм;
- расстояние между точками a_7 и $a_2 - l_4 = 47,0$ мм;
- расстояние между точками a_2 и $a_8 - l_5 = 47,0$ мм;
- расстояние между точками a_8 и $a_4 - l_6 = 80,5$ мм.

Полученные расстояния используем при уточненном расчете прочности валов и проверке подшипников.

5.9 Конструирование корпуса редуктора. Второй этап компоновки

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передаче. Наиболее распространенный способ изготовления корпусов – литье из серого чугуна.

При конструировании редуктора решались две основные задачи: 1) создание конструкции, в полной мере отвечающей эксплуатационным требованиям; 2) создание конструкции, наиболее экономичной в изготовлении.

При конструировании изделия учитывалась технология изготовления сложных отливок: детали из чугуна имеют плавное закругление и, по возможности, одинаковую толщину стенок. При разной толщине стенки обеспечивается плавный переход от одной толщины к другой. Конструирование литой детали учитывает возможный разъем модели и направление ее выемки из формы.

Спроектированный редуктор отвечает эксплуатационным требованиям в силу следующих реализованных решений:

- обеспечены достаточные зазоры между деталями (не менее 8 мм между движущимися элементами редуктора $c_1 \geq 8$ мм);

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	02.48.021.00.000 ПЗ					59

- все трущиеся поверхности деталей надежно смазываются;
- обеспечено надежное удерживание смазки внутри корпуса за счет герметичности соединений и предотвращения повышения давления по причине взбалтывания масла вращающимися колесами внутри корпуса путем сообщения внутренней полости корпуса с атмосферой;
- предусмотрен контроль количества смазки и возможность ее замены;
- обеспечивается высокий ресурс смазочных материалов за счет поддержания их температуры на должном уровне (обеспечено необходимое охлаждение).

Второй этап эскизной компоновки. Рассмотрим компоновку редуктора в вертикальной плоскости (рисунок 5.10). В результате этого этапа определяются основные параметры корпуса редуктора.

Для обеспечения минимальной металлоемкости корпуса редуктора, технологичности корпуса при изготовлении его литьем, создания хороших условий для попадания масла на все соединения и самоочистки внутренней полости редуктора за счет гладких боковых стенок в качестве прототипа выбрана классическая схема корпуса редуктора [4; таблица С.1, приложение С].

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную штрихпунктирную линию O_{55} – проекцию плоскости разъема редуктора и линии осей расположения ведущего и ведомого валов. На расстоянии $a_w = 110$ мм отмечаются центры осей ведущей шестерни a_9 и ведомого колеса a_{10} . Осевой линией наносим контуры делительных окружностей колес диаметром $d_1 = 30,8$ мм и $d_2 = 189,2$ мм. Штриховой линией наносим контуры вершин зубьев колес диаметром $d_{a1} = 33,8$ мм и $d_{a2} = 192,2$ мм.

Намечаем контур внутренней полости редуктора вокруг зубчатых колес замкнутой линией O_{66} на расстоянии $c_1 = 10$ мм. Контур внутренней полости корпуса редуктора в плане должен иметь прямоугольную форму. Часть линии O_{66} , показывающей дно полости редуктора, должна иметь уклон $1-2^\circ$ в сторону слива масла и должна находиться на расстоянии C_{K1} от нижней точки тихоходного колеса

$$C_{K1} = (5 \dots 10)t = (5 \dots 10)1,5 = 7,5 \dots 15 \text{ мм.}$$

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

Принимаем $C_{K1} = 40$ мм с учетом необходимости размещения жезлового маслоуказателя и пробки слива масла с одной стороны корпуса.

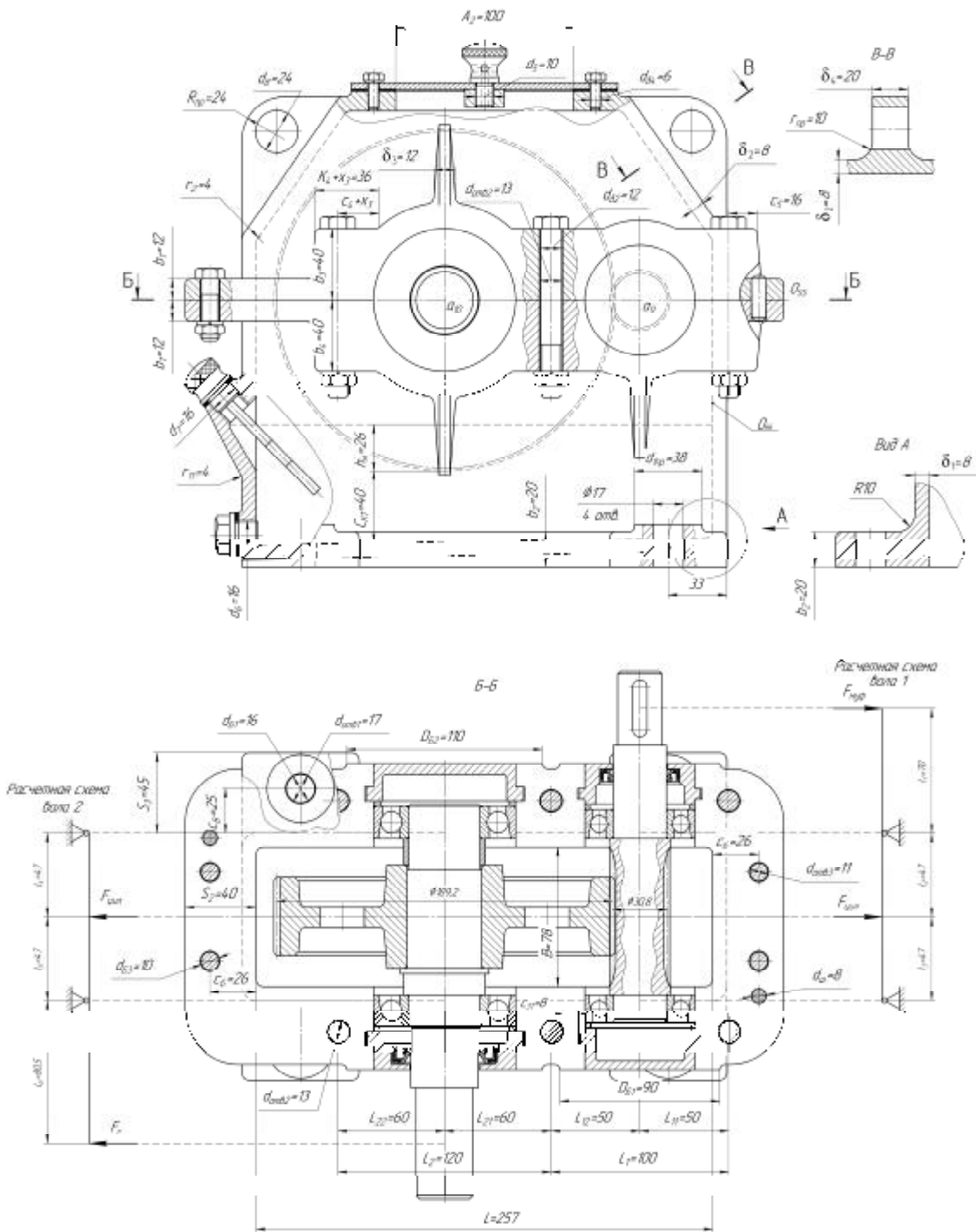


Рисунок 5.10 – Корпус редуктора

Контур внутренней полости крышки редуктора в плане должен быть образован для упрощения технологии литья отрезками прямых линий. Углы должны быть скруглены радиусами r , которые определяются технологией литья и зависят от толщин стенки корпуса редуктора δ_1 и крышки редуктора δ_2 .

Крышка редуктора испытывает меньшую нагрузку, поэтому толщину ее стенок можно принять меньше стенки корпуса

$$d_2 = 0,9d_1 = 0,9 \times 8 = 7,2 \text{ мм.}$$

Однако учитывая требования к технологии литья (толщина стенки при литье из чугуна $\delta \geq 8$ мм), принимаем по ГОСТ 6636–69 из предпочтительного ряда $\delta_2 = 8$ мм.

Радиус скругления сопряжения стенок

$$r_2 = (0,5 \dots 1,0) \delta_2 = (0,5 \dots 1,0)8 = 4 \dots 8 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 $r_2 = 4$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

В плоскости разъема корпуса редуктора расположены фланцы и бобышки подшипниковых гнезд корпуса и крышки редуктора. Фланцы и бобышки стягиваются болтами с гайками. Для точного совмещения крышки и корпуса редуктора предусмотрены два конических штифта. В нижней части корпуса имеется фундаментный фланец, через который корпус редуктора крепится на раме приводной станции. В верхней части корпуса размещается смотровой люк с сапуном.

Размеры фланцев и бобышек во многом определяются параметрами болтовых соединений d_{61} , d_{62} и d_{63} .

Определим диаметр болтов, стягивающих фланцы основания корпуса и крышки редуктора:

$$d_{63} = (0,5 \dots 0,6) d_{61} = (0,5 \dots 0,6)16 = 8,0 \dots 9,6 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М10 по 11284–75 [4, с. 167, таблица 12.7.1; таблица С.3, приложение С].

Диаметр болтов крепления крышки смотрового люка

$$d_{64} = (0,3 \dots 0,4) d_{61} = (0,3 \dots 0,4)16 = 4,8 \dots 6,4 \text{ мм.}$$

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Принимаем болты с резьбой М6 по ГОСТ 11284–75 [4, с. 167, таблица 12.7.1; таблица С.3, приложение С].

Все болты устанавливаются с зазором. Диаметры отверстий под них принимаются согласно ГОСТ 11284–75 [4, с. 167, таблица 12.7.1; таблица С.3, приложение С]; соответственно: $d_{отв1} = 17$ мм, $d_{отв2} = 13$ мм, $d_{отв3} = 11$ мм; $d_{отв4} = 6,4$ мм.

Для точного совмещения крышки и корпуса предусмотрены два конических штифта с диаметром $d_{шт} \approx \delta_1 = 8$ мм. Применяем стандартные штифты с диаметром $d_{шт} = 8$ мм по ГОСТ 3129–70 [5, с. 481, таблица 24.37; таблица С.2, приложение С].

Величину диаметра приливов подшипниковых гнезд у их наружных торцов принимают для подшипников ведомого и ведущего валов при установке закладных крышек:

– для гнезд под подшипники № 36208 с наружным диаметром $D_{п} = 80$ мм [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2, приложение М] ведомого вала

$$D_{Б2} = 1,25D_{п} + 10 = 1,25 \times 80 + 10 = 110 \text{ мм.}$$

– для гнезд под подшипники № 36206 с наружным диаметром $D_{п} = 62$ мм [1, с. 288, таблица А.6; таблица М.2, приложение М] ведущего вала

$$D_{Б2} = 1,25D_{п} + 10 = 1,25 \times 62 + 10 = 87,5 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г] из предпочтительного ряда $D_{Б1} = 110$ мм и $D_{Б2} = 90$ мм. Наружным литым поверхностям приливов придают (для удобства извлечения модели из литейной формы) уклоны по направлению к их торцам в 5° .

Фланец подшипниковой бобышки предназначен для соединения крышки и основания у подшипников. Стяжные болты ставят с двух сторон отверстия под подшипники на расстоянии L_{21} и L_{22} у подшипников ведомого вала и на расстоянии L_{11} и L_{12} у подшипников ведущего вала. Оси сверления под стяжные болты делают так, чтобы расстояние между стенками отверстия и канавкой проточки под выступ крышки было не менее $c_{31} \geq 8$ мм. Принимаем $c_{31} = 8$ мм.

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			63

Таким образом, в бобышках под подшипники ведомого вала отверстия под стяжные болты диаметром $d_{\text{отв}2} = 13$ мм размещают на расстоянии от оси вала

$$L_2 = L_{21(22)}^3 (D_{\text{кр}2} + 2(c_3 + 1) + d_{\text{отв}2}) = (88 + 2(8 + 1) + 13) = 119 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г]

$$L_2 = 120 \text{ мм и } L_{21} = L_{22} = 60 \text{ мм.}$$

В бобышках под подшипники ведущего вала отверстия под стяжные болты диаметром $d_{\text{отв}2} = 13$ размещают на расстоянии от оси вала

$$L_1 = L_{11} + L_{12}^3 (D_{\text{кр}1} + 2(c_3 + 1) + d_{\text{отв}2}) = (68 + 2(8 + 1) + 13) = 99 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г]

$$L_1 = 100 \text{ мм и } L_{11} = L_{12} = 50 \text{ мм.}$$

Ширина бобышек гнезда подшипника ведомого и ведущего валов обоснована при первом этапе компоновки.

Высота наружных бобышек крышки корпуса редуктора подшипниковых гнезд подшипников ведомого вала b_3 определяется графическим построением так, чтобы на опорной поверхности бобышки было достаточно места для размещения головки стяжного болта (в продольной плоскости). Ее принимают такой, чтобы у бобышек создались поверхности протяженностью не менее $c_4 + x_3$, где c_4 – расстояние от оси стяжного болта до линии пересечения горизонтальной плоскости опорной поверхности и цилиндрического прилива подшипникового гнезда, x_3 – размер литого перехода. Для стяжного болта с резьбой М12 расстояние согласно ГОСТ 13682–80 равно $c_4 = 17$ мм. Размер литого перехода зависит от толщины стенки корпуса редуктора. При толщине стенки $\delta_1 = 8$ мм размер литого перехода $x_3 = 3$ мм.

Из графического построения видно, что для обеспечения расстояния от оси стяжных болтов до цилиндрического прилива подшипникового гнезда $c_4 + x_3 = 17 + 3 = 20$ мм высота бобышки должна быть $b_3 = 40$ мм.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

Стяжные болты размещаются на расстоянии от линии контура внутренней полости редуктора $c_6 = c_5 + x_3 + \delta_1$ мм. Для стяжного болта с резьбой М10 расстояние от стенки до центра отверстия под болт согласно ГОСТ 13682–80 равно $c_5 = 15$ мм [4; таблица С.4, приложение С].

Тогда $c_6 = c_5 + x_3 + \delta_1 = 15 + 3 + 8 = 26$ мм.

Ширина фундаментного фланца (лап редуктора должна быть достаточной для размещения крепежных болтов с диаметром резьбы М16 ($d_{Б1}$). Для крепежного болта с резьбой М16 расстояние согласно ГОСТ 13682–80 равно $K_6 = 40$ мм. Размер опорной поверхности для болтов должен быть не менее $S_3 = K_6 + x_3 = 40 + 5 = 45$ мм. Принимаем по ГОСТ 6636–69 $S_3 = 45$ мм [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г]. Для крепежного болта с резьбой М16 расстояние от стенки до центра отверстия под болт согласно ГОСТ 13682–80 равно $c_7 = 22$ мм. [4; таблица С.4, приложение С]. Тогда $c_8 = c_7 + x_3 = 22 + 3 = 25$ мм.

В корпусе редуктора в нижнем фланце зенкерование опорных мест под гайки крепежных болтов технологически сложно. Поэтому под гайки крепежных болтов с резьбой М16 выполняем приливы с диаметром опорной поверхности согласно ГОСТ 11284–75 $d_{1пр} = 38$ мм [4; таблица С.3, приложение С].

В верхней части крышки редуктора обустраиваем смотровой люк с крышкой в сборе с ручкой-отдушиной. Из известного перечня конструкций [1, с. 215, рисунок 8.34; 5, с. 315–316; рисунок С.3, приложение С] выбрана крышка с ручкой-отдушиной. Этот люк используется для контроля качества зацепления во время регулировок и для заливки масла. Ручка отдушина имеет каналы, сообщающие внутреннюю полость редуктора с внешней средой. При ее наличии снижается давление в корпусе по причине нагрева масла, и исключаются протечки масла через уплотнения.

Ширина $B_2 = 75$ мм и длина отверстия $A_2 = 100$ мм в крышке корпуса выбраны конструктивно из условия максимально возможного размера отверстия [4, с. 184, табл. 13.1.2; таблица С.5, приложение С]. Крышка люка крепится к крышке редуктора болтами с диаметром резьбы М6 в количестве $z_4 = 4$ шт. Ручка отдушина вворачивается в резьбовое отверстие люка смотрового отверстия. Размеры отверстия под ручку приняты в люке из нормализованного ряда $d_5 = 10$ мм (М5) [4, с. 184, табл. 13.1.3; таблица С.6, приложение С].

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

При работе редуктора масло стареет и загрязняется продуктами износа. Его надо периодически менять. Для слива масла в нижней части корпуса предусматривается сливное отверстие, перекрываемое сливной пробкой с цилиндрической резьбой диаметром d_6 . Из предлагаемого перечня [4, с. 185, таблица 13.1.5; таблица С.7, приложение С] выбираем пробку с диаметром резьбы М16. В результате анализа вариантов исполнения маслосливного отверстия [1, с. 216, рисунок 8.35; рисунок С.5, приложение С], принято размещение отверстия в стенке нижней части корпуса редуктора. У отверстия для полного слива отработанного масла предусмотрено местное углубление в днище корпуса. Место под пробку в корпусе обработано. Пробка уплотняется прокладкой из отоженной меди.

Для контроля уровня масла в картере предусматривается жезловый маслоуказатель с присоединительным диаметром резьбы d_7 . Из предлагаемого перечня маслоуказателей [1, с. 185, рисунок 13.1.7, 13.1.8; таблица С.8, приложение С] выбираем жезловый щуп с диаметром резьбы М16.

Для подъема редуктора при его перемещении предусмотрим строповочные устройства. Из имеющегося перечня строповочных элементов [1, с. 211, рисунок 8.29; 4, с. 184, рисунок 13.1.3; рисунок С.6, приложение С] выбираем литые проушины на крышке корпуса редуктора. Их прочность достаточна для строповки редукторов небольшой массы. Применение проушин является предпочтительным, так как их использование вместо рым-болтов уменьшает количество покупных изделий в редукторе.

Толщина проушин при толщине стенки крышки $\delta_2 = 8$ мм

$$d_4 = 2,5d_2 = 2,5 \times 8 = 20 \text{ мм},$$

диаметр отверстия проушины $d_8 = 3d_2 = 3 \times 8 = 24$ мм,

радиус обвода проушины $R_{\text{пр}} = d_8 = 24$ мм.

Сопряжение проушины и стенки крышки редуктора, имеющих разную толщину $r_{\text{пр}} = (0,5...1,0) \frac{(d_2 + d_4)}{2} = (0,5...1,0) \frac{(8 + 20)}{2} = 7,0...14,0$ мм.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Принимаем $r_{пр} = 10$ мм. Все размеры проушины согласованы с ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1; таблица Г.1, приложение Г].

После разработки основных элементов корпуса заканчиваем компоновку редуктора в вертикальной плоскости. Очерчиваем контур внутренней полости редуктора и контур наружной стенки корпуса вокруг зубчатых колес так, чтобы расстояние от внутренней стенки до вращающихся частей колес было не менее $c_1 = 10$ мм при толщине стенки редуктора $\delta_1 = \delta_2 = 8$ мм. Принимаем контур наружной поверхности корпуса таким, чтобы в корпусе разместились разработанные рядом элементы корпуса, а именно крышка смотрового отверстия, строповочные проушины, жезловый маслоуказатель, маслозаливная пробка, с принятыми размерами.

Глубина погружения тихоходного колеса диаметром $d_2 = 189,2$ мм в масло $h_m = (1/8)d_2 = (1/8)189,2 = 23,7$ мм. Принимаем $h_m = 26$ мм.

При полученной ширине внутренней полости картера $B = 78$ мм, длине $L = 257$ мм и глубине погружения $h_m = 26$ мм фактический объем масляной ванны составит

$$V_{Мф} = \frac{BL(C_{к1} + h_m)}{10^6} = \frac{78 \times 257 \times (40 + 26)}{10^6} = 1,32 \text{ дм}^3 = 1,32 \text{ л.}$$

Этот объем масляной ванны будет достаточен [1, с. 212] для охлаждения в редукторе с передаваемой мощностью $P_{эд.тр.} = 3,263$ кВт

$$\frac{V_M}{P_T} = \frac{1,32}{3,263} = 0,4 \text{ л/кВт} > 0,35 \text{ л/кВт.}$$

Для обеспечения необходимой (для нормальной работы подшипников) жесткости приливы гнезд подкрепляют наружными ребрами.

Направление радиального воздействия подшипника на корпус редуктора неизвестно, ребра предусматривают как для приливов картера, так и для его крышки.

Толщина ребер жесткости у основания:

$$d_3^3 (0,85 \dots 1,0) d_1 = (0,85 \dots 1,0) 8 = 6,8 \dots 8 \text{ мм.}$$

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	02.48.021.00.000 ПЗ					

6 Расчет валов редуктора на усталостную прочность

6.1 Определение и расчет реакций в опорах

Ведущий вал

Из предыдущих расчетов имеем: $T_1 = 21,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $F_{t1} = 1306,6 \text{ Н}$,
 $F_{r1} = 487,8 \text{ Н}$, $F_{a1} = 296,6 \text{ Н}$, $d_1 = 30,8 \text{ мм}$.

На основании компоновки определены размеры: $l_1 = 70,0 \text{ мм}$;
 $l_2 = 47,0 \text{ мм}$; $l_3 = 47,0 \text{ мм}$.

Определяем нагрузку на вал от муфты [1, с. 226, формула (9.2)]

$$F_{\text{муф}} = 125 \sqrt[3]{T_{\text{дв}}^2} = 125 \sqrt[3]{22,1} = 350,8 \text{ Н.}$$

где $T_{\text{дв}}$ – крутящий момент на валу двигателя;

Составляем расчетную схему нагружения вала (рисунок 6.1) и определяем реакции в опорах.

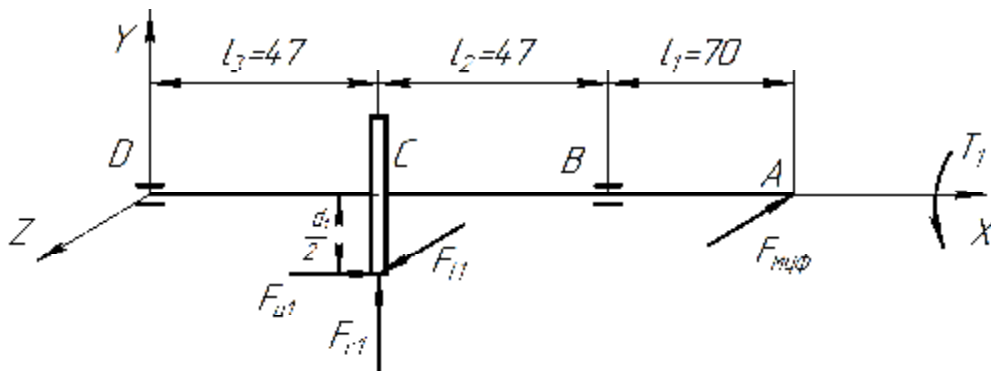


Рисунок 6.1 – Расчетная схема ведущего вала

В плоскости zx (рисунок 6.2)

$$\overset{\circ}{a} M_D(F_i) = 0, R_{Bz}(l_2 + l_3) + F_{\text{муф}}(l_1 + l_2 + l_3) - F_{t1}l_3 = 0;$$

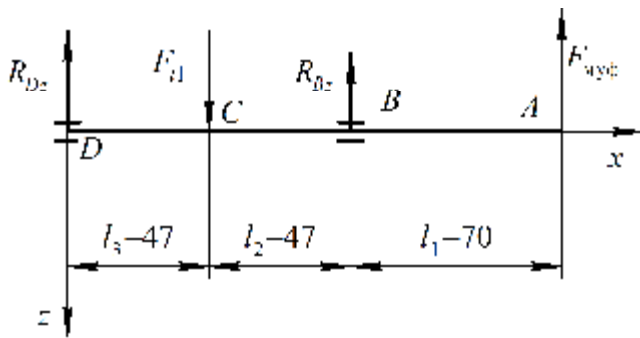
$$\overset{\circ}{a} M_B(F_i) = 0, -R_{Dz}(l_2 + l_3) + F_{\text{муф}}l_1 + F_{t1}l_2 = 0.$$

Выражаем реакции опор:

$$R_{Bz} = \frac{-F_{\text{муф}}(l_1 + l_2 + l_3) + F_{t1}l_3}{l_2 + l_3} = \frac{-350,8(70 + 47 + 47) + 1306,6 \times 47}{47 + 47} = 41,3 \text{ Н};$$

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

$$R_{Dz} = \frac{F_{r1}l_2 + F_{\text{мыф}}l_1}{l_2 + l_3} = \frac{1306,6 \times 47 + 350,8 \times 70}{47 + 47} = 914,5 \text{ Н.}$$



Проверка:

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} F_z = 0.$$

$$F_{\text{мыф}} + R_{Dz} - F_{i1} + R_{Bz} = 0;$$

$$350,8 + 914,5 - 1306,6 + 41,3 = 0.$$

Рисунок 6.2 – Расчетная схема нагружения вала в плоскости zx

В плоскости yx (рисунок 6.3)

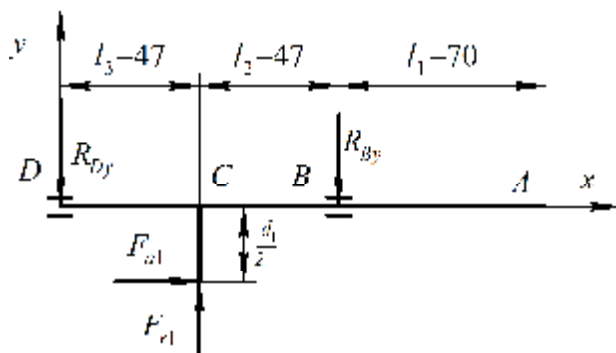
$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} M_D(F_i) = 0, -R_{By}(l_2 + l_3) + F_{r1}l_3 + F_{a1} \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} M_B(F_i) = 0, R_{Dy}(l_2 + l_3) - F_{r1}l_2 + F_{a1} \frac{d_1}{2} = 0.$$

Выражаем реакции опор:

$$R_{By} = \frac{F_{r1}l_3 + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{487,8 \times 47 + 296,6 \frac{30,8}{2}}{47 + 47} = 292,5 \text{ Н};$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r1}l_2 - F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{487,8 \times 47 - 296,6 \frac{30,8}{2}}{47 + 47} = 195,3 \text{ Н.}$$



Проверка:

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} F_y = 0.$$

$$-R_{Dy} + F_{r1} - R_{By} = 0;$$

$$-195,3 + 487,8 - 292,5 = 0.$$

Рисунок 6.3 – Расчетная схема нагружения вала в плоскости yx

Суммарные реакции опор D и B

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{41,3^2 + 292,5^2} = 295,3 \text{ Н};$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{914,5^2 + 195,3^2} = 935,1 \text{ Н}.$$

Ведомый вал

Из предыдущих расчетов имеем: $T_2 = 123,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $F_{t2} = 1306,6 \text{ Н}$, $F_{r2} = 487,8 \text{ Н}$, $F_{a2} = 296,6 \text{ Н}$, $F_r = 1405,8 \text{ Н}$, $d_2 = 189,2 \text{ мм}$.

На основании компоновки определены размеры: $l_4 = 47,0 \text{ мм}$; $l_5 = 47,0 \text{ мм}$; $l_6 = 80,5 \text{ мм}$.

Угол наклона цепной передачи в соответствии с заданием $\varphi = 30^\circ$.

Определим проекции нагрузки F_r на координатные оси:

$$F_{\text{цепз}} = F_r \cos \varphi = 1405,8 \times \cos 30^\circ = 1218 \text{ Н}; \quad F_{\text{цепу}} = F_r \sin \varphi = 1405,8 \times \sin 30^\circ = 703 \text{ Н}.$$

Составляем расчетную схему нагружения вала (рисунок 6.4) и определяем реакции в опорах.

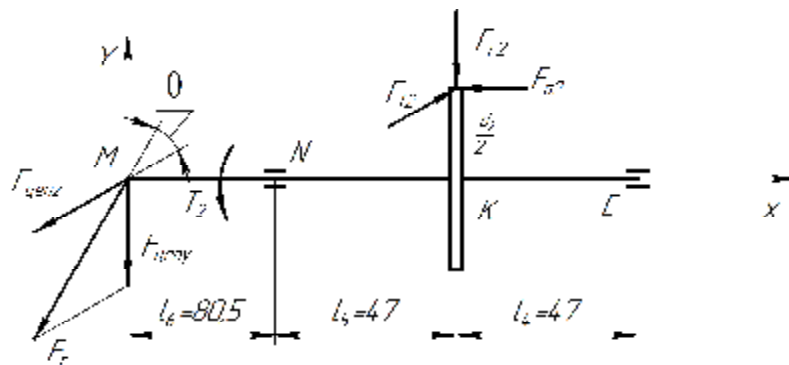


Рисунок 6.4 – Расчетная схема ведомого вала

В плоскости zx (рисунок 6.5)

$$\overset{\circ}{a} M_E(F_i) = 0, \quad - R_{Nz}(l_4 + l_5) + F_{\text{цепз}}(l_4 + l_5 + l_6) - F_{t2}l_4 = 0;$$

$$\overset{\circ}{a} M_N(F_i) = 0, \quad - R_{Ez}(l_4 + l_5) + F_{\text{цепз}}l_6 + F_{t2}l_5 = 0.$$

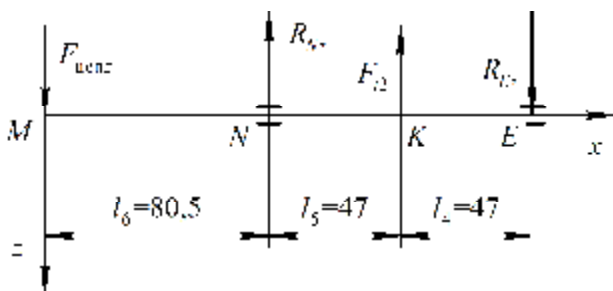


Рисунок 6.5 – Расчетная схема нагружения вала в плоскости zx

Выражаем реакции опор:

$$R_{Nz} = \frac{F_{\text{цепз}}(l_4 + l_5 + l_6) - F_{t2}l_4}{l_4 + l_5} = \frac{1218(47 + 47 + 80,5) - 1306,6 \times 47}{47 + 47} = 1607,8 \text{ Н};$$

$$R_{Ez} = \frac{F_{\text{цепз}}l_6 + F_{t2}l_5}{l_4 + l_5} = \frac{1218 \times 80,5 + 1306,6 \times 47}{47 + 47} = 1696,4 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_z = 0$. $-F_{\text{цепз}} + R_{Nz} + F_{r2} - R_{Ez} = 0$;

$$-1218 + 1607,8 + 1306,6 - 1696,4 = 0.$$

В плоскости ux (рисунок 6.6)

$$\sum M_E(F_i) = 0, \quad -R_{Ny}(l_4 + l_5) + F_{r2}l_4 + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{\text{цепy}}(l_4 + l_5 + l_6) = 0.$$

$$\sum M_N(F_i) = 0, \quad -R_{Ey}(l_4 + l_5) - F_{r2}l_5 + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{\text{цепy}}l_6 = 0.$$

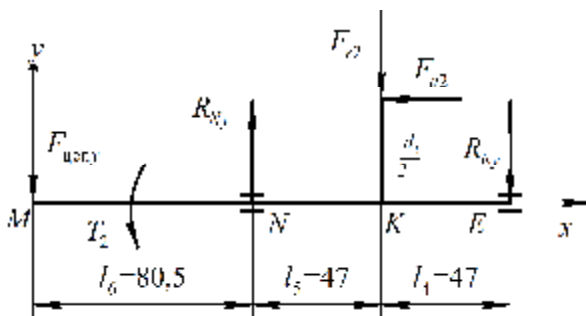


Рисунок 6.6 – Расчетная схема нагружения вала в плоскости ux

Выражаем реакции опор:

$$R_{Ny} = \frac{F_{r2}l_4 + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{\text{цепy}}(l_4 + l_5 + l_6)}{l_4 + l_5} =$$

$$= \frac{487,8 \times 47 + 296,6 \frac{189,2}{2} + 703(47 + 47 + 80,5)}{47 + 47} =$$

$$= 1847,4 \text{ Н};$$

$$R_{Ey} = \frac{-F_{r2}l_5 + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{\text{цепy}}l_6}{l_2 + l_3} = \frac{-487,8 \times 47 + 296,6 \frac{189,2}{2} + 703 \times 80,5}{47 + 47} = 656,6 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_y = 0$. $R_{Ny} - F_{r2} - R_{Ey} - F_{\text{цепy}} = 0$;

$$1847,4 - 487,8 - 656,6 - 703 = 0.$$

Суммарные реакции опор N и E

$$R_N = \sqrt{R_{Nz}^2 + R_{Ny}^2} = \sqrt{1607,8^2 + 1847,5^2} = 2449 \text{ Н};$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{1696,4^2 + 656,6^2} = 1819 \text{ Н}.$$

6.2 Построение эпюр

Ведущий вал

Эпюры изгибающих моментов (рисунок 6.7):

– в плоскости zx

									Лист
									73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$M_{Dy} = 0; M_{Cy} = R_{Dz}l_3 = 914,5 \cdot 47 = 39832,5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{Ay} = 0; M_{By} = F_{\text{муф}}l_1 = 350,8 \cdot 70 = 24556 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

– в плоскости yx

$$M_{Dz} = 0; M_{C1z} = -R_{Dy}l_3 = -195,3 \cdot 47 = -9179,1 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{C2z} = -R_{Dy}l_3 - F_{a1}(d_1/2) = -195,3 \cdot 47 - 296,6 \cdot 30,8/2 = -13747 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{Az} = 0; M_{Bz} = 0.$$

Эпюра крутящих моментов (рисунок 6.7): $T = T_1 = 21500 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

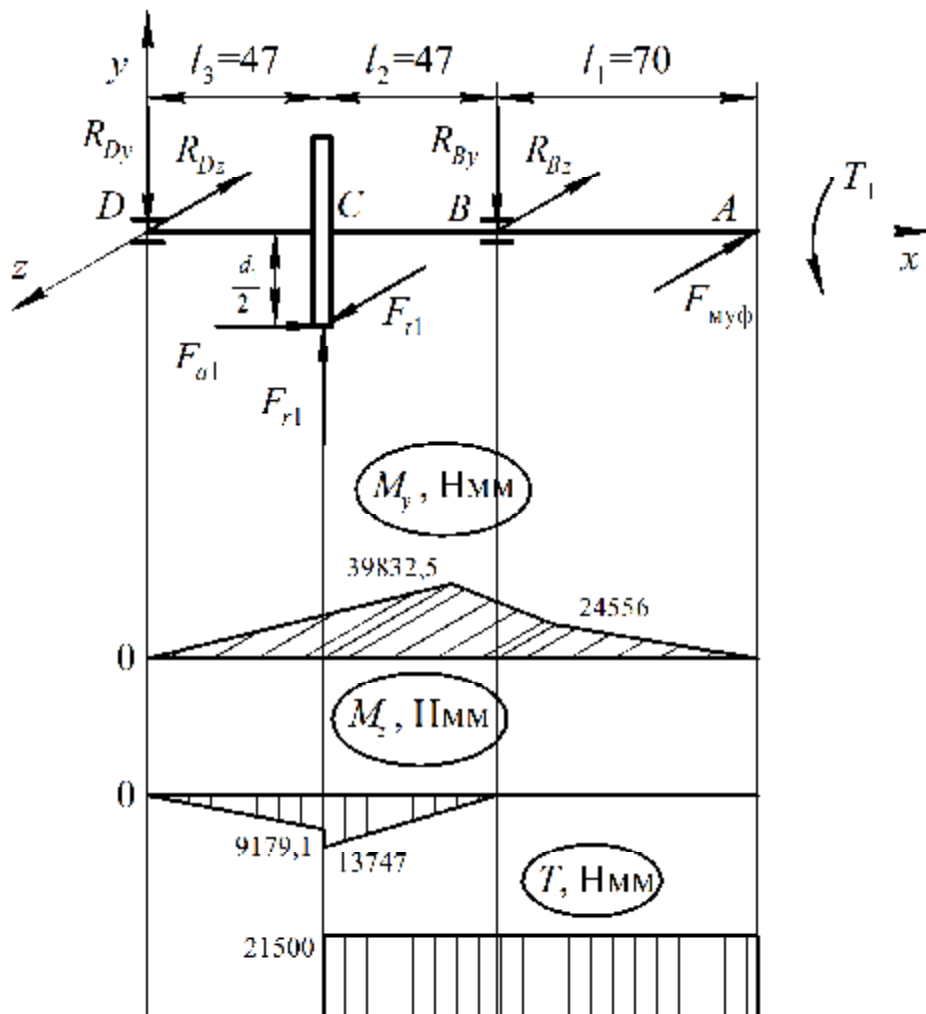


Рисунок 6.7 – Эпюры ведущего вала

Ведомый вал

Эпюры изгибающих моментов (рисунок 6.8):

– в плоскости xz

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

$$M_{My} = 0; M_{Ny} = -F_{цеп} z l_6 = -1218 \cdot 80,5 = -98049 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{Ey} = 0; M_{Ky} = -R_{Ez} l_4 = -1696,4 \cdot 47 = -79731 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

- В ПЛОСКОСТИ xz

$$M_{Mz} = 0; M_{Nz} = -F_{цеп} y l_6 = -703 \cdot 80,5 = -56591,5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{Ez} = 0; M_{K1z} = -R_{Ey} l_4 = -656,6 \cdot 47 = -30860,2 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{K2z} = -R_{Ey} l_4 + F_{a2} (d_2/2) = -656,6 \cdot 47 + 296,6 \cdot 189,2/2 = -2802 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Эпюра крутящих моментов: $T = T_2 = 123600 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

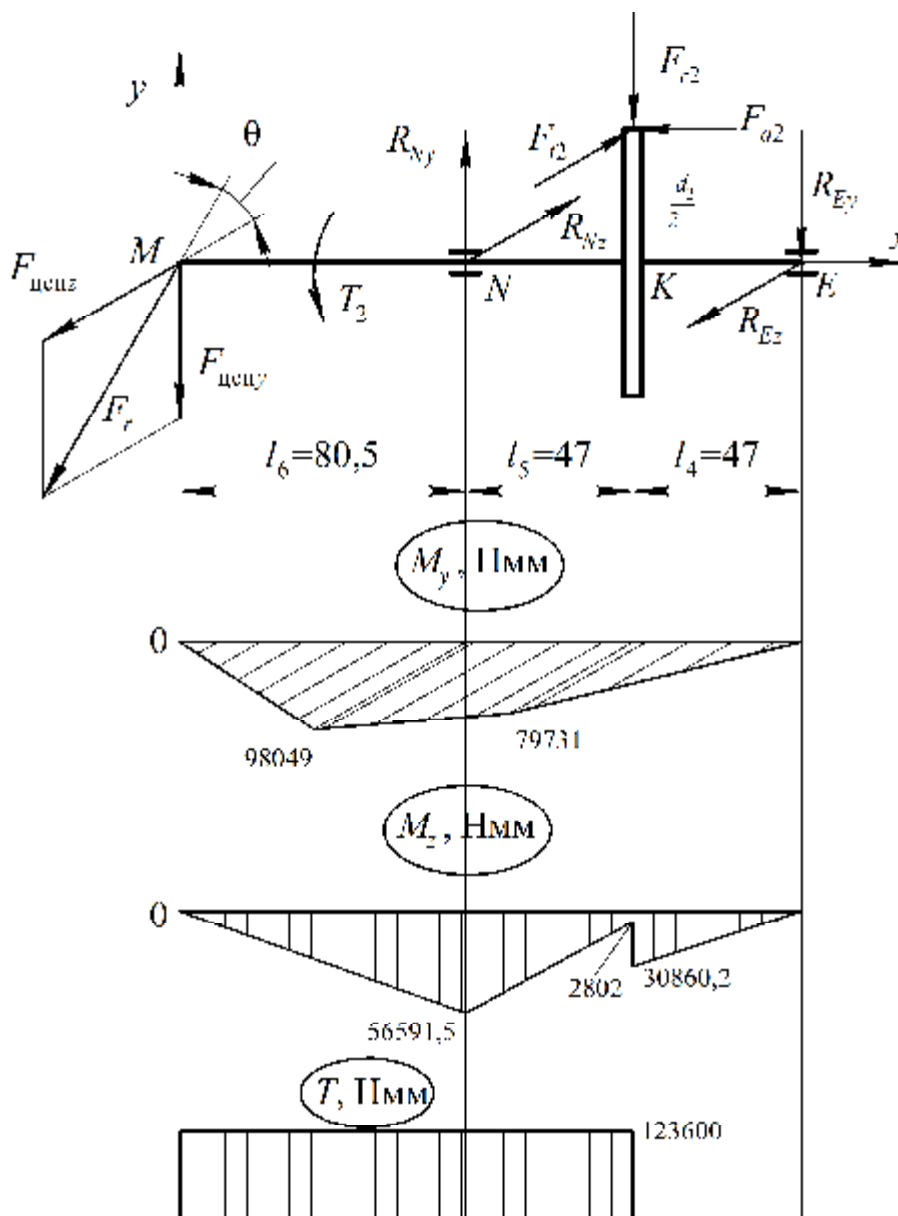


Рисунок 6.8 – Эпюры ведомого вала

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

6.3 Проверочный (уточненный) расчет валов

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности S для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями $[S]$. Прочность соблюдена при $S \geq [S] = 1,2 \dots 3$.

Нормальное напряжение от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по нулевому (пульсирующему).

Расчет производим для опасных сечений валов.

Ведущий вал

Вал выполнен заодно с шестерней, материал вала – сталь 40ХН. Механические характеристики материала вала, принятые с учетом материала и назначенной ранее твердости $HВ = 250$ ед., представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Механические характеристики материала вала

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости для симметричного цикла напряжения	
			σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
Сталь 40ХН	920	750	420	230

Определяем опасное сечение ведущего вала (таблица 6.2).

Таблица 6.2 – Определение опасного сечения вала

Сечение (точка)	Суммарные изгибающие моменты	Крутящие моменты
Под полумуфтой (А)	$M_{SA} = 0$	$T_A = T_1 = 21500 \text{ Н}\cdot\text{мм}$
Под подшипником (В)	$M_{SB} = \sqrt{M_{Bz}^2 + M_{By}^2} = \sqrt{0 + 24556^2} = 24556 \text{ Н}\cdot\text{мм}$	$T_B = T_1 = 21500 \text{ Н}\cdot\text{мм}$
Вал-шестерня (С)	$M_{SC} = \sqrt{M_{Cz \max}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{(-13747)^2 + 39832,5^2} = 42138 \text{ Н}\cdot\text{мм}$	$T_C = T_1 = 21500 \text{ Н}\cdot\text{мм}$
Под подшипником (D)	$M_{SD} = 0$	$T_D = 0$

Опасным является сечение ведущего вала в точке С, в котором суммарный момент имеет наибольшее значение $M_S = 42138 \text{ Н}\cdot\text{мм}$. Так как $d_{f1} < d_3$, то концентратором напряжений является наличие эвольвентного профиля зубьев.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

Расчет на выносливость ведущего вала в опасном сечении приведем в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Расчет на выносливость ведущего вала в опасном сечении

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и численные значения параметров расчетной формулы / рекомендации по определению	Результат подсчета
1	2	3	4
Форма сечения		[1, с. 195; таблица Т.1, приложение Т]	Зубчатый эвольвентный профиль
Момент сопротивления сечения при изгибе, мм ³	W_{oc}	[1, с. 195; таблица Т.1, приложение Т] $W_{oc} = 0,1 \frac{d_a^3 + d_f \frac{\delta^3}{\delta}}{2} = 0,1 \frac{33,8^3 + 27,1 \frac{\delta^3}{\delta}}{2} = 2823 \text{ мм}^3$	2823 мм ³
Момент сопротивления сечения при кручении, мм ³	W_p	[1, с. 195; таблица Т.1, приложение Т] $W_p = 0,2 d_f^3 = 0,2 \times 27,1^3 = 3980 \text{ мм}^3$	3980 мм ³
Амплитуда нормальных напряжений изгиба, МПа	σ_a	[1, с. 195, формула (8.5)] $\sigma_a = \frac{M_{sc}}{W_{oc}} = \frac{42138}{2823} = 14,93 \text{ МПа}$	14,93 МПа
Среднее напряжение кручения, МПа	σ_m	[1, с. 195, формула (8.5)] Для симметричного цикла нагружения $\sigma_m = 0$	0
Амплитуда напряжений и среднее напряжение кручения, МПа	τ_a, τ_m	[1, с. 195, формула (8.6)] $\tau_a = \tau_m = \frac{T_C}{2W_p} = \frac{21500}{2 \times 3980} = 2,7 \text{ МПа}$	2,7
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений	K_σ	[1, с. 194; таблица Т.4, приложение Т] Для валов, где концентратором напряжений является наличие эвольвентного профиля, при значении предела прочности $\sigma_b = 920 \text{ МПа}$	1,70
	K_τ		1,55
Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения	K_d	[1, с. 194; таблица Т.5, приложение Т] При $d_f = 27,1 \text{ мм}$ для определения коэффициента снижения предела выносливости $K_{\sigma D}$ (изгиб для легированной стали)	0,77
		При $d_f = 27,1 \text{ мм}$ для определения коэффициента снижения пределов выносливости $K_{\tau D}$ (кручение для всех сталей)	0,77
Коэффициент влияния поверхностного упрочнения	K_σ	[1, с. 193, формула (8.4)] Без упрочнения	1
Коэффициент влияния шероховатости поверхности	K_F	[1, с. 194; таблица Т.6, приложение Т] Для среднего арифметического отклонения профиля $Ra = 0,8 \dots 3,2 \text{ мкм}$ при значении предела прочности $\sigma_b = 920 \text{ МПа}$	1,15

Определяем опасное сечение ведомого вала (таблица 6.5).

Таблица 6.5 – Определение опасного сечения ведомого вала

Сечение (точка)	Суммарные изгибающие моменты	Крутящие моменты
Под подшипником (E)	$M_{SE} = 0$	$T_E = 0$
Под колесом (K)	$M_{SK} = \sqrt{M_{Kz\max}^2 + M_{Ky}^2} = \sqrt{(-30860,2)^2 + 79731^2} = 85495 \text{ Н}\cdot\text{мм}$	$T_B = T_2 = 123600 \text{ Н}\cdot\text{мм}$
Под подшипником (N)	$M_{SN} = \sqrt{M_{Nz}^2 + M_{Ny}^2} = \sqrt{(-56591,5)^2 + 98049^2} = 113209 \text{ Н}\cdot\text{мм}$	$T_C = T_2 = 123600 \text{ Н}\cdot\text{мм}$
Под звездочкой (M)	$M_{SM} = 0$	$T_C = T_2 = 123600 \text{ Н}\cdot\text{мм}$

Опасным является сечение ведомого вала в точке N, в котором суммарный момент имеет наибольшее значение $M_S = 113209 \text{ Н}\cdot\text{мм}$. Концентратором напряжения является посадка подшипника на вал с натягом.

Расчет на выносливость ведомого вала в опасном сечении приведем в таблице 6.6.

Таблица 6.6 – Расчет на выносливость ведомого вала в опасном сечении

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и численные значения параметров расчетной формулы / рекомендации по определению	Результат подсчета
1	2	3	4
Форма сечения		[1, с. 195; таблица Т.1, приложение Т]	Круглое сплошное
Момент сопротивления сечения при изгибе, мм^3	W_{oc}	[1, с. 195; таблица Т.1, приложение Т] $W_{oc} = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ мм}^3$	6400
Момент сопротивления сечения при кручении, мм^3	W_p	[1, с. 195; таблица Т.1, приложение Т] $W = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 40^3 = 12800 \text{ мм}^3$	12800
Амплитуда нормальных напряжений изгиба, МПа	σ_a	[1, с. 195, формула (8.5)] $\sigma_a = \frac{M_{SN}}{W_{oc}} = \frac{113209}{6400} = 17,68 \text{ МПа}$	17,68
Среднее напряжение кручения, МПа	σ_m	[1, с. 195, формула (8.5)] Для симметричного цикла нагружения $\sigma_m = 0$	0
Амплитуда напряжений и среднее напряжение кручения, МПа	τ_a, τ_m	[1, с. 195, формула (8.6)] $\tau_a = \tau_m = \frac{T_N}{2W_p} = \frac{123600}{2 \cdot 12800} = 4,83 \text{ МПа}$	4,83

1	2	3	4
Отношение эффективного коэффициента концентрации и коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения	K_σ / K_d	[1, с. 195; таблица Т.8, приложение Т] Для вала при $d = 40$ мм и значении предела прочности $\sigma_B = 800$ МПа в местах установки деталей с натягом	3,51
	K_τ / K_d		2,57
Коэффициент влияния поверхностного упрочнения	K_ν	[1, с. 193, формула (8.4)]	1
		Без упрочнения	
Коэффициент влияния шероховатости поверхности	K_F	[1, с. 194; таблица Т.6, приложение Т] Для среднего арифметического отклонения профиля $Ra = 0,8 \dots 3,2$ мкм при значении предела прочности $\sigma_B = 800$ МПа	1,125
Коэффициенты снижения пределов выносливости	$K_{\sigma D}$	[1, с. 193, формула (8.4)]	3,40
		$K_{\sigma D} = \frac{\alpha K_s}{\epsilon K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \cdot \frac{\delta}{\phi K_u} = \frac{\alpha}{\epsilon} 3,51 + \frac{1}{1,125} - 1 \cdot \frac{\delta}{\phi} = 3,40$	
Коэффициенты снижения пределов выносливости	$K_{\tau D}$	$K_{\tau D} = \frac{\alpha K_t}{\epsilon K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \cdot \frac{\delta}{\phi K_u} = \frac{\alpha}{\epsilon} 2,57 + \frac{1}{1,125} - 1 \cdot \frac{\delta}{\phi} = 2,46$	2,46
Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла	y_s	[3, с.14; таблица К.12, приложение К] При значении предела прочности $\sigma_B = 800$ МПа для стали 45	0,1
	y_t		0,05
Коэффициент запаса по нормальным напряжениям	S_σ	[1, с. 193, формула (8.2)]	5,8
		$S_\sigma = \frac{s_{-1}}{K_{SD} s_a + \psi_s s_m} = \frac{350}{3,4 \times 17,68 + 0,1 \times 0} = 5,8$	
Коэффициент запаса по касательным напряжениям	S_τ	[1, с. 193, формула (8.3)]	17,3
		$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2,46 \times 4,83 + 0,05 \times 4,83} = 17,3$	
Коэффициент запаса прочности	S	[1, с. 193, формула (8.1)]	5,5
		$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{5,8 \times 17,3}{\sqrt{5,8^2 + 17,3^2}} = 5,5$	
Допускаемое значение условия жесткости и прочности для стальных деталей	$[S]$	[Таблица Т.9]	1,5
		Из условия жесткости и прочности для пластичных стальных деталей $[S] = 1,4 \dots 1,8$	

Для ведомого вала $S = 5,5 > [S] = 1,5$.

Прочность и жесткость ведомого вала обеспечены.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

7 Подбор и проверочный расчет подшипников

7.1 Проверочный расчет подшипников ведущего вала

На ведущем валу устанавливаем радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии № 36206 по ГОСТ 831–75.

Характер нагружения этих подшипников определяется областью их применения. Для редукторов всех типов нагрузка на них характеризуется умеренными толчками, вибрационной нагрузкой, кратковременной перегрузкой до 150 % от номинальной нагрузки [2, с. 108, таблица 9.4]. Рабочая температура подшипников не превышает 70 °С. Установлены подшипники по схеме «враспор».

Таблица 7.1 – Данные для проверочного расчета подшипников № 36206

Параметр	Значение	Источник
Номер подшипника	№ 36206	Стандарт на подшипник № 36206 ГОСТ 831–75 [1, таблица А.6; таблица М.2, приложение М]
Внутренний диаметр d	30	
Наружный диаметр D	62	
Ширина внутреннего кольца подшипника B	16	
Ширина подшипника T , мм	16	
Динамическая грузоподъемность C , Н	22000	
Статическая грузоподъемность C_0 , Н	12000	
Срок службы L_h , ч	4000	По заданию
Частота вращения n , мин ⁻¹	1410	Раздел 1
Реакции левой опоры, Н:		Раздел 6.1
R_{By}	292,5	
R_{Bz}	41,3	
Реакции правой опоры, Н:		
R_{Dy}	195,3	
R_{Dz}	914,5	
Осевая сила от внешних усилий на вал F_a , Н	296,6	
Характер нагружения	Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременные перегрузки до 150 % от номинальной нагрузки	Таблица 9.4 [2]
Коэффициент вращения V	1	Формула 9.6 [2]
Коэффициент безопасности K_B	1,5	Таблица 9.4 [2]
Коэффициент температурный K_T	1	Формула 9.6 [2]

Так как частота вращения подшипников ведущего вала $n_1 = 1410$ мин⁻¹, то производим расчет пригодности подшипников по динамической грузоподъемности.

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			81

При расчете учитывали, что при установке вала на радиально-упорные подшипники на него, помимо внешних осевых сил от установленных деталей, действуют внутренние реакции S от подшипников.

В общем случае внешние осевые силы, действующие на вал от установленных деталей, могут быть заменены результирующим вектором F_a . Тогда на вал будут действовать три силы: F_a , S_D – от подшипника D , S_B – от подшипника B . Если алгебраическая сумма этих сил не равна 0, то вал будет стремиться сместиться в осевом направлении в пределах осевых зазоров в подшипниках. При этом один из подшипников будет удерживать вал от смещения и является удерживающим. Для удерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ будет равна алгебраической сумме F_a и внутренней реакции S удерживающего подшипника. Для удерживаемого подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ равна по величине его внутренней реакции S [2, с. 105–106; 3, с. 336–337].

Результаты проверочного расчета подшипников, установленных на ведущем валу в опорах B и D , представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Результаты проверочного расчета подшипников № 36206

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение параметра	Результат подсчета
1	2	3	4	5
Суммарная реакция, Н:				
левого подшипника	F_{RB}	$F_{RB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2}$	$F_{RB} = \sqrt{41,3^2 + 292,5^2}$	295,3
правого подшипника	F_{RD}	$F_{RD} = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2}$	$F_{RD} = \sqrt{914,5^2 + 195,3^2}$	935,1
Параметр осевого нагружения:				
левого подшипника	e_B	Таблица 9.2 [2]	$\frac{F_a}{C_o} = \frac{296,6}{12000} = 0,0247$	0,34
правого подшипника	e_D		$\frac{F_a}{C_o} = \frac{296,6}{12000} = 0,0247$	0,34
Дополнительные осевые усилия, Н:				
левого подшипника	S_B	С. 106 [2]	$S_B = 0,34 \times 295,3$	100,4
правого подшипника	S_D		$S_D = 0,34 \times 935,1$	317,9
Суммарная осевая нагрузка, Н:				
левого подшипника	$F_{a\Sigma B}$	Таблица 9.6 [2]	$F_{a\Sigma B} = S_B$	100,4
правого подшипника	$F_{a\Sigma D}$		$F_{a\Sigma D} = S_D + F_a$	397
Отношение $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R}$:				

1	2	3	4	5
левого подшипника	$\frac{F_{aSB}}{VF_{RB}}$	–	$\frac{F_{aSB}}{VF_{RB}} = \frac{100,4}{1 \times 295,3}$	0,34
правого подшипника	$\frac{F_{aSD}}{VF_{RD}}$	–	$\frac{F_{aSD}}{VF_{RD}} = \frac{317,9}{1 \times 935,1}$	0,34
Коэффициент радиальной нагрузки:				
левого подшипника	X_B	Таблица 9.2 [2]	1	–
правого подшипника	X_D		1	–
Коэффициент осевой нагрузки:				
левого подшипника	Y_B	Таблица 9.2 [2]	0	–
правого подшипника	Y_D		0	–
Приведенная нагрузка, Н:				
левого подшипника	P_B	$P_B = (X_B VF_{RB} + Y_B F_{aSB}) K_B K_T$	$P_B = (1 \times 295,3 + 0 \times 100,4) \times 1,5 \times 1$	442,9
правого подшипника	P_D	$P_D = (X_D VF_{RD} + Y_D F_{aSD}) K_B K_T$	$P_D = (1 \times 935,1 + 0 \times 317,9) \times 1,5 \times 1$	1402,7
Расчетное значение динамической грузоподъемности (для более нагруженной опоры), Н	$C_{расч}$	$C_{расч} = P_{max} \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}}$	$C_{расч} = 1402,7 \sqrt[3]{\frac{60 \times 410 \times 4000}{10^6}}$	9774,7
Сравнение $C_{расч}$ и C		$C_{расч} \leq C$	$9774,7 < 22000$	–
Расчетная долговечность подшипника, ч	L_h	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_{max}} \right)^{\frac{10}{\epsilon}}$	$L_h = \frac{10^6}{60 \times 410} \left(\frac{22000}{1402,7} \right)^{\frac{10}{\epsilon}}$	45603

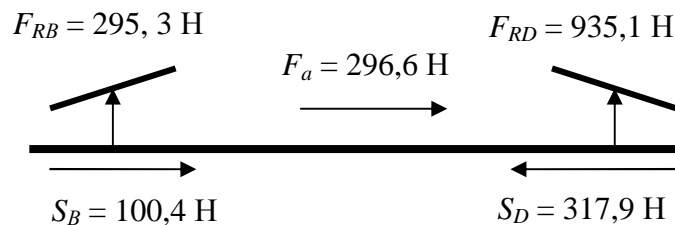


Рисунок 7.1 – Расчетная схема подшипников № 36206

Пригодность подшипников № 36206 по сроку службы, установленных на ведущем валу в опорах обеспечена: $L_h = 45603 \text{ час} > L_{h(зад)} = 4000 \text{ час}$.

7.2 Проверочный расчет подшипников ведомого вала

На ведомом валу применяются радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии № 36208 по ГОСТ 831–75. Рабочая температура подшипников не превышает 70 °С. Установлены подшипники по схеме «враспор». Данные для расчета подшипников приведены в таблице 7.3.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

Таблица 7.3 – Данные для проверочного расчета подшипников № 36208

Параметр	Значение	Источник
Номер подшипника	№ 36208	Стандарт на подшипник № 36208 ГОСТ 831–75 [1, таблица А.6; таблица М.2, приложение М]
Внутренний диаметр d	40	
Наружный диаметр D	80	
Ширина внутреннего кольца подшипника B	18	
Ширина подшипника T , мм	18	
Динамическая грузоподъемность C , Н	38900	
Статическая грузоподъемность C_0 , Н	23200	
Срок службы L_h , ч	4000	По заданию
Частота вращения n , мин ⁻¹	235	Раздел 1
Реакции левой опоры, Н:		Раздел 6.1
R_{Ny}	1847,5	
R_{Nz}	1607,8	
Реакции правой опоры, Н:		
R_{Ey}	656,6	
R_{Ez}	1696,4	
Осевая сила от внешних усилий на вал F_a , Н	296,6	
Характер нагружения	Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременные перегрузки до 150 % от номинальной нагрузки	Таблица 9.4 [2]
Коэффициент вращения V	1	Формула 9.6 [2]
Коэффициент безопасности K_B	1,5	Таблица 9.4 [2]
Коэффициент температурный K_T	1	Формула 9.6 [2]

Так как частота вращения подшипников ведомого вала $n_2 = 235 \text{ мин}^{-1}$, то производим расчет пригодности подшипников по динамической грузоподъемности.

При расчете учитывали, что при установке вала на радиально-упорные подшипники на него, помимо внешних осевых сил от установленных деталей, действуют внутренние реакции S от подшипников.

В общем случае внешние осевые силы, действующие на вал от установленных деталей, могут быть заменены результирующим вектором F_a . Тогда на вал будут действовать три силы: F_a , S_N – от подшипника N , S_E – от подшипника E . Если алгебраическая сумма этих сил не равна 0, то вал будет стремиться сместиться в осевом направлении в пределах осевых зазоров в подшипниках. При этом один из подшипников будет удерживать вал от смещения и является удерживающим [2, с. 105–106; 3, с. 336–337].

						02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			84

Результаты проверочного расчета подшипников, установленных на ведомом валу в опорах N и E , представлены в таблице 7.4.

Таблица 7.4 – Результаты проверочного расчета подшипников № 36208

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение параметра	Результат подсчета
1	2	3	4	5
Суммарная реакция, Н:				
левого подшипника	F_{RN}	$F_{RN} = \sqrt{R_{Nz}^2 + R_{Ny}^2}$	$F_{RN} = \sqrt{1847,5^2 + 1607,8^2}$	2449
правого подшипника	F_{RE}	$F_{RE} = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2}$	$F_{RE} = \sqrt{656,6^2 + 1696,4^2}$	1819
Параметр осевого нагружения:				
левого подшипника	e_N	Таблица 9.2 [2]	$\frac{F_a}{C_o} = \frac{296,6}{23200} = 0,0128$	0,30
правого подшипника	e_E		$\frac{F_a}{C_o} = \frac{296,6}{23200} = 0,0128$	0,30
Дополнительные осевые усилия, Н:				
левого подшипника	S_N	С. 106 [2]	$S_N = 0,3 \times 2449$	734,7
правого подшипника	S_E		$S_E = 0,3 \times 1819$	545,7
Суммарная осевая нагрузка, Н:				
левого подшипника	$F_{a\Sigma N}$	Таблица 9.6 [2]	$F_{a\Sigma N} = S_E + F_a$	842,3
правого подшипника	$F_{a\Sigma E}$		$F_{a\Sigma E} = S_E$	545,7
Отношение $\frac{F_{aS}}{VF_R}$:				
левого подшипника	$\frac{F_{aSN}}{VF_{RN}}$	–	$\frac{F_{aSN}}{VF_{RN}} = \frac{842,3}{1 \times 2449}$	0,344
правого подшипника	$\frac{F_{aSE}}{VF_{RE}}$	–	$\frac{F_{aSE}}{VF_{RE}} = \frac{545,7}{1 \times 1819}$	0,3
Коэффициент радиальной нагрузки:				
левого подшипника	X_N	Таблица 9.2 [2]	0,45	–
правого подшипника	X_E		1	–
Коэффициент осевой нагрузки:				
левого подшипника	Y_N	Таблица 9.2 [2]	1,81	–
правого подшипника	Y_E		0	–
Приведенная нагрузка, Н:				
левого подшипника	P_N	$P_N = (X_N VF_{RN} + Y_N F_{aSN}) K_B K_T$	$P_N = (0,45 \times 2449 + 1,81 \times 842,3) \times 1,5 \times 1$	3940
правого подшипника	P_E	$P_E = (X_E VF_{RE} + Y_E F_{aSE}) K_B K_T$	$P_E = (1 \times 1819 + 0 \times 545,7) \times 1,5 \times 1$	2728
Расчетное значение динамической грузоподъемности (для более нагруженной опоры), Н	$C_{расч}$	$C_{расч} = P_{max} \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}}$	$C_{расч} = 3940 \sqrt[3]{\frac{60 \times 235 \times 4000}{10^6}}$	15109
Сравнение $C_{расч}$ и C		$C_{расч} \leq C$	$15109 < 38900$	–
Расчетная долговечность подшипника, ч	L_h	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_{max}} \right)^{\frac{3}{\epsilon}}$	$L_h = \frac{10^6}{60 \times 235} \left(\frac{38900}{3940} \right)^{\frac{3}{\epsilon}}$	68254

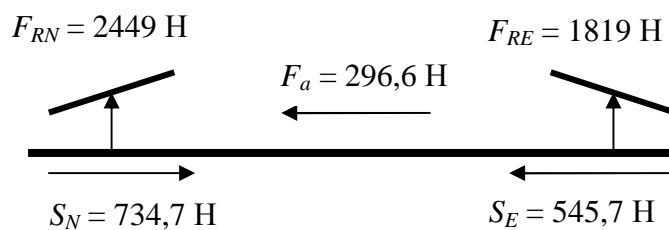


Рисунок 7.2 – Расчетная схема подшипников № 36208

Пригодность подшипников № 36208 по сроку службы, установленных на ведомом валу в опорах обеспечена $L_h = 68254 \text{ час} > L_{h(\text{зад})} = 4000 \text{ час}$.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

Основные параметры выбранной муфты представлены в таблице 8.1 [1, с. 223–224, таблица 9.2; таблица И.3, приложение К].

Таблица 8.1 – Основные размеры выбранной муфты МУВП 125-25-2-28-1-У3 ГОСТ 21424–93

d , мм	$[T]$, Нм	D , мм	D_1 , мм	L , мм	l , мм	Пальцы			Втулки
						d_p , мм	l_p , мм	z , шт.	$l_{вт}$, мм
28/25	125	120	84	89	60/42	14	63	4	28

Проверочный расчет упругой втулочно-пальцевой муфты заключается в расчете пальцев на изгиб и резиновых втулок на смятие поверхности втулок, которые соприкасаются с пальцами.

Условие прочности пальца на изгиб [1, с. 226, формула (9.3)]:

$$s_{изг} = \frac{10T_p l_p}{D_1 z d_p^3} \leq [s_{изг}],$$

где $[s_{изг}]$ – допускаемое напряжение при изгибе, $[\sigma_{изг}] = 80...90$ МПа.

$$s_{изг} = \frac{10 \times 44,2 \times 10^3 \times 63}{84 \times 4 \times 14^3} = 30,2 \text{ МПа} < [s_{изг}] = 80...90 \text{ МПа}.$$

Условие прочности пальцев соблюдается.

Условие прочности резиновых втулок на смятие [1, с. 226, формула (9.4)]:

$$s_{см} = \frac{2T_p}{D_1 z d_p l_{вт}} \leq [s_{см}],$$

где $[s_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для материала втулок, $[\sigma_{см}] = 1,8...2,0$ МПа.

									Лист
									88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$s_{\text{см}} = \frac{2 \times 44,2 \times 10^3}{84 \times 4 \times 4 \times 28} = 0,67 \text{ МПа} < [s_{\text{см}}] = 1,8 \dots 2,0 \text{ МПа}.$$

Условие прочности втулок соблюдается.

Выбранная муфта работоспособна.

Радиальную силу (Н), действующую в середине посадочной поверхности конца вала, вследствие несоосности соединяемых валов определяют по эмпирической формуле (см. раздел 6.1).

$$F_{\text{муф}} = 125 \sqrt[3]{T_{\text{дв}}} = 125 \sqrt[3]{22,1} = 350,8 \text{ Н},$$

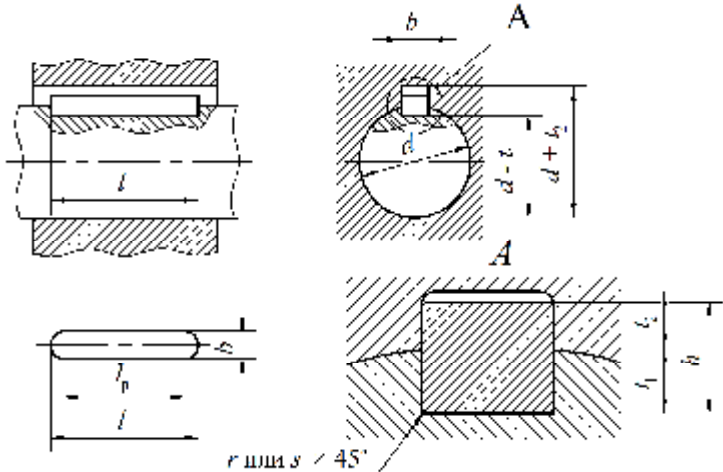
где $T_{\text{дв}}$ – крутящий момент на валу двигателя, Н·м.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

9 Расчет шпоночных соединений

Для передачи вращающего момента T между валами и установленными на них муфтой, зубчатым колесом и звездочками цепной передачи применены шпоночные соединения призматическими шпонками. С целью облегчения монтажа на валы применены шпонки исполнения 1 (со скругленными торцами) по ГОСТ 23360–78, изготовленные из стали по ГОСТ 8786–68 с пределом прочности не менее $\sigma_B = 590$ МПа. Геометрические параметры шпоночного соединения (рисунок 9.1) определены согласно ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала на посадочном участке. Длина шпонок l выбрана из стандартного ряда на 10...15 мм меньше длины ступицы $l_{ст}$.

Таблица 9.1 – Параметры шпоночных соединений [1, с. 136, табл. 7.7; Таблица К.8]



Вал	Соединение	Диаметр вала d_b , мм	По ГОСТ 23360–78				
			Размеры шпонки, мм			Глубина паза, мм	
			Длина l	ширина b	высота h	вала t_1	втулки t_2
Ведущий	Муфта-вал	25	32	8	7	4,0	3,3
Ведомый	Колесо-вал	42	45	12	8	5,0	3,3
	Звездочка-вал	32	56	10	8	5,0	3,3
Вал контр-привода	Звездочка-вал	53	45	16	10	6,0	4,3

При стандартных размерах прочность на изгиб и срез элементов шпоночного соединения обеспечивается при условии прочности на смятие рабочих граней шпонки.

								Лист
								90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	02.48.021.00.000 ПЗ			

Проверочный расчет шпоночных соединений заключается в расчете напряжений смятия, действующих на выступающих из вала боковых гранях шпонки, по формуле:

$$s_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \mathcal{E} [s_{\text{см}}],$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м;

l_p – расчетная длина шпонки, мм (при скругленных торцах шпонки $l_p = l - b$);

b, h, t_1 – размеры шпоночного соединения, мм [1, с. 136, табл. 7.7; таблица К.8, приложение К].

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия для материала шпонки, при стальной ступице $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 190$ МПа [1, с. 137, формула (7.2)].

Допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ назначают с учетом подвижности соединения, типа посадки и материала ступицы, характера нагрузки. В проектируемом редукторе применены неподвижные шпоночные соединения. Зубчатое колесо устанавливается на вал с натягом, а муфта и звездочки цепной передачи по переходной посадке [4, с. 285–286. п. 17.3]. В нагрузке на шпоночные соединения отсутствуют резкие изменения нагрузки. С учетом перечисленных факторов примем $[\sigma_{\text{см}}] = 190$ МПа [4, с. 126, п. 5].

Результаты проверочного расчета шпоночных соединений по формуле 9.1 представлены в таблице 9.2.

Таблица 9.2 – Результаты проверки шпоночного соединения на смятие

Вал	Соединение	Вращающий момент T , Н·м	Шпонка $b \times h \times l$, мм	Расчетные значения $\sigma_{\text{см}}$, МПа
Ведущий	Муфта-вал	22,1	8×7×32	$s_{\text{см}} = \frac{2 \times 22,1 \times 10^3}{28 \times (7 - 4,0) \times 24} = 21,9$
Ведомый	Колесо-вал	123,6	12×8×45	$s_{\text{см}} = \frac{2 \times 123,6 \times 10^3}{42 \times (8 - 5,0) \times 33} = 59,45$
	Звездочка-вал	123,6	10×8×56	$s_{\text{см}} = \frac{2 \times 123,6 \times 10^3}{32 \times (8 - 5,0) \times 46} = 55,98$
Вал контр-привода	Звездочка-вал	334,4	16×10×45	$s_{\text{см}} = \frac{2 \times 334,4 \times 10^3}{55 \times (10 - 6,0) \times 29} = 104,82$

Для всех шпоночных соединений условие прочности (9.1) выполняется условие $s_{cm} < [s_{cm}]$.

На ведущем валу может быть применена шпонка следующего наименования: Шпонка 8 × 7 × 32 ГОСТ 23360–78 (соединение «муфта-вал»).

На ведомом валу могут быть применены шпонки: Шпонка 12 × 8 × 45 ГОСТ 23360–78 (соединение «колесо-вал»); Шпонка 10 × 8 × 56 ГОСТ 23360–78 (соединение «звездочка-вал»).

На валу контрпривода может быть установлена шпонка: Шпонка 16 × 10 × 45 ГОСТ 23360–78 (соединение «звездочка-вал»).

									Лист
									92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	02.48.021.00.000 ПЗ				

10 Подбор посадок и отклонений

Назначаем посадки для сопряженных поверхностей по методу аналогии (подобия) [6, п. 1–3; 8, п. 10.6–10.10]. Рекомендуемые посадки представлены в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Посадки сопряженных деталей

Вал	Сопрягаемые детали	Посадка
Ведущий	Полумуфта с ведущим валом редуктора	$\text{Ø}25\text{H}7/\text{k}6$
	Подшипники на вал	$\text{Ø}30\text{L}0/\text{j}56$
	Подшипники в корпус	$\text{Ø}62\text{H}7/\text{l}0$
	Сквозная крышка в корпус	$\text{Ø}62\text{H}7/\text{h}6$
	Глухая крышка в корпус	$\text{Ø}62\text{H}7/\text{d}11$
	Шпонка в ступицу муфты	$8\text{JS}9/\text{h}9$
	Шпонка в вал входного конца	$8\text{N}9/\text{h}9$
	Манжетное уплотнение на валу	$\text{Ø}30\text{h}8$
Ведомый	Подшипники на вал	$\text{Ø}40\text{L}0/\text{j}56$
	Подшипники в корпус	$\text{Ø}80\text{H}7/\text{l}0$
	Ведущей звездочки на вал	$\text{Ø}32\text{H}7/\text{k}6$
	Зубчатое колесо на вал	$\text{Ø}42\text{H}7/\text{k}6$
	Дистанционная втулка на вал	$\text{Ø}40\text{E}9/\text{k}6$
	Шпонка в вал выходного конца	$10\text{N}9/\text{h}9$
	Шпонка в ступицу звездочки	$10\text{JS}9/\text{h}9$
	Шпонка в вал под колесом	$12\text{N}9/\text{h}9$
	Шпонка в ступицу колеса	$12\text{JS}9/\text{h}9$
	Глухая крышки в корпус	$\text{Ø}80\text{H}7/\text{d}11$
	Сквозная крышка в корпус	$\text{Ø}80\text{H}7/\text{h}6$
	Манжетное уплотнение на валу	$\text{Ø}38\text{h}8$
Контрвал	Подшипники на вал	$\text{Ø}60\text{L}0/\text{j}56$
	Подшипники в корпус	$\text{Ø}130\text{H}7/\text{l}0$
	Ведомой звездочки на вал	$\text{Ø}53\text{H}7/\text{k}6$
	Шпонка в вал входного конца	$16\text{N}9/\text{h}9$
	Шпонка в ступицу звездочки	$16\text{JS}9/\text{h}9$
	Шпонка в вал выходного конца	$18\text{N}9/\text{h}9$
	Сквозная крышка в корпус	$\text{Ø}130\text{H}7/\text{h}6$
	Манжетное уплотнение на валу под корпус	$\text{Ø}71\text{h}8$
	Манжетное уплотнение на валу под подшипниковые крышки	$\text{Ø}70\text{h}8$

Отклонения в соответствии с выбранными посадками назначаются по пособиям [4, п. 17.3; 7, с. 129–134; 8, п. 10.6–10.10].

Показатели отклонения форм, расположений поверхностей деталей привода и шероховатости назначаем по пособию [4, п. 17.4; 6, п. 1–3, 5; 7, приложение Б] и [4, п. 17.5; 6, п. 3.4; 8, п. 10.11].

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

11 Выбор способа смазки и смазочных материалов передач и подшипников

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров и коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

По результатам расчетов окружная скорость вращения зубчатого колеса $V = 2,27$ м/с. Данная скорость не превышает предельной скорости $V \leq 12,5$ м/с и она достаточна для смазывания всех зубчатых колес и подшипников масляным туманом при погружении тихоходного колеса в масло [5, с. 199].

Для смазывания передач применим картерную систему. В корпус редуктора заливаем масло так, чтобы венец колеса был в него погружен. Колесо при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей и внутренние поверхности корпуса.

Требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения быстроходной ступени $\sigma_H = 474,2$ МПа ≤ 600 МПа и фактической окружной скорости колес $V = 2,27$ м/с. Выбираем вязкость 28 мм²/с [5, с. 200, таблица 11.1; таблица Ф.1, приложение Ф]. Этой вязкости соответствует масло И-Г-А-32 с обозначение по ГОСТ 17479.1–87 [5, с. 200, таблица 11.2; таблица Ф.2, приложение Ф]. Марка данного масла И-20А по нормативному документу ГОСТ 20799–88 завода изготовителя масла [10; таблица Ф.3, приложение Ф].

Объем масляной ванны принимается из расчета $0,3 \dots 0,8$ л масла на 1 кВт передаваемой мощности [1, с. 212; 4, с. 244, п. 1].

Объем масла $V = (0,3 \dots 0,8) \times 3,263 = 0,98 \dots 2,53$ дм³ = $0,98 \dots 2,53$ л.

Глубина погружения тихоходного колеса диаметром $d_2 = 189,2$ мм в масло $h_M = (1/8)d_2 = (1/8)189,2 = 23,7$ мм. Принимаем $h_M = 26$ мм (см. раздел 5.3).

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

При полученной ширине внутренней полости картера $B = 78$ мм, длине $L = 257$ мм и глубине погружения $h_m = 26$ мм фактический объем масляной ванны составит (см. раздел 5.3)

$$V_{\text{Мф}} = \frac{BL(C_{\text{К1}} + h_m)}{10^6} = \frac{78 \times 257 \times (40 + 26)}{10^6} = 1,32 \text{ дм}^3 = 1,32 \text{ л.}$$

Этот объем масляной ванны будет достаточен для охлаждения в редукторе с передаваемой мощностью $P_{\text{эд.тр.}} = 3,263$ кВт (см. раздел 5.3)

$$\frac{V_{\text{М}}}{P_{\text{т}}} = \frac{1,32}{3,263} = 0,4 \text{ л/кВт.}$$

При картерном смазывании передач подшипники могут смазываться брызгами масла, если окружная скорость колеса, погруженного в масло, больше 1 м/с [5, с. 202]. Брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора, периодически меняют. Периодичность замены масла – 1 раз в год.

Для замены масла в корпусе предусматриваем сливное отверстие, закрываемое пробкой с метрической резьбой [1, с. 216, рисунок 8.35; 5, с. 206, рисунок 11.11; рисунок С.4, приложение С].

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе используем жезловый маслоуказатель [1, с. 214, рисунок, 8.33; 5, с. 206, рисунок 11.13; таблица С.8; рисунок С.5, приложение С].

При длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушины в его верхней части [1, с. 215, рисунок 8.34; 5, с. 208, рисунок 11.16; таблица С.6, приложение С].

									Лист
									95
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Под опорные места двигателя и редуктора предусматриваем пластики, которые обработаны до толщины $t = 4$ мм.

Для компенсации разницы высот двигателя и редуктора применим равнополочный уголок $50 \times 50 \times 3 - 210$ ГОСТ 8509–93 и добавляем ребра жесткости.

Диаметр фундаментных болтов и их количество принимаем в зависимости от длины рамы $L_{рм}$. При $L_{рм} = 1055$ мм > 700 мм устанавливаем диаметр резьбы фундаментных болтов $d_{фунд} = 20$ мм, т. е. М20.

Количество болтов $n = 6$.

Оси фундаментных болтов располагаем на расстоянии K не менее 52 мм.

									Лист
									99
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	02.48.021.00.000 ПЗ				

Заключение

В результате выполнения задания по курсовому проектированию была разработана типовая конструкция одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения. Данный редуктор предназначен для длительной работы.

Выполнение задания разделено на два этапа. На первом этапе была подготовлена пояснительная записка, на втором – графическая часть.

Пояснительная записка содержит необходимые расчеты отдельных деталей и узлов редуктора и пояснения к этим расчетам.

Графическая часть включает в себя пять чертежей: два сборочных чертежа и три чертежа деталей (ведомый вал, цилиндрическое колесо и ведущая звездочка). Сборочные чертежи (приводная станция и редуктор) сопровождаются соответствующими спецификациями.

Пояснительная записка и чертежи выполнены в соответствии со всеми требованиями, предъявляемыми к нормативной документации.

Спроектированный редуктор соответствует всем нормам, предъявляемым к данному типу редукторов, и может применяться для привода различных типов рабочих машин.

В процессе проектирования редуктора были закреплены знания, полученные при изучении дисциплины «Прикладная механика». Полученные опыт и навыки, которые необходимы для правильного оформления курсовых проектов и чертежей в соответствии со стандартами, могут быть востребованы при дальнейшем выполнении, как курсовых проектов, так и дипломного проекта.

Разработанная техническая документация может быть использована при разработке модернизированных приводов для агропромышленного комплекса.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		100

Список использованных источников

1. Детали машин. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 384 с.
2. Детали машин. Практикум : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 156 с.
3. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович // БГАТУ, кафедра механики материалов и деталей машин : – Минск, 2014. – 372 с.
4. Курмаз, Л. В. Проектирование : справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 309 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки и специальностям / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Академия, 2004. – 496 с.
6. Анухин, В. И. Допуски и посадки : учебное пособие / В. И. Анухин. – 5-е изд. – СПб. : Питер, 2012. — 256 с.
7. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин: пособие для студентов УВО по группе специальностей 74 06 Агроинженерия / БГАТУ, кафедра механики материалов и деталей машин ; сост. : Н. Н. Романюк и [др.]. – Минск, 2014. – 172 с.
8. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2011. – 414 с.
9. Атлас конструкций деталей и узлов механических приводов : учебное пособие для студентов инженерно-технических и химико-технологических специальностей / А. Ф. Дулевич [и др.]. – Минск : БГТУ 2009. – 104 с.
10. Прикладная механика : методические рекомендации для выполнения курсового проекта / сост. : В. Н. Основин [и др.]. – [Электронный ресурс]. – БГАТУ, 2020. – Режим доступа: <https://moodle.bsatu.by/course/view.php?id=542>. – Дата доступа: 24.09.2021.

					02.48.021.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		101

ПРИЛОЖЕНИЯ



Формат Знач	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Приме- чание	Листы детали			
						Изм.	Лист	Изм.	Лист
			Документация						
A1		02.48.021.00.000 СБ	Сборочный чертеж	1					
			Сборочные единицы						
A1	1	02.48.021.01.000 СБ	Редуктор	1					
	2	02.48.021.02.000 СБ	Рама	1					
	3	02.48.021.03.000 СБ	Вал приводной	1					
	4	02.48.021.04.000 СБ	Опора	2					
			Детали						
A3	5	02.48.021.00.001	Звездочка	1					
	6	02.48.021.00.002	Звездочка	1					
	7	02.48.021.00.003	Шпиль	1					
	8	02.48.021.00.004	Шпиль	1					
			Стандартные изделия						
			Виллы ГОСТ 1198-70						
	9		M6-6g×16	2					
	10		M12-6g×30	2					
	11		M12×1,5-6g×32	4					
	12		M16×1,5-6g×50	4					
	13		Болт 6.3M20×200 ГОСТ 24379.1-80	6					
			Гайки ГОСТ 15522-70						
	14		M12×1,5 6H	4					
	15		M16×1,5 6H	4					
02.48.021.00.000									
Изм./Лист		№ документа		Листы		Дата			
Проект		Исполн							
Исполн		Контроль							
Исполн									
Привод						Лист		Лист	
БГАТУ, гр. 23 мо						4		1	
Копировать									
Формат А4									

Формат Знач	Год	Обозначение	Наименование	Кол	Приме- чание
	16		МУВП 125-25-2-28-1-43		
			ГОСТ 214,24-93	1	
			Шпильки ГОСТ 6402-70		
	17		12Л	4	
	18		16Л	4	
			Шпильки ГОСТ 23360 '78		
	19		8x7x32	1	
	20		8x7x50	1	
	21		10x8x45	1	
	22		16x10x45	1	
	23		18x11x70	1	
	24		Цель ПР-25,4-60		
			ГОСТ 13568-97	1	
	25		Электродвигатель		
			АИР100LУ2 1М1 08 380 В		
			ТУ РБ-05755950-4,20-93	1	

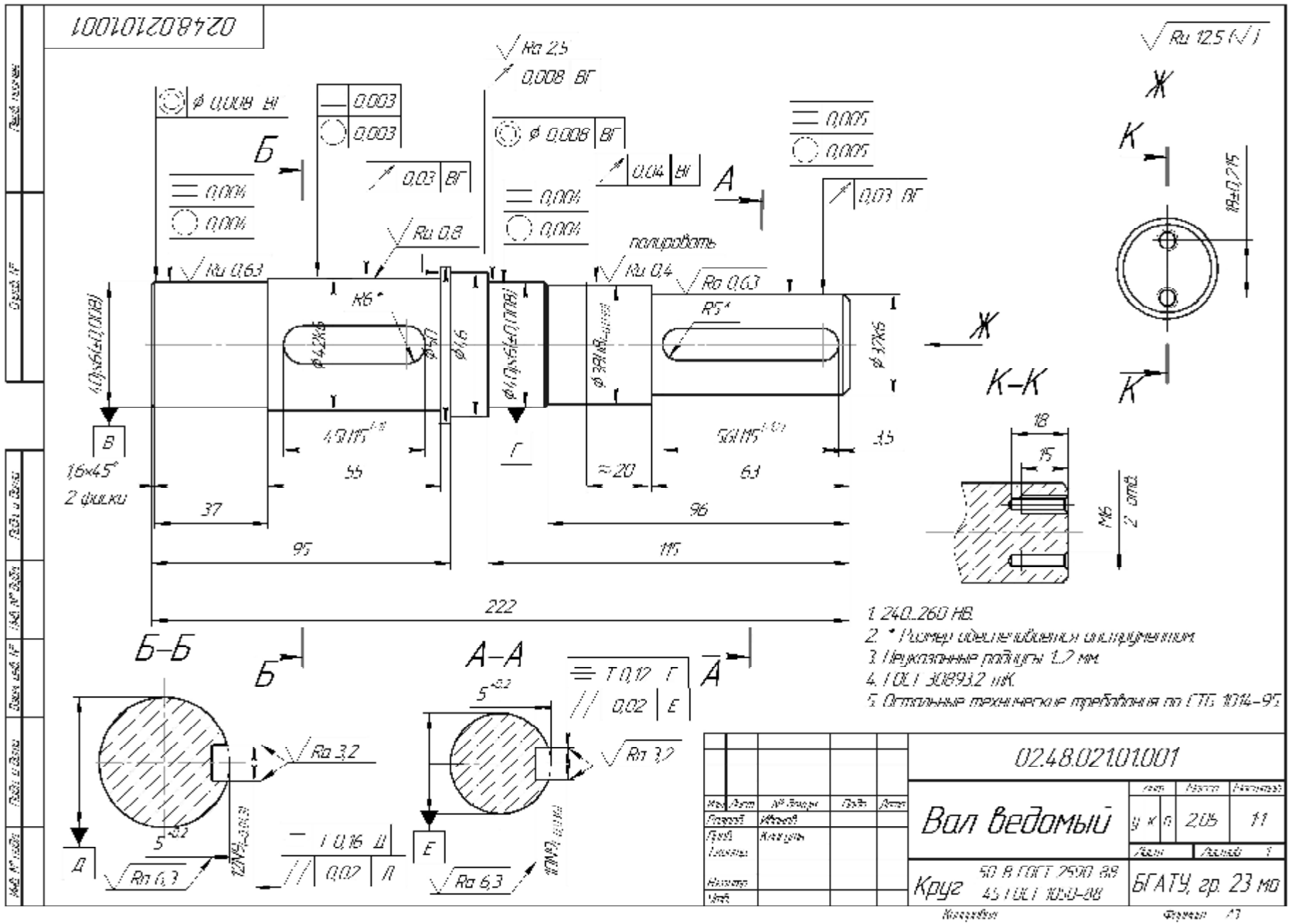
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №

02.48.021.00.000

Итого
2

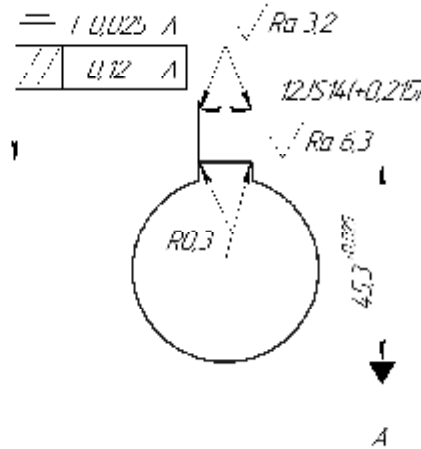
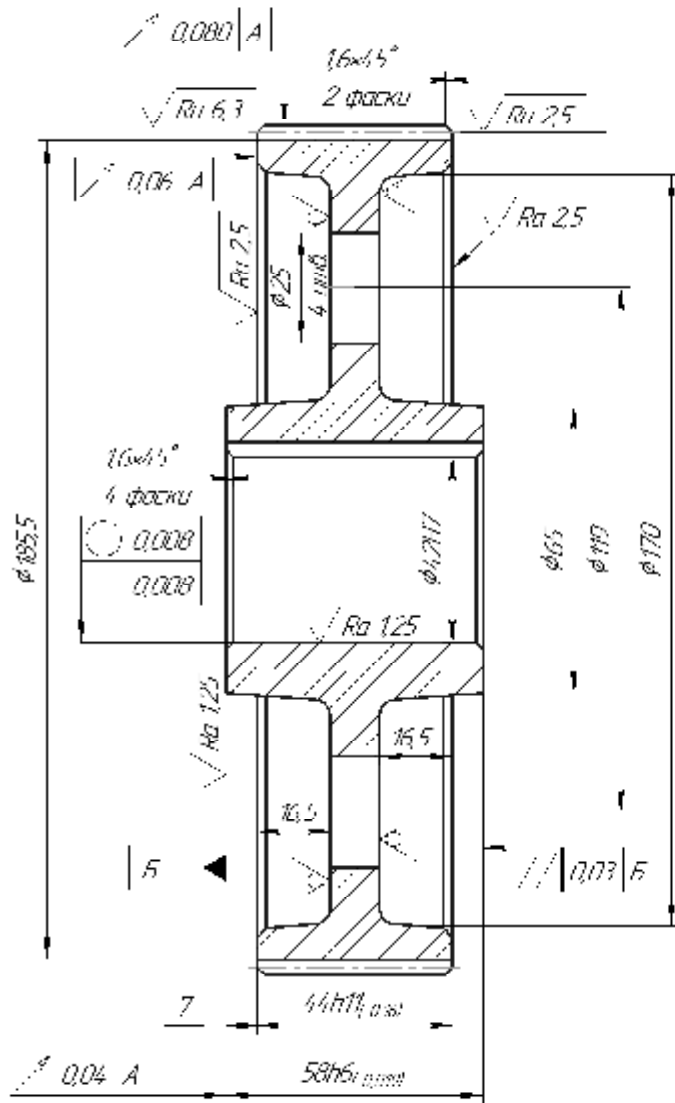


Формат Лист	Лист	Кол-во	Обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			02.48.021.01.000 СБ	Сборочный чертеж	1	
<i>Цепи</i>						
A3	1		02.48.021.01.001	Вал	1	
	2		02.48.021.01.002	Вал-шестерня	1	
	3		02.48.021.01.003	Втулка дистанционная	1	
A3	4		02.48.021.01.004	Колесо	1	
	5		02.48.021.01.005	Кольцо компенсационное	2	
	6		02.48.021.01.006	Кольцо компенсационное	2	
	7		02.48.021.01.007	Корпус редуктора	1	
	8		02.48.021.01.008	Крышка глухая	1	
	9		02.48.021.01.009	Крышка глухая	1	
	10		02.48.021.01.010	Крышка гвдзняя	1	
	11		02.48.021.01.011	Крышка сквозная	1	
	12		02.48.021.01.012	Крышка смотрового люка	1	
	13		02.48.021.01.013	Крышки редуктора	1	
	14		02.48.021.01.014	Мыльцуклизитель	1	
	15		02.48.021.01.015	Отдушина	1	
	16		02.48.021.01.016	Пробка	1	
	17		02.48.021.01.017	Прокладка	1	
	18		02.48.021.01.018	Прокладка	1	
02.48.021.01.000						
			Редуктор			
					БГАТУ, гр. 23 МО	



024802101004

φ192.2h12, g6/g5



1. 275, 267 НВ
2. Неуказанные размеры – 6 мм.
3. ГОСТ 37893-78 ИК.
4. Остальные технические требования по ЛТБ 1014-92.

	$\sqrt{Ra 12.5 (-)}$	
Модуль нормальный	m _n	15
Число зубьев	z	142
Угол наклона зуба	β	12.8°
Наклоны зуба	-	н/в/н
Исходный контур	ГОСТ 18755-81	
Конфигурация и типичный исходного контура	x	0
Уровень точности по ГОСТ 1643-81	9 В	
Целительный диаметр	d	109.2

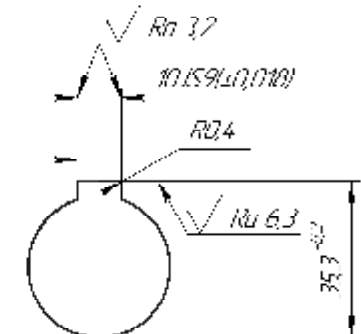
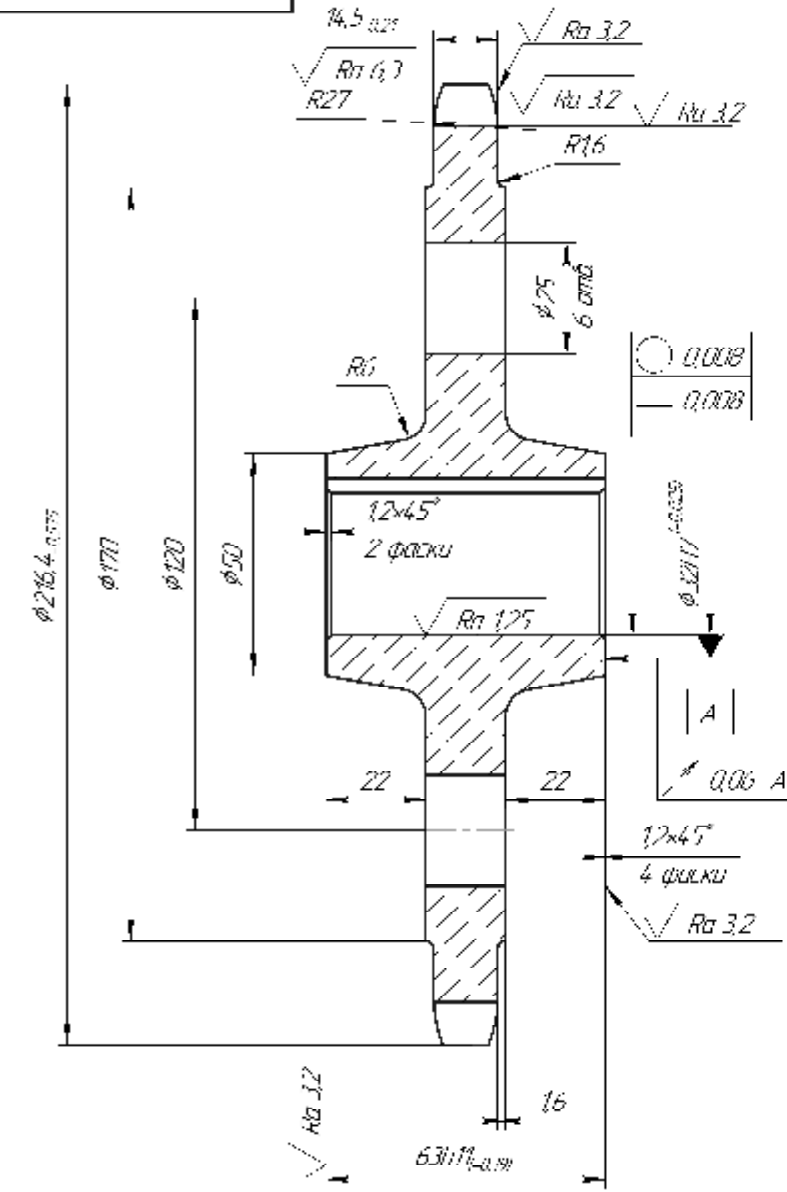
0248.02101004				
Мат. Загл.	ИГ. Диаметр	Глубина	Диаметр	
Рисунки	Исполн.	Коды	Исполн.	
Техничи.				
Контрп.				
Дата				
Зубчатое колесо			Лист	Итого
Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71			6,1	11
Ы А14, гр. 23 мо			Лист	Итого

Масштаб:

Размер: А1

№ 10
Изм. № 01
Изм. № 02
Изм. № 03
Изм. № 04
Изм. № 05
Изм. № 06
Изм. № 07
Изм. № 08
Изм. № 09
Изм. № 10
Изм. № 11
Изм. № 12
Изм. № 13
Изм. № 14
Изм. № 15
Изм. № 16
Изм. № 17
Изм. № 18
Изм. № 19
Изм. № 20

0248.02100.001



1 HRC 45-50
2 Неуказанный шипованный уклон 3°
3 Шипованные радиусы скругленные 5 мм. макс.
4 Общие допуски по ГОСТ-30893.2-тк
5 Остальные технические требования по СТЬ 1011-95

√ Rn 12.5 (√)

Число зубьев	7	12	
Модуль	Модуль	12	
	Диаметр деления	144	
Профиль зуба по ГОСТ 901-89	без смещений		
Класс точности по ГОСТ 901-89	-	8	
Диаметр окружности деления	144	192	
Шаг зуба по окружности деления	20.37	25.71	
Радиусы фаски окружности деления	4	0.2	
Радиусы фаски окружности деления		0.2	
Диаметр фаски деления	4	202	
Степень точности	Шаг зуба по окружности деления	h	7,7
	Профиль зуба по окружности деления	h	15,88
	Профиль зуба по окружности деления	A	
	Класс точности		1

Изм. №	Изм. №	Изм. №	Изм. №
Изм. №	Изм. №	Изм. №	Изм. №
Изм. №	Изм. №	Изм. №	Изм. №
Изм. №	Изм. №	Изм. №	Изм. №

0248.02100.001			
Звездочка ведущая		Лист	Рисунки
		5,5	11
Сталь 45 ГОСТ 1055-88		Листов	1
		БГАТУ, гр. 23 мо	

Листов 11

Листов 11

Приложение В
(справочное)

Типовые конструкции редукторов и приводов

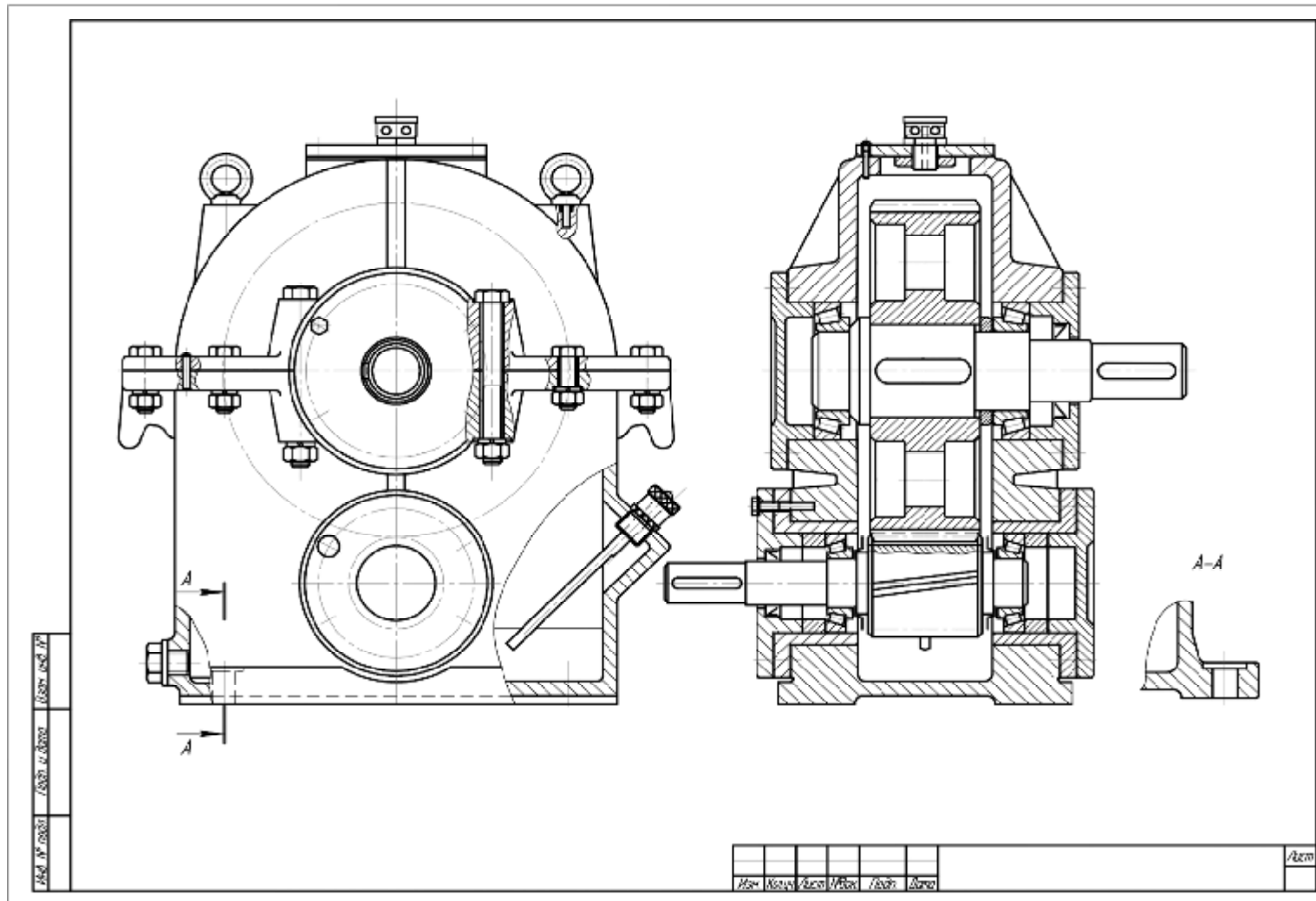


Рисунок В.1 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый с нижним расположением шестерни

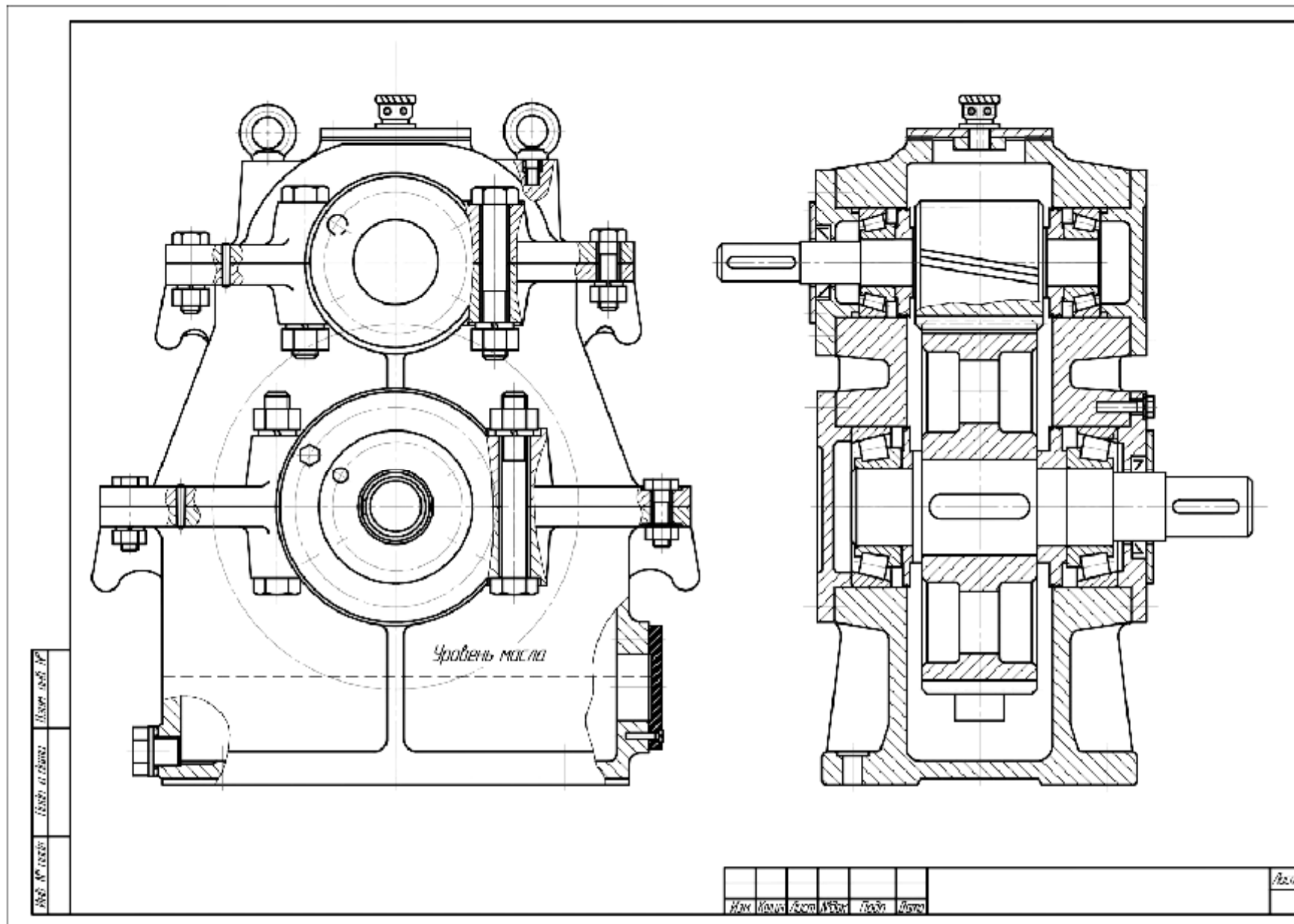


Рисунок В.2 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый с верхним расположением шестерни

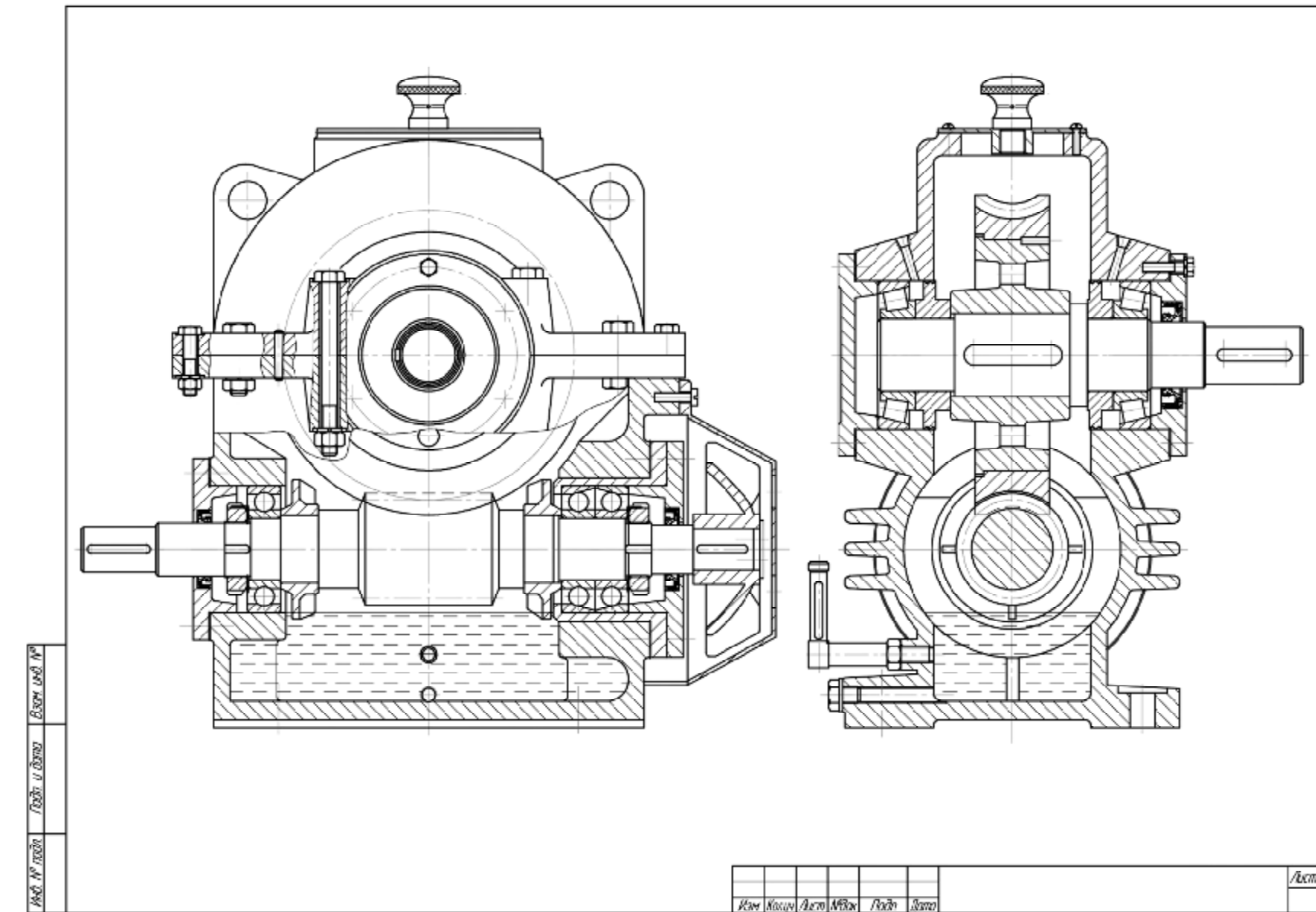


Рисунок В.3 – Редуктор червячный с нижним расположением червяка

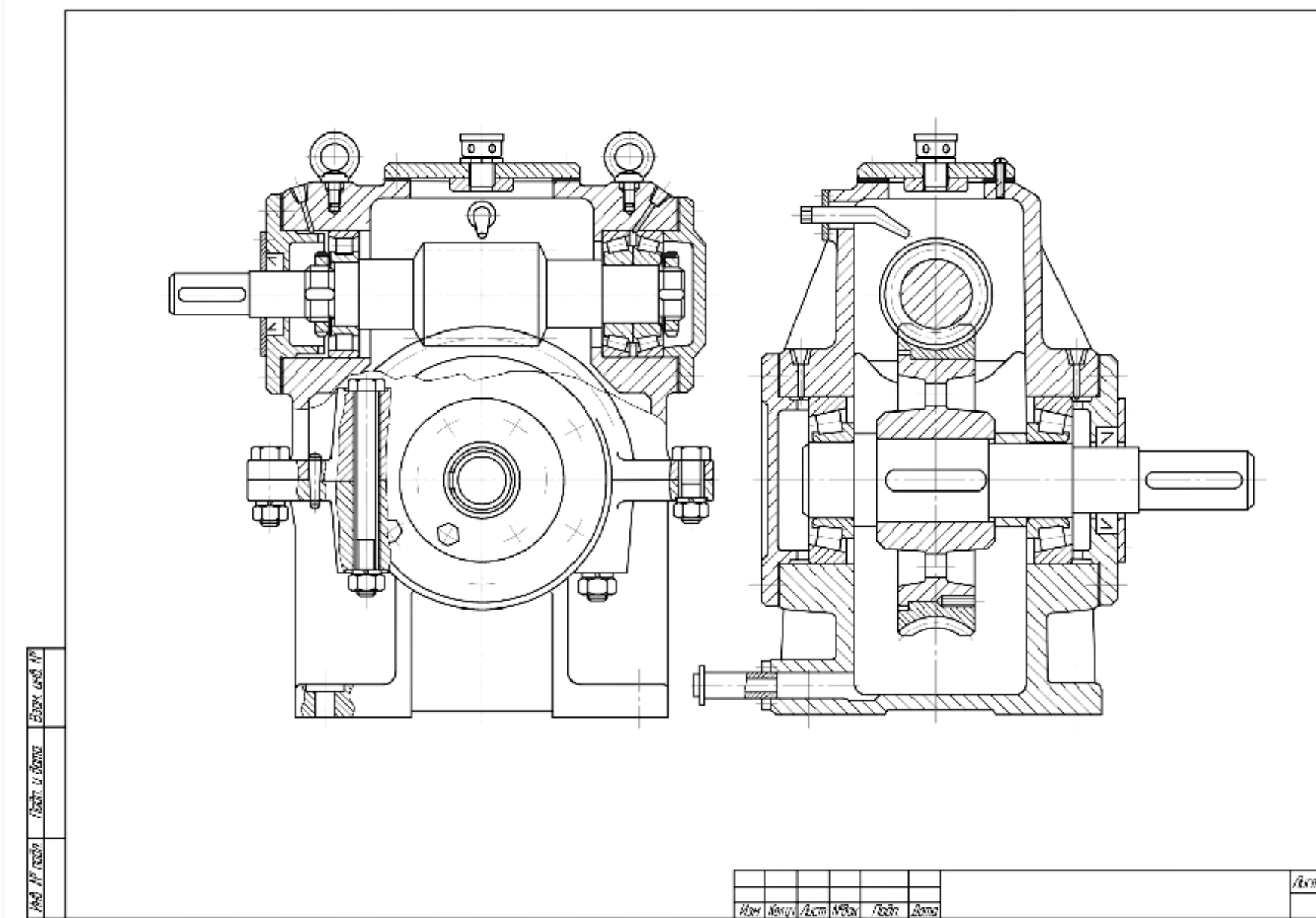


Рисунок В.4 – Редуктор червячный с верхним расположением червяка

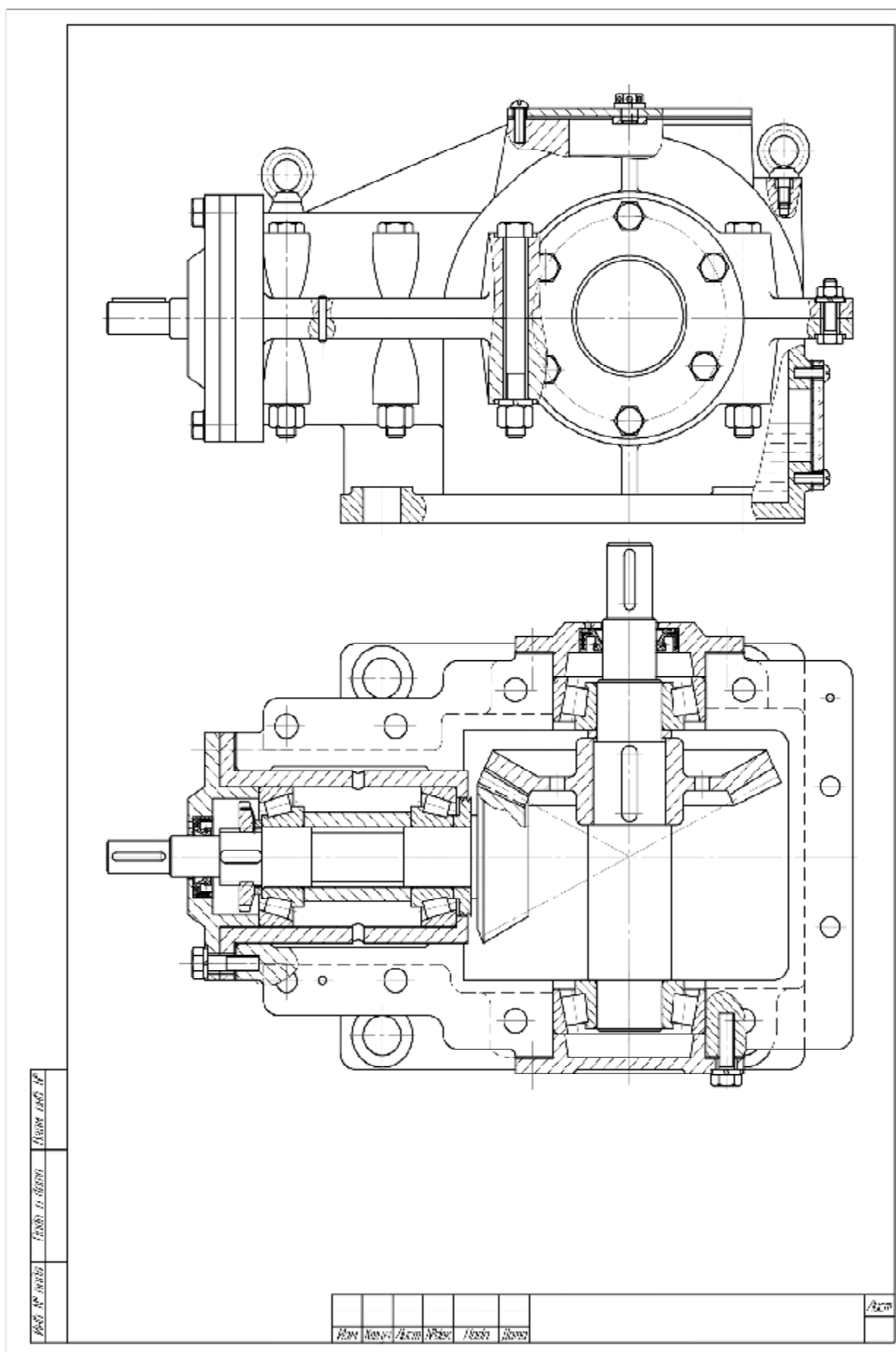


Рисунок В.5 – Редуктор конический одноступенчатый

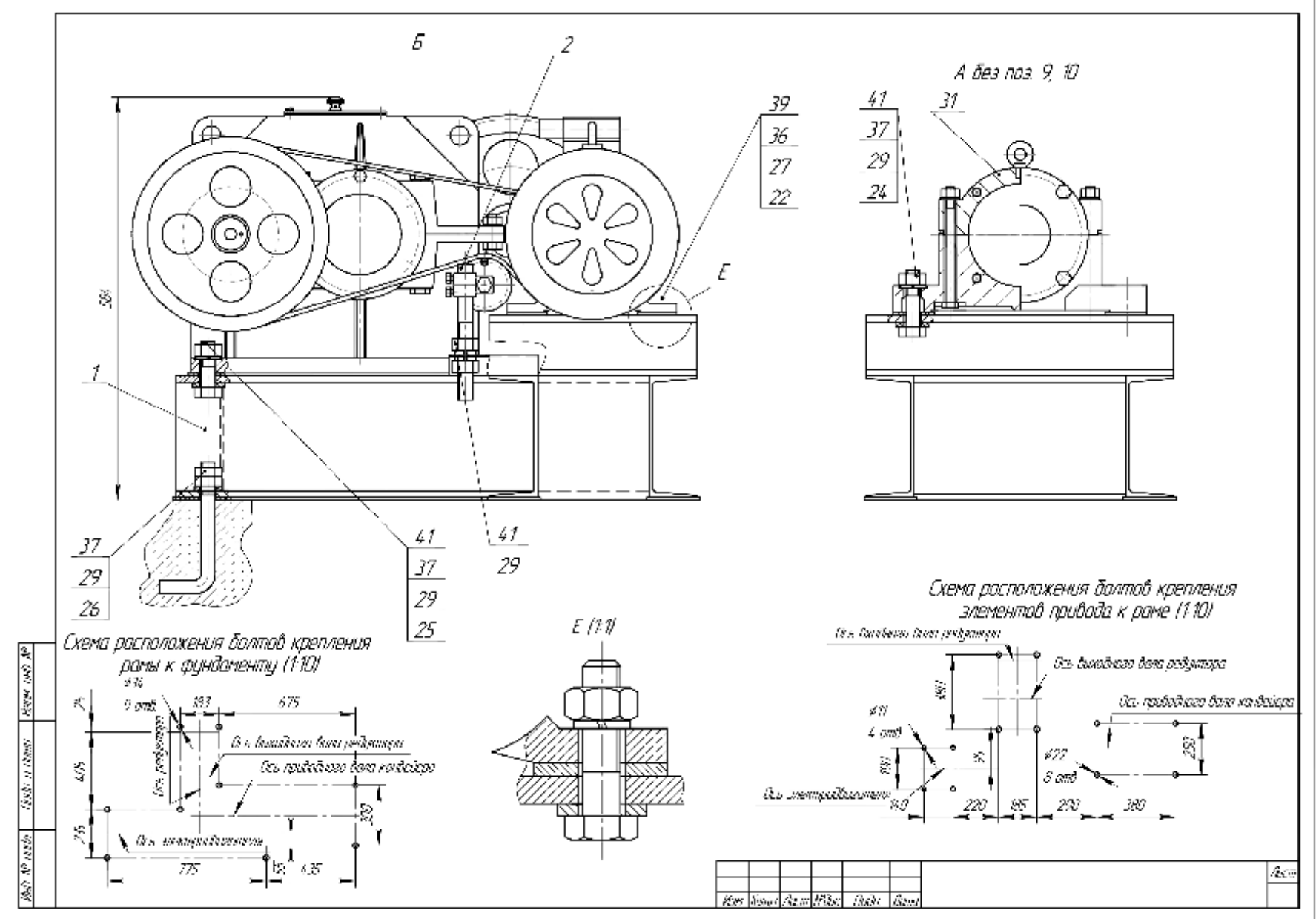


Рисунок В.6, а – Привод цепного конвейера с открытой ременной передачей

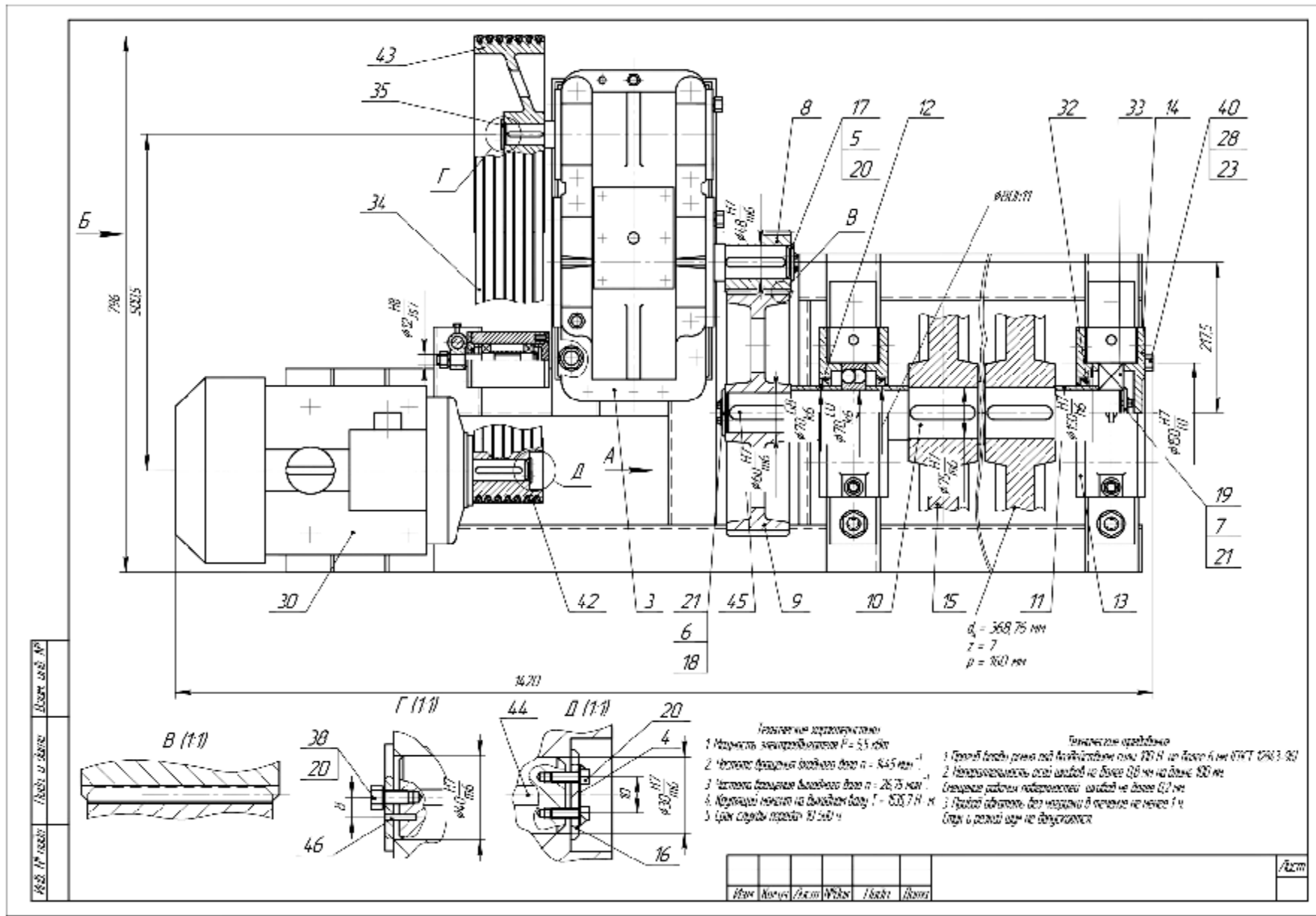


Рисунок В.6, б – Привод цепного конвейера с открытой ременной передачей

Приложение Г (справочное)

Основные нормы взаимозаменяемости при назначении номинальных размеров

Таблица Г.1 – Ряды линейных размеров (диаметров, длин, высот, глубин и других размеров) по ГОСТ 6636–69

В миллиметрах

Ряды			Дополни- тельные раз- меры	Ряды			Дополни- тельные раз- меры	Ряды			Дополни- тельные размеры
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40	
1,0	1,0	1,0 1,05		10	10	10 10,5	10,2 10,8	100	100	100 105	102 108
	1,1	1,1 1,15			11	11 11,5			11,2 11,8	110	
1,2	1,2	1,2 1,3	1,25 1,35	12	12	12 13	12,5 13,5	125	125	125 130	135
	1,4	1,4 1,5			14	14 15			14,5 15,5	140	
1,6	1,6	1,6 1,7	1,65 1,75	16	16	16 17	16,5 17,5	160	160	160 170	165 175
	1,8	1,8 1,9			18	18 19			18,5 19,5	180	
2,0	2,0	2,0 2,1	2,05 2,15	20	20	20 21	20,5 21,5	200	200	200 210	205
	2,2	2,2 2,4			22	22 24			23,0	220	
2,5	2,5	2,5 2,6	2,7	25	25	25 26	27	250	250	250 260	270
	2,8	2,8 3,0			28	28 30			29 31	280	
3,2	3,2	3,2 3,4	3,3 3,5	32	32	32 34	33	320	320	320 340	330 350
	3,6	3,6 3,8			36	36 38			37 39	360	
4,0	4,0	4,0 4,2	4,1 4,4	40	40	40 42	41 44	400	400	400 420	410 440
	4,5	4,5 4,8			45	45 48			46 49	450	
5,0	5,0	5,0 5,3	5,2 5,5	50	50	50 53	52 55	500	500	500 530	515 545
	5,0	5,6 6,0			56	56 60			58 62	560	
6,3	6,3	6,3 6,7	6,5 7,0	63	63	63 67	65 70	630	630	630 670	650 690
	7,1	7,1 7,5			71	71 75			73 78	710	
8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	80	80	80 85	82	800	800	800 850	825 875
	9,0	9,0 9,5			90	90 95			92 98	900	

Примечание – Ряд Ra40 является предпочтительным

Приложение Д
(справочное)

Кинематический и силовой расчеты привода. Справочные материалы

Таблица Д.1 - Ориентировочные значения основных параметров одноступенчатых механических передач

Вид передачи	Передаточное число u	КПД передач η		Передаваемая мощность P , кВт
		закрытых	открытых	
Зубчатая:				
цилиндрическая	до 6,3	0,96...0,98	0,93...0,95	не ограничена
коническая	до 6,3	0,95...0,97	0,92...0,94	4000
Червячная при числе заходов червяка:				
$z_1 = 4$	8...14	0,80...0,90	–	–
$z_1 = 2$	14...30	0,75...0,85	0,60...0,70	60
$z_1 = 1$	30...80	0,70...0,80	0,50...0,60	–
Прочие:				
цепная	до 10	0,95...0,97	0,92...0,95	120
ременная (трением)	до 8	–	0,94...0,96	50
зубчато-ременная	до 12	–	0,96...0,98	100
муфта соединительная	–	0,98		–
подшипники качения (одна пара)	–	0,99		–
<p>Примечания</p> <p>1 Передаточные числа u зубчатых передач выбирают из единого ряда (по ГОСТ 2185–66): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5. Рекомендуемые значения передаточных чисел зубчатых передач – 2,8–5,6.</p> <p>2 Передаточные числа u червячных передач выбирают из единого ряда (по ГОСТ 2144–76): 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100.</p> <p>3 Рекомендуемые передаточные числа u ременной передачи: 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8. Рекомендуемые значения передаточных чисел ременных передач – 1,8–3,2.</p> <p>4. Рекомендуемые значения передаточных чисел цепных передач – 2,5–5.</p> <p>5 Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $u \leq 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.</p> <p>6 В отдельных случаях допускается использовать нестандартные передаточные числа, принимаемые по ГОСТ 6636–69 согласно таблице Г.1 приложению Г.</p>				

Таблица Д.2 – Технические данные асинхронных короткозамкнутых трехфазных двигателей серии АИР (по ТУ РБ-05755950-420–93)

Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
	Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹		
0,75	АИР71А2	2820	2,7	АИР71В4	1350	2,6
1,10	АИР71В2	2810	2,4	АИР80А4	1420	2,4
1,50	АИР80А2	2880	2,6	АИР80В4	1410	2,4
2,20	АИР80В2	2810	2,6	АИР90Л4	1420	2,4
3,00	АИР90Л2	2860	2,6	АИР100S4	1410	2,2
4,00	АИР100S2	2850	2,4	АИР100Л4	1410	2,4
5,50	АИР100Л2	2850	2,4	АИР112М4	1430	2,5
7,50	АИР112М2	2900	2,2	АИР132S4	1440	2,5
11,00	АИР132М2	2910	2,2	АИР132М4	1450	2,9
Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
	Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹		
0,75	АИР80А6	920	2,2	АИР90ЛA8	700	2,0
1,10	АИР80В6	920	2,3	АИР90ЛB8	690	2,2
1,50	АИР90Л6	940	2,3	АИР100Л8	700	2,0
2,20	АИР100Л6	940	2,2	АИР112МА8	700	2,2
3,00	АИР112МА6	950	2,2	АИР112МB8	700	2,2
4,00	АИР112МB6	950	2,2	АИР132S8	700	2,2
5,50	АИР132S6	960	2,2	АИР132М8	700	2,2
7,50	АИР132М6	950	2,2	АИР160S8	720	2,3
11,00	АИР160S6	970	2,6	АИР160М8	720	2,3

Примечания
1 $T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$ – отношение максимального момента к номинальному.
2 Климатическое исполнение двигателя и категория размещения указывается в его обозначении в соответствии с ГОСТ 15150–69 и ГОСТ 15543.1–89 после обозначения типа двигателя: У – умеренный климат; 1 – применение на открытом воздухе; 2 – использование под навесом или в неотапливаемом помещении.
3 Монтажное исполнение двигателей указывается в его обозначении после обозначения климатического исполнения и по ГОСТ 2479–79 (СТ СЭВ 246–76) обозначается: 1М1 – крепление на лапах; 1М3 – крепление фланцевое; 1М2 – фланцевое или на лапах.
4 Способ крепления двигателя, определяющий расположение его вала, в маркировке двигателя указывается в обозначении монтажного исполнения и по ГОСТ 2479–79 (СТ СЭВ 246–76) приводится после обозначения крепления: 08 – любое; 01 – вертикально вниз; 03 – вертикально вверх.
5 Пример условного обозначения двигателя основного исполнения типа АИР100Л2, предназначенного для использования в условиях умеренного климата под навесом или в неотапливаемом помещении, с креплением на лапах, с любым расположением вала, с рабочим напряжением 380 В:
Двигатель АИР100Л2У2 1М1 08 380В ТУ РБ-05755950-420–93.

Таблица Д.3 – Технические данные двигателей асинхронных короткозамкнутых трехфазных серии 4А (по ГОСТ 19523–81)

Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
	Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹		
0,75	4A71A2	2840	2,2	4A71B4	1370	2,2
1,10	4A71B2	2810	2,2	4A80A4	1400	2,2
1,50	4A80A2	2850	2,2	4A80B4	1400	2,2
2,20	4A80B2	2850	2,2	4A90L4	1420	2,2
3,00	4A90L2	2840	2,2	4A100S4	1420	2,2
4,00	4A100S2	2880	2,2	4A100L4	1420	2,4
5,50	4A100L2	2880	2,2	4A112M4	1425	2,2
7,50	4A112M2	2920	2,2	4A132S4	1455	2,2
11,00	4A132M2	2910	2,2	4A132M4	1460	2,2
Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
	Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹		
0,75	4A80A6	920	2,2	4A90LA8	705	1,7
1,10	4A80B6	935	2,2	4A90LB8	700	1,7
1,50	4A90L6	945	2,2	4A100L8	700	1,7
2,20	4A100L6	945	2,2	4A112MA8	705	2,2
3,00	4A112MA6	945	2,2	4A112MB8	700	2,2
4,00	4A122MB6	955	2,2	4A132S8	715	2,2
5,50	4A132S6	955	2,2	4A132M8	715	2,2
7,50	4A132M6	970	2,2	4A160S8	730	2,2
11,00	4A160S6	970	2,2	4A160M8	730	2,2

Примечания

1 $T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$ – отношение максимального момента к номинальному.

2 Структура обозначения типоразмера двигателя:

4 A X X XXX X X X XX X

позиции → 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

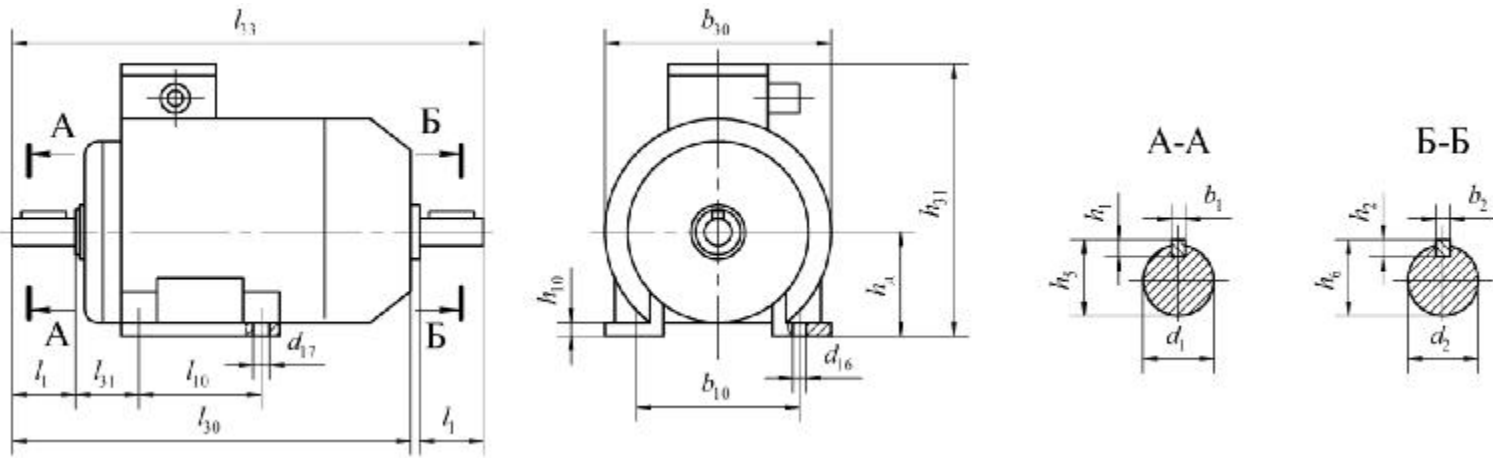
Позиция 1 (4) – порядковый номер серии; позиция 2 (A) – вид двигателя (асинхронный); позиция 3 – исполнение двигателя по способу охлаждения и защиты от окружающей среды (Н – защищенные; отсутствие знака означает закрытые обдуваемые двигатели); позиция 4 – исполнение двигателя по материалу станины и щитов (А – станина и щиты двигателя алюминиевые; X – станина алюминиевая, щиты чугунные; отсутствие знака означает, что станина и щиты чугунные или стальные); позиция 5 – высота оси вращения (три или две цифры); позиция 6 – установочный размер по длине станины (L, S, M); позиция 7 – длина сердечника статора (А или В) при условии сохранения установочного размера; позиция 8 – число полюсов (2, 4, 6, 8); позиция 9 – исполнение двигателя (может отсутствовать); позиция 10 (УЗ) – вид климатического исполнения по ГОСТ 15150–69.

3 Пример условного обозначения трехфазного асинхронного короткозамкнутого двигателя серии 4, типа 100L6, климатического исполнения У, категории 3:

Двигатель 4A100L6УЗ ГОСТ 19523–81.

Таблица Д.4 – Электродвигатели серии АИР. Основные размеры (по ТУ РБ-05755950-420–93)

Размеры в миллиметрах

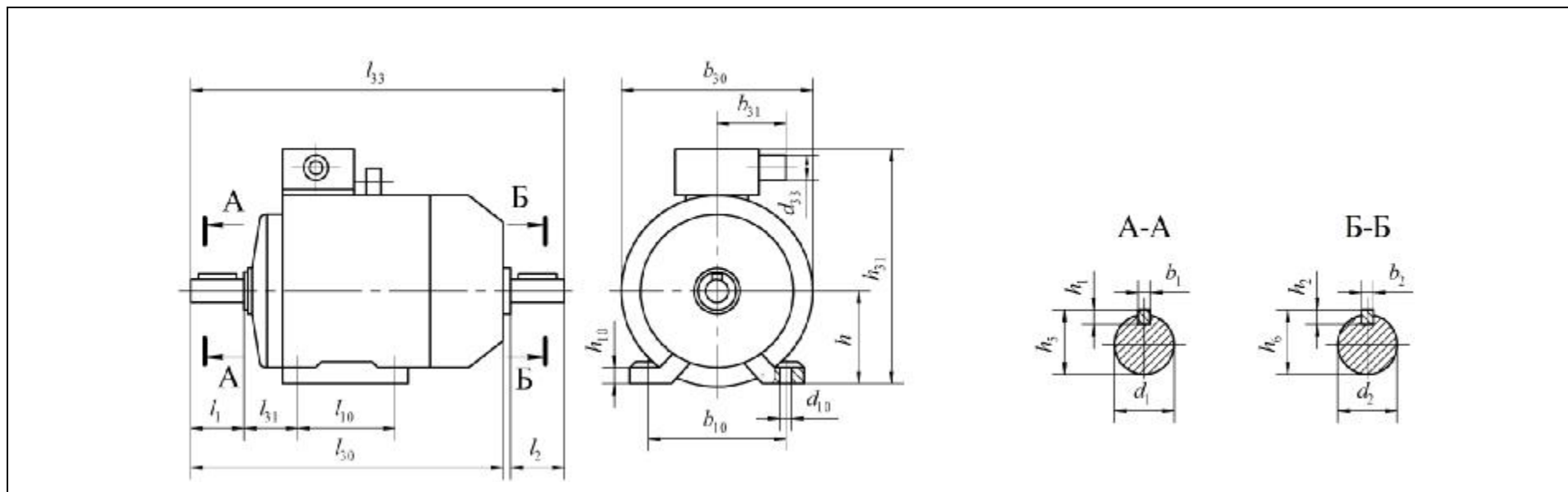


The technical drawings illustrate the main dimensions of the AIP motor. The side view shows the overall length l_{33} and the distance between the mounting feet l_1 . The front view shows the diameter of the motor body b_{30} and the diameter of the mounting feet d_{16} . The cross-sectional views A-A and B-B show the diameters of the shaft d_1 and the mounting feet d_2 , and the heights h_1 , h_2 , h_5 , and h_6 .

Тип двигателя	l_1	l_{10}	d_{17}	l_{30}	l_{31}	l_{33}	b_1	b_2	b_{10}	d_{16}	b_{30}	$h_{д}$	h_1	h_2	h_5	h_6	h_{10}	h_{31}	d_1	d_2
АИР71	40	90	7,0	272,5 332*	45	316,5	6		112	10	160	71	6		21,5		8	188,0 225*	19	
АИР80А	50	100	10,0	296,5 368*	50	350,0	6		125	12	180	80	6		24,5		9	204,5 241,5*	22	
АИР80В, С	50	100	10,0	320,5 392*	50	374,0	6		125	12	180	80	6		24,5		9	204,5 241,5*	22	
АИР90	50	125	10,0	337 401*	56	390,0	8	14	12	12	198	90	7		27,0		10	230,0 267*	24	
АИР100S	60	112	12,0	360 430*	63	424,0	8		160	16	226	100	7		31,0		12	246,5 288*	28	
АИР100L	60	140	12,0	391 460*	63	455,0	8		160	16	226	100	7		31,0		12	246,5 288*	28	
АИР112	80	140	12,0	433	70	516,0	10		190	16	250	112	8		35,0		14	276	32	
АИР132S	80	140	12,0	463	89	546,0	10		216	16	287	132	8		41,0		16	316	38	
АИР132М	80	178	12,0	501	89	584,0	10		216	16	287	132	8		41,0		16	316	38	

Примечание – *Размеры для двигателей со встроенным электромагнитным тормозом.

Таблица Д.5 – Электродвигатели серии 4А. Основные размеры и масса (по ГОСТ 19523–81)



Тип двигателя	Габаритные размеры, мм, не более				Установочные и присоединительные размеры, мм																	Масса, кг	
	l_{30}	l_{33}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_2	l_{10}	l_{31}	d_1	d_2	d_{10}	d_{33}	b_1	b_2	b_{10}	b_{31}	h	h_1	h_2	h_5	h_6		h_{10}
4А71	285	330	201 223	170	40	40	90	45	19	19	7		6	6	112		71	6	6	21,5	21,5	9	15,1
4А80А	300	355	218	186	50	50	100	50	22	22	10	16	6	6	112	86	80	6	6	21,5	21,5	9	17,5
4А80В	320	375													125					125	24,5	24,5	10
4А90L	350	405	243	208			125	56	24	24	10				140		90			27,0	27,0	11	28,7
4А100S	365	427	265	235	60	60	112	63	28	28	12		8	8	140		100	7	7	31	31	12	36
4А100L	395	457					140								160								42
4А112M	452	534	310	260	80	80	140	70	32	32	12	25	10	10	190	100	112	8	8	35,0	35,0	12	56
4А132S	480	560	350	302			178	89	38	38					15		42			14	12	254	153
4А132M	530	610			210	108	48	42	15	42	14	12	254	153		160		9	51,5				
4А160S	624	737	430	358	110	110	210	108	48	42	15	42	14	12	254	153	160	9	8	51,9	45,0	18	135
4А160M	667	780					210	108	48	42	15	42	14	12	254	153	160	9	8	51,9	45,0	18	160

Приложение Е (справочное)

Расчет цепной передачи. Рекомендации и справочные материалы

Таблица Е.1 – Рекомендации к расчету коэффициента эксплуатации $K_3 = K_d K_a K_\theta K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}}$

Условия работы передачи		Поправочные коэффициенты		
		обозначение	значение	
Характер нагрузки	Равномерная, спокойная нагрузка (приводы ленточных, цепных конвейеров, транспортеров)		K_d	1,0
	Неравномерная нагрузка, с толчками (привод скребковых конвейеров)			1,2...1,5
	Нагрузка при сильных толчках (подвесные конвейеры)			1,8
Межосевое расстояние или длину цепи	При минимальном $a = 25t$		K_a	1,25
	При оптимальном $a = (30...50)t$			1,0
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту	$\theta \leq 60$	K_θ	1,0
		$\theta > 60^\circ$		1,25
Регулировка натяжения цепи	Перемещением оси одной из звездочек		$K_{\text{рег}}$	1,0
	Оттяжными звездочками или натяжными роликами			1,1
	Периодическое регулирование, например удаление одного звена			1,15
	Нерегулируемые передачи			1,25
Способ смазывания	Непрерывный (цепь находится в масляной ванне)		K_c	0,8
	Капельный			1,0
	Периодический (при замене внутришарнирного пластичного смазочного материала через установленный период времени с работой в условиях запыленного производства)			1,5
	В условиях загрязненного производства	при $V \leq 1,8$ м/с		1,8
		при $V \leq 7$ м/с		3,0
Режим работы	Односменная		$K_{\text{реж}}$	1,0
	Двухсменная			1,25
	Трехсменная			1,45
Примечание – При $K_3 \geq 3$, следует улучшить конструктивные и эксплуатационные условия работы цепной передачи				

Таблица Е.2 – Допускаемые значения среднего давления $[p]$, МПа, для приводных однорядных роликовых (втулочных) цепей

Шаг цепи t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	25	29	24	21	18,5	16,5	15	–

Таблица Е.3 – Цепи приводные роликовые ПР и 2ПР (по ГОСТ 13568–97)

В миллиметрах

Типоразмер цепи	t	$b_{\text{вн}}$	d_1	d_2	h , не более	b , не более	b_7 , не более	A	Разрушающая нагрузка F_p , кН, не менее	Масса, 1 м цепи q , кг
ПР-15,875-23	15,875	9,65	10,16	5,08	14,8	13	24	–	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	11,91	5,94	18,2	18	33	–	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	15,88	7,92	24,2	22	39	–	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	19,05	9,53	30,2	24	46	–	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	22,23	11,10	36,2	30	58	–	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	25,70	12,70	42,4	34	62	–	172,4	7,50
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	10,16	5,08	14,80	13	41	16,59	45,4	1,9
2ПР-19,05-75	19,05	12,70	11,91	5,96	18,08	17,75	53,4	25,5	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	15,88	7,92	24,20	22	68	29,29	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	19,05	9,53	30,20	24	82	35,76	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	22,23	11,10	36,20	30	104	45,44	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	25,40	12,70	42,24	34	110	48,87	344,8	14,4

Таблица Е.4 – Предельные частоты вращения ведущей звездочки n_1 , мин⁻¹

Число зубьев ведущей звездочки z_1	Шаг цепи t , мм								
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350	
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365	
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375	

Таблица Е.5 – Значения нормативного среднего коэффициента запаса прочности $[S]$ для приводных роликовых цепей (при $z_1 = 15 \dots 30$)

Шаг цепи t , мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	12	13,0	15,0
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,9	14	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	13,6	–	–

Таблица Е.6 – Материалы и термическая обработка зубьев звездочек

Материал	Термическая обработка	Твердость поверхности	Допускаемые контактные напряжения $[s_H]$, МПа	Условия работы звездочек
Чугун СЧ24, СЧ28	Закалка ТВЧ, отпуск	321...429 НВ	550...650	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости $V = 3$ м/с
Сталь 45	Улучшение	170...210 НВ	500...600	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости до 5 м/с
Сталь 45 45Г, 50, 50Г	Закалка ТВЧ, отпуск	45...50 HRCэ	800...900	Ведущие и ведомые звездочки ($z_{1(2)} < 40$), работающие без резких толчков и ударов
Сталь 15 20, 20Х	Цементация, закалка ТВЧ, отпуск	55...60 HRCэ	930...1030	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев ($z_{1(2)} \leq 19$)

Приложение Ж
(справочное)

Цилиндрические и конические зубчатые передачи.
Справочные данные для определения допускаемых напряжений

Таблица Ж.1 – Рекомендуемые материалы, твердость и термообработка для цилиндрических и конических колес

Вариант	Материал колес	Твердость колес	Термообработка	Заготовка
1	Стали 45, 40X, 40XH	Колесо: 235...262 НВ; шестерня: $HV_{кол} + 10...15 \leq 302$	Улучшение	Поковка или штамповка
2	Стали 40XH, 35XM	Колесо: 269...302 НВ; шестерня: 45 ...53 HRC	Колесо: улучшение; шестерня: улучшение + + закалка при нагреве ТВЧ	Поковка или штамповка
3	Стали 40X, 40XH, 35XM	Колесо и шестерня: 45 ...53 HRC	Улучшение + + закалка при нагреве ТВЧ	Поковка или штамповка
4	Стали 20XH2M, 18XГТ, 25XГНМ	Колесо и шестерня: 56 ...63 HRC	Улучшение + + цементация + + закалка	Поковка или штамповка
Примечание – Рекомендуется принять один из перечисленных вариантов.				

Таблица Ж.2 – Механические характеристики сталей некоторых марок, используемых для изготовления зубчатых колес и других деталей машин

Марка стали	Заготовка (рисунок Ж.1)		Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
	Диаметр D , мм	Ширина S , мм	сердцевины, НВ	поверхности, HRC ₃	временное сопротивление (предел прочности) S_B	предел текучести S_T	
<i>I</i>	2	3	4	5	6	7	8
Поковка или штамповка							
35	любой	любая	163...192	–	550	270	Нормализация
45	любой	любая	179...207	–	600	320	
45	125	80	235...262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269...302	–	890	650	
40X	200	125	235...262	–	790	640	
40X	125	80	269...302	–	900	750	
40X	125	80	269...302	45...50	900	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ

Марка стали	Заготовка (рисунок Ж.1)		Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
	Диаметр D , мм	Ширина S , мм	сердцевины, НВ	поверхности, HRC ₃	временное сопротивление (предел прочности) S_B	предел текучести S_T	
1	2	3	4	5	6	7	8
35ХМ	315	200	235...262	–	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	269...302	–	920	790	
35ХМ	200	125	269...302	48...53	920	790	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40ХН	315	200	235...262	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269...302	–	920	750	
40ХН	200	125	269...302	48...53	920	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
50ХН	200	125	269...302	50...56	1100	900	
20ХН2М	200	125	300...400	56...63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18ХГТ	200	125	300...400	56...63	1000	800	
12ХН3А	200	125	300...400	56...63	1000	800	
25ХГМ	200	125	300...400	56...63	1000	800	
40ХН2МА	125	80	269...302	50...56	980	780	Улучшение + азотирование
Стальная отливка							
35Л	любой	любая	163...207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207...235	–	680	440	Улучшение
50ГЛ	315	200	235...262	–	850	600	

Примечание – При сплошных дисках колес $S = b_2$

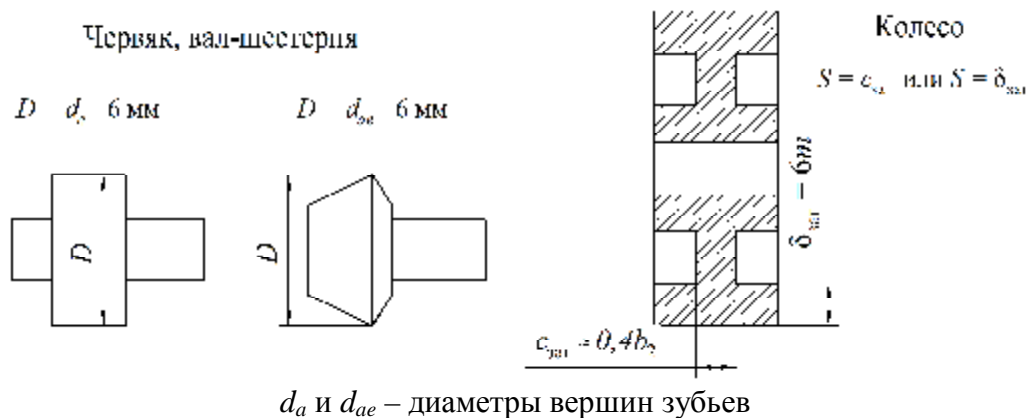


Рисунок Ж.1 – Размеры характерных сечений заготовок

Таблица Ж.3 – Значения пределов контактной $S_{H\lim}$ и изгибной $S_{F\lim}$ выносливости и коэффициентов безопасности S_H и S_F

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	$\sigma_{H\lim}^{**}$, МПа	$S_{H\min}$	$\sigma_{F\lim}^{**}$, МПа	S_F	$[\sigma_H]_{\max}$, МПа	$[\sigma_F]_{\max}$, МПа		
	на поверхности	в сердцевине									
Нормализация, улучшение	180...350 HB		40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	2HB + 70	1,1	1,8HB	1,75	$2,8\sigma_T$	2,7HB В		
Объемная закалка	44...54 HRC		40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	18HRC + 150	1,1	500	1,75	$2,8\sigma_T$	1400		
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n > 3$)*	56...63 HRC	25...35 HRC	55ПП, У6, 35XM	$17HRC_{\text{пов}}^* + 200$	1,2	900		40HRC _{пов}		1260	
						650				1260	
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины	45...55 HRC	42...50 HRC	40X, 40XH, 35XM и др. 40X, 35XM, 40XH и др.			550				1430	
						Азотирование				55...67 HRC 50...59 HRC	24...40 HRC 24...40 HRC
Цементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Цементуемые стали всех марок			23HRC _{пов}				750	1,55
Нитроцементация и закалка	57...63 HRC	30...45 HRC	Молибденовые стали 25XГМ, 25XГНМ	23HRC _{пов}	1,2	1000	1,55	40HRC _{пов}	1520		
			Безмолибденовые стали 25XГТ, 30XГТ, 35X и др.	23HRC _{пов}		750		40HRC _{пов}	1520		
Примечания 1 *Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины. 2 **Значения определяются по средней твердости зубьев; HRC _{пов} – твердость поверхности зуба; HRC _{сердц} – твердость сердцевины зуба											

*

Таблица Ж.4 – Базовое число циклов и в зависимости от твердости поверхности зубьев

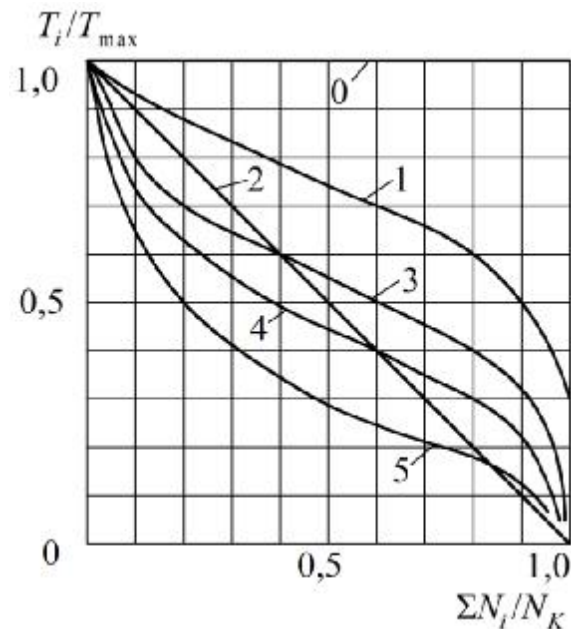
$H_{\text{акт. ср}}$	до 200 НВ	250 НВ	300 НВ	350 НВ	40 HRC ₃	50 HRC ₃	60 HRC ₃
$N_{H \text{ lim}} \cdot 10^6$	10	17	25	36	44	84	140
$N_{F \text{ lim}} \cdot 10^6$	4						

Таблица Ж.5 – Значения коэффициента запаса $S_{H \text{ min}}$

Термообработка	Значение $S_{H \text{ min}}$
При нормализации, улучшении или объемной закалке зубчатого колеса получают однородную структуру материала	1,1
При поверхностной закалке зубьев или цементации получают неоднородную структуру материала	1,2

Таблица Ж.6 – Значения коэффициентов приведения K_{HE} и K_{FE} для типовых режимов нагружения

Типовой режим нагружения (рисунок Ж.2)	Расчет на контактную прочность		Расчет на изгибную прочность			
	Термообработка	K_{HE}	Термообработка	K_{FE}	Термообработка	K_{FE}
0	Любая	1,000	Улучшение, нормализация, азотирование	1,000	Закалка объемная, поверхностная, цементация	1,000
1		0,500		0,300		0,200
2		0,250		0,143		0,100
3		0,180		0,065		0,036
4		0,125		0,038		0,016
5		0,063		0,013		0,004



0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный;
3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий

Рисунок Ж.2 – Типовые режимы нагружения

Таблица Ж.7 – Значения коэффициентов $S_{F \min}$

Технология изготовления	Значение $S_{F \min}$
Изготовление из поковок	1,75
Изготовление из литых заготовок	2,3

Таблица Ж.8 – Значения коэффициента Z_N , учитывающего влияние срока службы и режима нагрузки передачи

Неравенство	Значение Z_N
При $N_{HE} < N_{H \lim}$	$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}$ <p>для однородной структуры материала $1 \leq Z_N \leq 2,6$; для поверхностного упрочнения $1 \leq Z_N \leq 1,8$</p>
При $N_{HE} > N_{H \lim}$	$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}} \leq 0,75$

Таблица Ж.9 – Значения коэффициент долговечности Y_N

При определенной твердости	Значение Z_N
При твердости менее 350 НВ (для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев)	$1 \leq Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_K}} \leq 4$
При твердости более 350 НВ (для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью)	$1 \leq Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_{F \lim}}{N_K}} \leq 2,5$

Таблица Ж.10 – Значения коэффициента Y_S , учитывающего влияние двустороннего приложения нагрузки

Влияние приложения нагрузки	Значение Y_S
Одностороннее приложение нагрузки	1
Двустороннее приложение нагрузки большее значение при твердости рабочих поверхностей зубьев выше 350 НВ)	0,7–0,8

Приложение 3 (справочное)

Расчет закрытой цилиндрической передачи. Справочные данные

Таблица 3.1 – Стандартные значения межосевых расстояний a_w закрытых зубчатых передач

В миллиметрах

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	–	–	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560
Примечание – 1-й ряд следует предпочитать 2-му												

Таблица 3.2 – Рекомендуемые значения ψ_{ba}

Расположение зубчатых колес относительно опор (см. рисунок 3.1)	Твердость зубьев	ψ_{ba}
Симметричное (передачи 6, 7)	любая	0,315; 0,40; 0,50
Несимметричное (передачи 3, 4, 5)	$\leq 350 \text{ HB}$ $\geq 40 \text{ HRC}_3$	0,315; 0,40 0,25; 0,315
Консольное (передачи 1, 2)	$\leq 350 \text{ HB}$ $\geq 40 \text{ HRC}_3$	0,25 0,20

Таблица 3.3 – Эмпирические зависимости для определения значения модуля m передачи

Значения модуля m	Твердость колес
$m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w$	Для улучшенных зубчатых колес ($H \leq 350 \text{ HB}$)
$m_n = (0,0125 \dots 0,0250)a_w$	При твердости зубьев шестерни $H > 45 \text{ HRC}$ и колеса $H \leq 350 \text{ HB}$
$m_n = (0,0160 \dots 0,0315)a_w$	при твердости зубьев колес $H \geq 45 \text{ HRC}$
Примечания 1 Здесь m_n – модуль в нормальном сечении зуба. У прямозубых колес угол наклона линии зуба $\beta = 0^\circ$, $m_n = m$. 2 Мелкомодульные передачи предпочтительнее с точки зрения плавности в работе и экономии при нарезании зубьев. Однако уменьшение размера зуба приводит к понижению сопротивления изгибной усталости. Такие передачи чувствительны к концентрации нагрузки, вследствие чего необходимо повышать точность изготовления, сборки и жесткость деталей передач. Для силовых передач значение модуля менее 1,5 мм применять не рекомендуется.	

Таблица 3.4 – Стандартные значения модуля для цилиндрических зубчатых передач m_n

В миллиметрах

1-й ряд	0,50	0,6	0,8	1,0	1,250	1,50	2,0	2,50
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0
Примечание – 1-й ряд следует предпочитать 2-му								

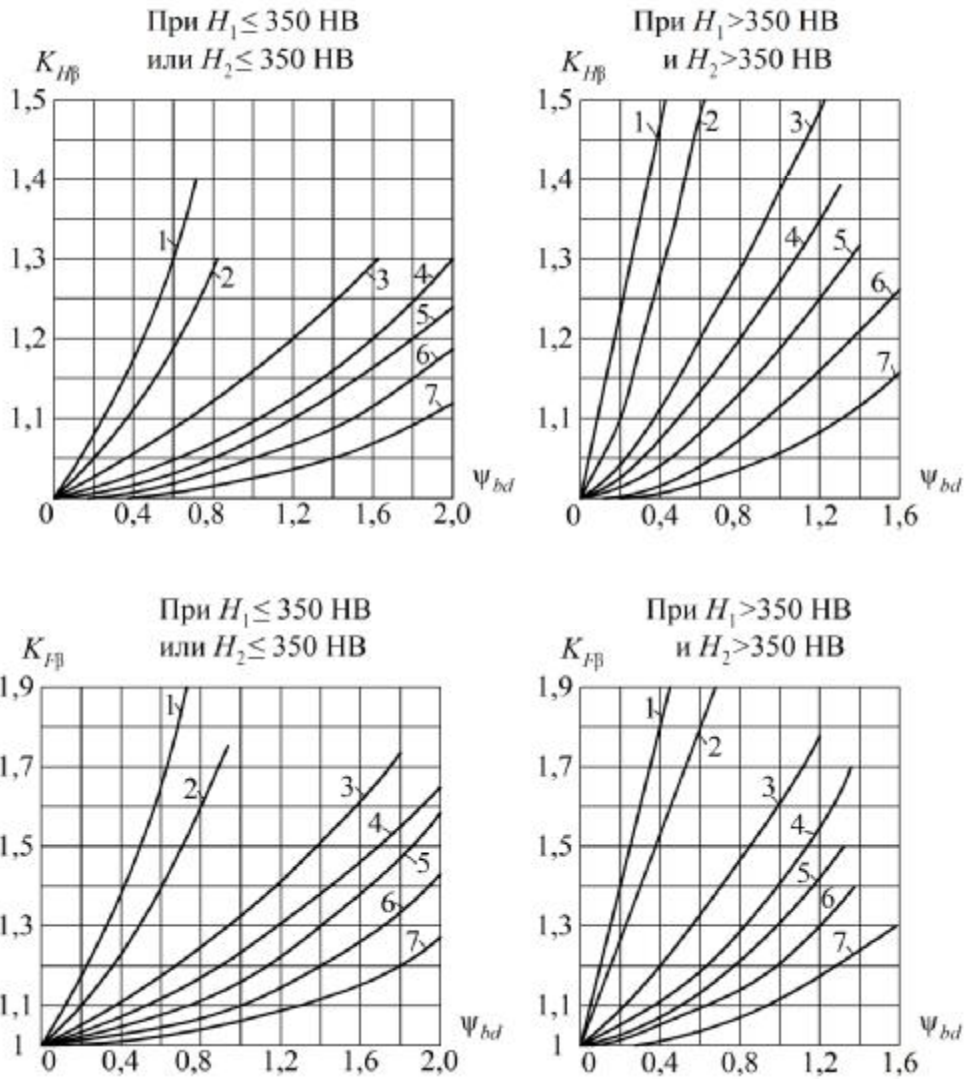
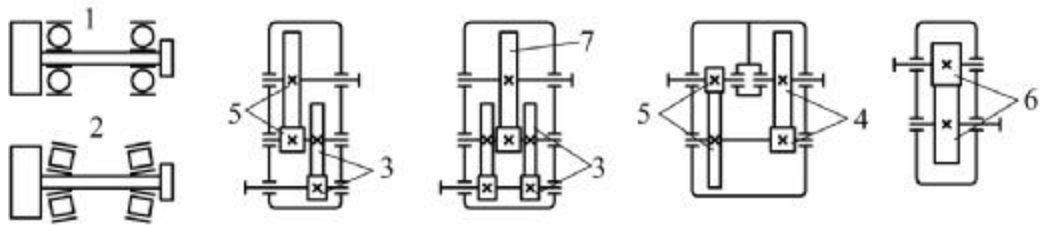


Рисунок 3.1 – Графики для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$:
 цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах;
 передача 1 – опоры на шариковых подшипниках;
 передача 2 – опоры на роликовых подшипниках;
 более точно $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ определяют по приложению 3 ГОСТ 21354–87.

Таблица 3.5 – Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Степень точности	Вид передачи	V_{max} , м/с	Область применения
6	Цилиндрическая	$\leq 20/40$	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. д.
	Коническая	$\leq 14/25$	
7	Цилиндрическая	$\leq 20/30$	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
	Коническая	$\leq 10/16$	

Степень точности	Вид передачи	V_{\max} , м/с	Область применения
8	Цилиндрическая	$\leq 8/12$	Передачи в общем машиностроении, не требующие особой точности
	Коническая	$\leq 5/8$	
9	Цилиндрическая	$\leq 3/6$	Тихоходные передачи машин низкой точности
	Коническая	$\leq 2/4$	
Примечание – В числителях указаны скорости прямозубых колес, в знаменателях – косозубых (с круглыми зубьями)			

Таблица 3.6 – Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых цилиндрических колес

Окружная скорость V , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Свыше 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Таблица 3.7 – Значения коэффициента K_{HV}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	V , м/с					
		≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 6	≤ 8	≤ 10
6	≤ 350 HB	<u>1,03</u> 1,01	<u>1,06</u> 1,02	<u>1,12</u> 1,03	<u>1,17</u> 1,04	<u>1,23</u> 1,06	<u>1,28</u> 1,07
	> 350 HB	<u>1,02</u> 1,00	<u>1,04</u> 1,00	<u>1,07</u> 1,02	<u>1,1</u> 1,02	<u>1,15</u> 1,03	<u>1,18</u> 1,04
7	≤ 350 HB	<u>1,04</u> 1,02	<u>1,07</u> 1,03	<u>1,14</u> 1,05	<u>1,21</u> 1,06	<u>1,20</u> 1,07	<u>1,36</u> 1,08
	> 350 HB	<u>1,03</u> 1,00	<u>1,05</u> 1,01	<u>1,09</u> 1,02	<u>1,14</u> 1,03	<u>1,19</u> 1,03	<u>1,24</u> 1,04
8	≤ 350 HB	<u>1,04</u> 1,01	<u>1,08</u> 1,02	<u>1,16</u> 1,04	<u>1,24</u> 1,06	<u>1,32</u> 1,07	<u>1,40</u> 1,08
	> 350 HB	<u>1,03</u> 1,01	<u>1,06</u> 1,01	<u>1,10</u> 1,02	<u>1,16</u> 1,03	<u>1,22</u> 1,04	<u>1,26</u> 1,05
9	≤ 350 HB	<u>1,05</u> 1,01	<u>1,10</u> 1,03	<u>1,20</u> 1,05	<u>1,30</u> 1,07	<u>1,40</u> 1,09	<u>1,50</u> 1,12
	> 350 HB	<u>1,04</u> 1,01	<u>1,07</u> 1,01	<u>1,13</u> 1,02	<u>1,2</u> 1,03	<u>1,26</u> 1,04	<u>1,32</u> 1,05
Примечание – В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес.							

Таблица 3.8 – Значения коэффициента K_{FV}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	V , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350 HB	<u>1,06</u> 1,02	<u>1,13</u> 1,05	<u>1,26</u> 1,10	<u>1,40</u> 1,15	<u>1,58</u> 1,20	<u>1,67</u> 1,25

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
	> 350 НВ	<u>1,02</u> 1,01	<u>1,04</u> 1,02	<u>1,08</u> 1,03	<u>1,11</u> 1,04	<u>1,14</u> 1,06	<u>1,17</u> 1,07
	£ 350 НВ	<u>1,08</u> 1,03	<u>1,16</u> 1,06	<u>1,33</u> 1,11	<u>1,50</u> 1,16	<u>1,67</u> 1,22	<u>1,80</u> 1,27
7	> 350 НВ	<u>1,03</u> 1,01	<u>1,05</u> 1,02	<u>1,09</u> 1,03	<u>1,13</u> 1,05	<u>1,17</u> 1,07	<u>1,22</u> 1,08
	£ 350 НВ	<u>1,10</u> 1,03	<u>1,20</u> 1,06	<u>1,38</u> 1,11	<u>1,58</u> 1,17	<u>1,78</u> 1,23	<u>1,96</u> 1,29
8	> 350 НВ	<u>1,04</u> 1,01	<u>1,06</u> 1,02	<u>1,12</u> 1,03	<u>1,16</u> 1,05	<u>1,21</u> 1,07	<u>1,26</u> 1,08
	£ 350 НВ	<u>1,13</u> 1,04	<u>1,28</u> 1,07	<u>1,50</u> 1,14	<u>1,77</u> 1,21	<u>1,98</u> 1,28	<u>2,25</u> 1,35
9	≤ 350 НВ	<u>1,04</u> 1,01	<u>1,07</u> 1,02	<u>1,14</u> 1,04	<u>1,21</u> 1,06	<u>1,27</u> 1,08	<u>1,34</u> 1,09

Примечание – В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес.

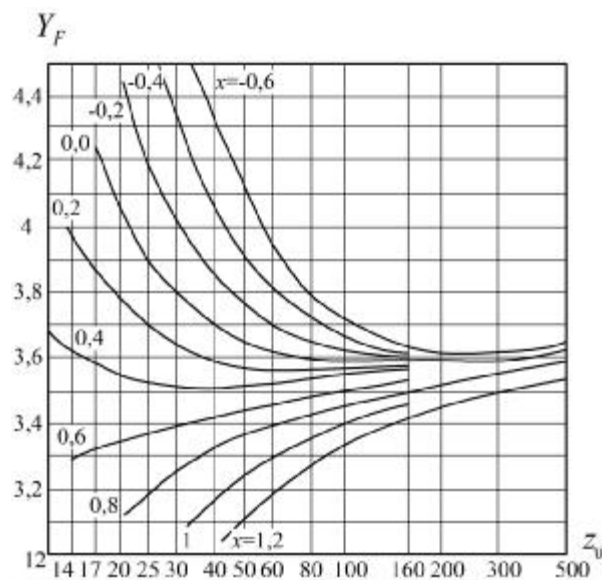


Рисунок 3.2 – График для определения коэффициента Y_F при значениях угла профиля нормального исходного контура $\alpha_n = 20^\circ$, коэффициента высоты головки зуба $h_a^* = 1$, радиального зазора у впадин зубчатого колеса $c^* = 0,25$

Приложение И (справочное)

Компенсирющие муфты

Таблица И.1 – Коэффициент режима работы для муфт привода от электродвигателя K_p

Тип машины	K_p
Ленточные транспортеры	1,25...1,50
Цепные, винтовые, скребковые, скреперные транспортеры	1,50...2,00
Воздуходувки и вентиляторы	1,25...1,50
Насосы центробежные	1,50...2,00
Насосы и компрессоры поршневые	2,00...3,00
Станки металлорежущие:	
с непрерывным движением (токарные, фрезерные и т. д.)	1,25...1,50
с возвратно-поступательным движением (строгальные)	1,50...2,50
Краны, подъемники, элеваторы	3,00...4,00

Таблица И.2 – Упругие муфты с резиновой звездочкой (ГОСТ 14084–93)

[T], Н·м	d, мм	D, мм	D ₁ , мм	L, мм		l, мм		l ₃ , мм	D ₂ , мм	n, мин ⁻¹
				исполнения						
				1	2	1	2			
16	12; 14	53	50	81	71	30	25	15	28	3750
	16; 18			101	77	40	28			
31,5	16; 18	71	67	101	77	40	28	15	32	3000
	20; 22			121	93	50	36			
63	20; 22	85	80	128	100	50	36	22	38	2250
	25			143	112	60	42			
125	25; 28	105	100	148	112	60	42	22	48	2000
	(30); 32; (35); 36			188	144	80	58			
160	25; 28	110	108	148	112	60	42	22	48	1500
	30; (32); 35 (36)			188	144	80	58			
250	32; 35; 36	135	130	191	147	80	58	25	60	1300
	40; 42; 45			251	195	110	82			

Примечания

1 Исполнения муфт: 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66; 2 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66.

2 Крепление полумуфт установочными винтами с коническим концом и прямым шлицем (ГОСТ 1476–93) и пружинным кольцом (ГОСТ 2833–77).

3 Пример обозначения упругой муфты со звездочкой, передающей номинальный крутящий момент $T = 63$ Н·м, с полумуфтами: одна диаметром 28 мм исполнения 1, другая – диаметром 22 мм исполнения 2:

Муфта 63-28-1-22-2 ГОСТ 14084–93.

Таблица И.3 – Муфты упругие втулочно-пальцевые (по ГОСТ 21424–93)

		Исполнения 1, 2								Исполнения 3, 4								Палец со втулкой (основные размеры)									
Номинальный вращающий момент $[T]$, Н·м	d , мм	D , мм	L , мм				l , мм				D_1 , мм	B , мм	B_1 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	ω , с ⁻¹	Число пальцев z	Пальцы				Втулка упругая		Втулка распорная	
			Исполнения																	$d_{п}$, мм	$l_{п}$, мм	d_3 , мм	l_3 , мм	$D_{вт}$, мм	$l_{вт}$, мм	S , мм	d_4 , мм
			1, 3	2, 4	1	2	3	4	$d_{п}$, мм	$l_{п}$, мм										d_3 , мм	l_3 , мм	$D_{вт}$, мм	$l_{вт}$, мм	S , мм	d_4 , мм		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26		
31,5	16	90	84	60	40	28	30	18	62	4	28	12	20	32	20	106	4	10	42	M8	28	19	15	4	14		
	18																										
	19																										
63	20	100	104	76	50	36	38	24	72	4	28	16	20	40	20	95	6	10	42	M8	28	19	15	4	14		
	22																										
	24																										
125	25	120	125	89	60	42	44	26	84	5	42	18	332	50	28	77	4	14	63	M10	45	27	28	5	20		
	28																										
	30																										

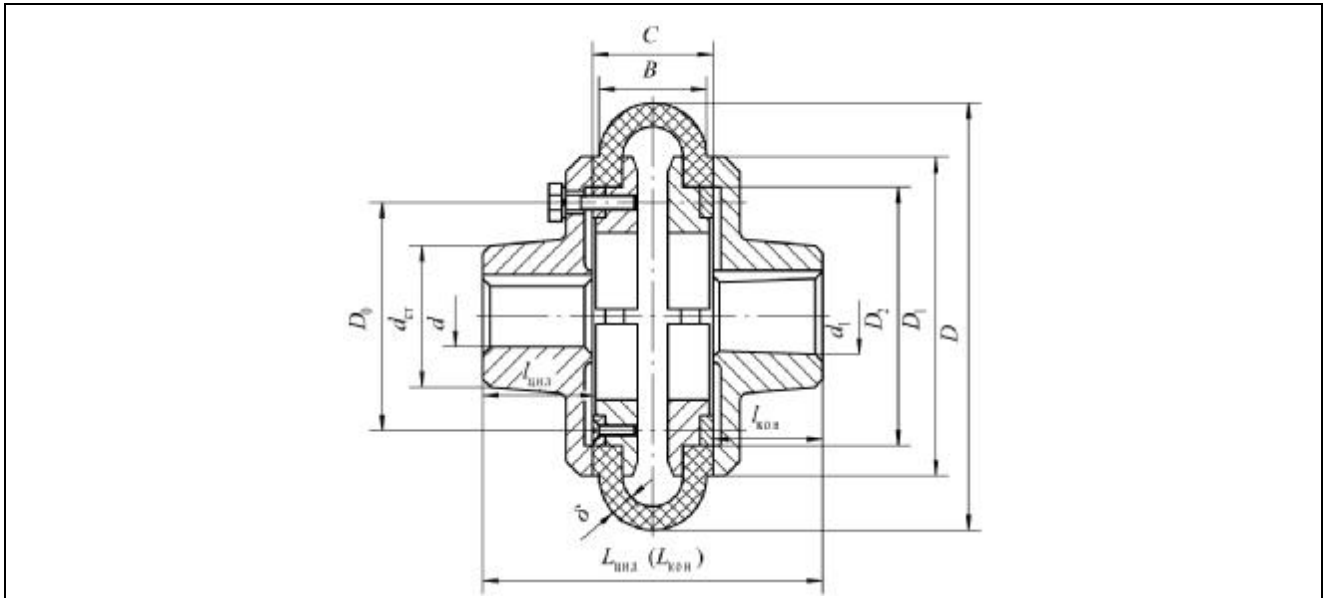
Номинальный вращающий момент [T], Н·м	d, мм	D, мм	L, мм		l, мм				D ₁ , мм	B, мм	B ₁ , мм	l ₁ , мм	l ₂ , мм	d ₁ , мм	d ₂ , мм	ω, с ⁻¹	Число пальцев z	Пальцы				Втулка упругая		Втулка распорная																								
			Исполнения				d _п , мм	l _п , мм										d ₃ , мм	l ₃ , мм	D _{вт} , мм	l _{вт} , мм	S, мм	d ₄ , мм																									
			1, 3	2, 4	1	2																		3	4																							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26																							
250	32	140	165	121	80	58	60	38	105	5	42	18	32	67	28	63	6	14	63	M10	45	27	28	5	20																							
	35																																															
	36																																															
	38																																															
	40																																															
	42																																															
45	170	225	169	110	82	85	56	130	5	56	18	32	80	28	60	8	14	63	M10	45	27	28	5	20																								
40																																																
42																																																
45																																																
45																									190	226	170	110	82	85	56	140	5	56	24	40	95	36	50	8	18	82	M12	59	35	36	6	25
48																																																
50																																																
55																																																
56	220	226	176	110	82	85	56	170	5	56	24	40	100	36	48	10	18	82	M12	59	35	36	6	25																								
55																																																
56																																																
60																																																
63																																																
65																																																
70	286	216	140	105	107	72	170	5	56	24	40	120	36	48	10	18	82	M12	59	35	36	6	25																									
63																																																
65																																																
70																																																

Примечания

1 В пределах одного номинального вращающего момента допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий.

2 Полумуфты исполнений 1 и 2 – с цилиндрическими отверстиями соответственно для длинных и коротких концов, исполнений 3 и 4 – с коническими отверстиями соответственно для длинных и коротких концов

Таблица И.4 – Муфты упругие с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884–93, ГОСТ Р 50892–96)



[T], Н·м	d, мм	D, мм	D1, мм	D0, мм	d1, мм	L, мм		l, мм		B, мм	δ, мм	n, мин ⁻¹
						1	2	1	2			
20	16; 18	100	75	40	34	130	110	42	30	23	5	3000
40	18; 20; 22; 25	125	95	50	36	160	130	52	38	28	6	
80	22; 25; 28; 30	160	120	70	48	190	150	63	44	38	6	
125	25; 28; 30; 32; (35); 36	180	140	85	60	230	175	82	60	50	8	2460
200	32; 35; 36; (38); 40	200	150	105	75	245	200	82	60	55	10	2460
250	32; 35; 36; (38); 40; 42; 45	220	160	110	80	310	240	112	84	60	12	2000
315	35; 36; (38); 40; 45	250	190	140	90	325	250	112	84	75	14	

Примечания

1 Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с отверстиями различных диаметров в пределах одного номинального момента [T].

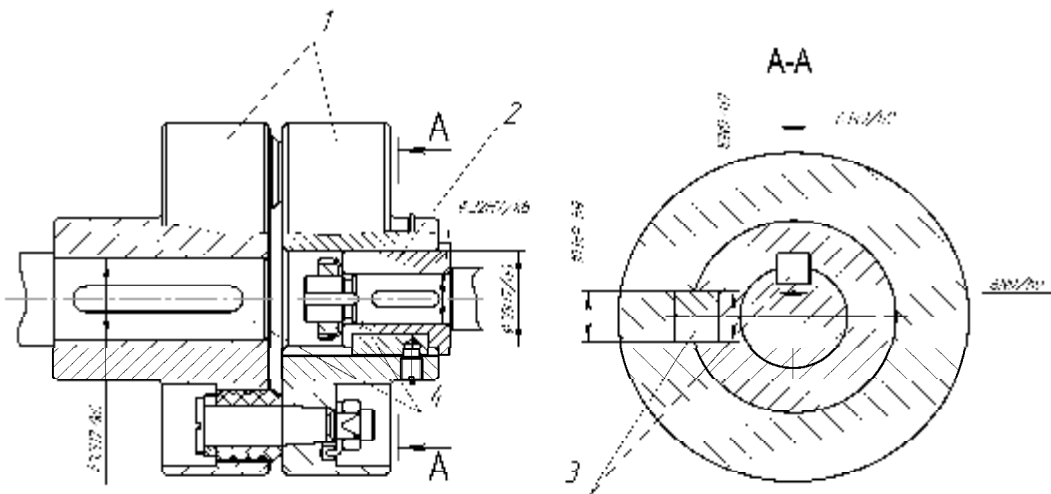
2 В скобках приведены нерекомендуемые значения.

3 Пример условного обозначения муфты исполнения 1, [T] = 200 Н·м, d = 40 мм:

Муфта упругая с торообразной оболочкой 200-40-1 ГОСТ 20884–93.

То же для полумуфт исполнения 1, d = 36 мм и исполнения 2, d = 40 мм:

Муфта упругая с торообразной оболочкой 200-36.1-40.2 ГОСТ 20884–93.

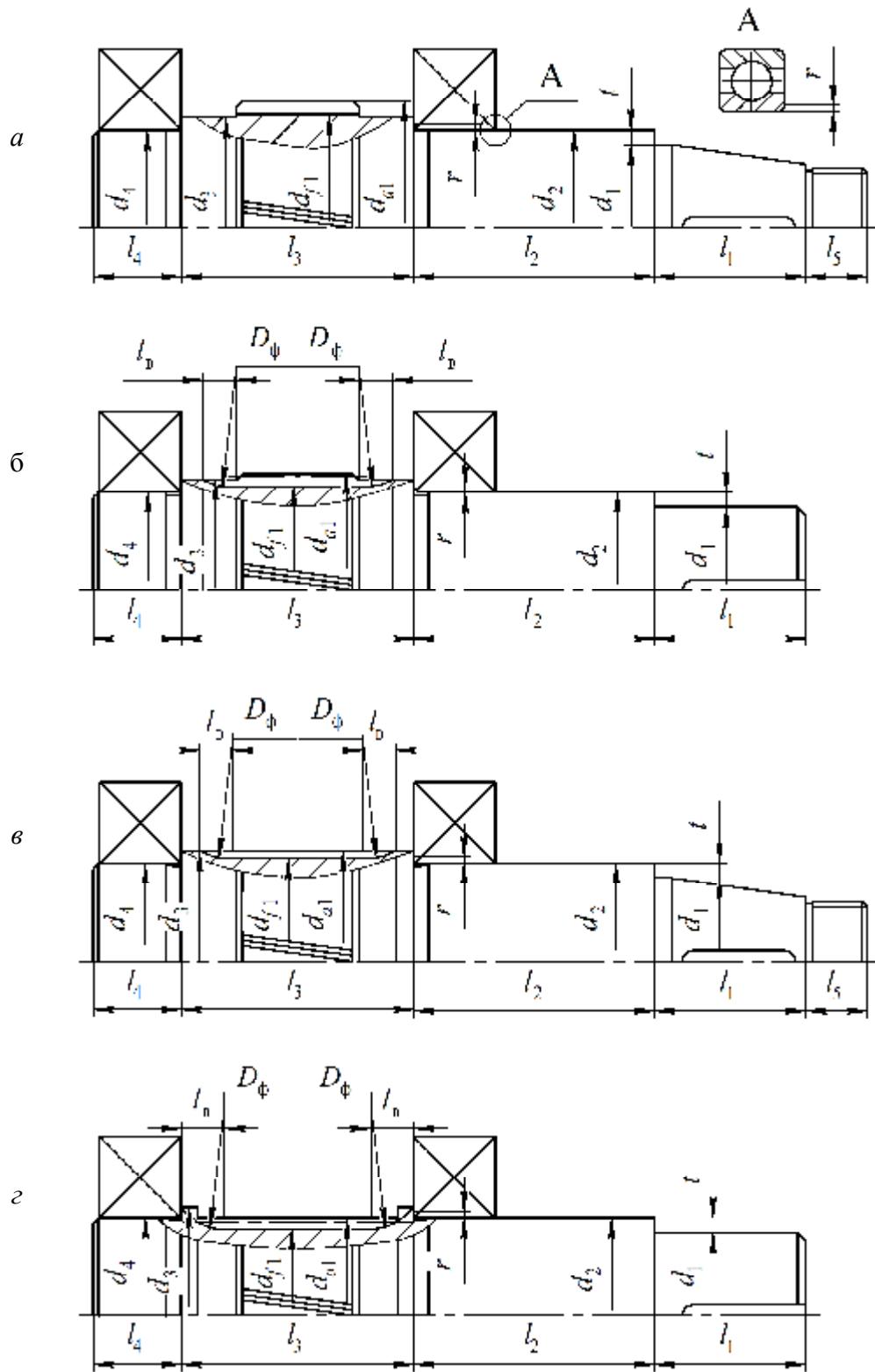


1 – полумуфты; 2 – втулка; 3 – шпонки; 4 – валы

Рисунок И.1 – Соединение стандартной муфтой валов при разных диаметрах валов (диаметры посадочных отверстий полумуфт соответствуют одному номинальному вращающему моменту)

Приложение К
(справочное)

Конструирование валов. Справочные данные



а – $d_{f1} > d_3$; *б* – $d_{f1} < d_3$; *в* – $d_{f1} < d_3$; $d_{a1} = d_3$; *г* – $d_{a1} < d_3$

Рисунок К.1 – Конструкция вала-шестерни цилиндрической передачи

Номинальный диаметр d_1	l_1	l_6	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_5	d_6	l_7	l_8
28	24	42	26,8	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	9,0	10,7
32			30,2						M10	11,0	13,0
36	36	58	34,2	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M12	14,0	16,3
40	36	59	37,3	10	8	5,0	3,3	M24×2	M12	14,0	16,3
45	54	82	42,3	12	8	5,0	3,3	M30×2	M16	21,0	23,5
50			47,3	12	8	5,0	3,3			M36×2	M20
56			53,3	14	9	5,5	3,8	23,5	26,5		
63	70	105	59,5	16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	23,5	26,5
71			67,5	18	11	7,0	4,4	M48×3	M24	26,0	29,3
80			75,5	20	12	7,5	4,9	M56×4	M30	32	35,9
90	90	130	85,5	22	14	9,0	5,4	M64×4			

Таблица К.3 – Размеры заплечиков (буртиков) t

В миллиметрах

d_1	17–22	24–30	32–38	40–44	45–50	52–58	60–65	67–75	80–85	90–95
$t_{кон}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
$t_{цил}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6

Таблица К.4 – Номинальные размеры цилиндрических концов валов (ГОСТ 12080–66)

В миллиметрах

d	l	r	c	d	l	r	c
20	30	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
22	30	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	60	105	2,5	2,0
30	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	80	130	3,0	2,5
40	82	2,0	1,6	90	130	3,0	2,5

Таблица К.5 – Размеры галтели

В миллиметрах

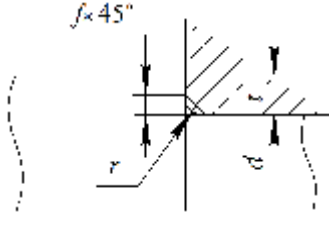
				
<i>d</i>	20–28	32–45	50–70	80–90
<i>r</i>	1,6	2,0	2,5	3,0
<i>f</i>	2,0	2,5	3,0	4,0

Таблица К.6 – Размеры канавок

В миллиметрах

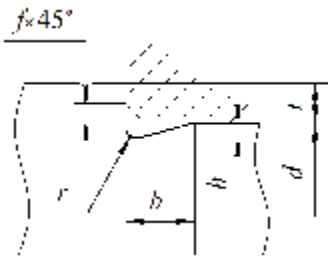
			
<i>d</i>	св. 10 до 50	св. 50 до 100	св. 100
<i>b</i>	3,0	5,0	8,0
<i>h</i>	0,25	0,5	0,5
<i>r</i>	1,0	1,6	2,0

Таблица К.7 – Определение размеров ступеней вала колеса (рис. К.2)

В миллиметрах

Ступень вала	Размеры ступени вала	
	диаметр	длина
1-я под элемент открытой передачи	$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2 \times 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}}$ <p>где T_2 – вращающий момент на выходном валу редуктора, Н · м; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение на кручение, для тихоходных валов $[\tau_{кр}] = 20 \dots 25$ МПа</p>	<p>Для конических хвостовиков (рис. К.2, а): $l_1 = l_1 + 0,15d_1$ – по таблице К.2.</p> <p>Для цилиндрических хвостовиков (рис. К.2, б): $l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1$ – под звездочку или по таблице К.4; l_1 – под полумуфту выбирается согласно таблицам приложения И</p>
2-я под уплотнение крышки с отверстием и подшипник	$d_2 \geq d_1 + 2t$ – после округления значение должно быть кратно 5, где t – высота буртика (табл. К.3)	l_2 – определяется графически из эскизной компоновки
3-я под колесо	$d_3 = d_2 + 3,2r$; где r – координата фаски подшипника (табл. К.4)	l_3 – определяется графически из эскизной компоновки

Ступень вала	Размеры ступени вала		
		диаметр	длина
4-я под подшипник	d_4	$d_4 = d_2$	l_4 l_4 – определяется графически из эскизной компоновки
5-я упорная	d_5	$d_5 = d_3 + 3c$, где c – величина фаски (табл. К.4); ступень можно заменить распорной втулкой (рис. К.2, б)	l_5 l_5 – определяется графически из эскизной компоновки

Примечания

1 Диаметры и длины ступеней валов d ; l округлить до ближайших стандартных чисел, определяя диаметр каждой последующей ступени по стандартному значению диаметра предыдущей. Стандартные значения диаметров (кроме диаметров под подшипники) и длин всех ступеней принять равными по табл. Г.1.

2 При разработке чертежа общего вида привода размеры диаметров и длин ступеней валов (d , l) уточняются.

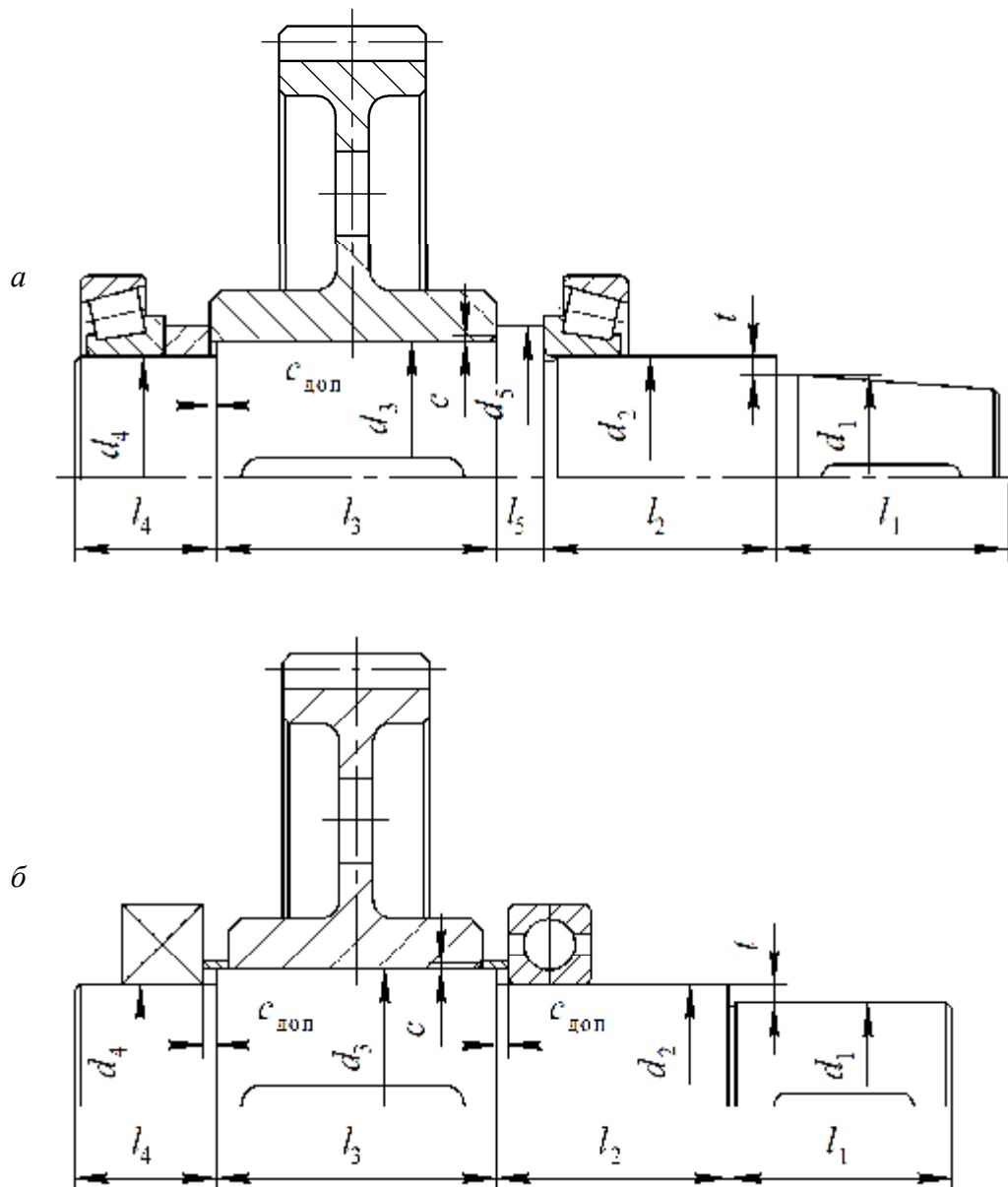
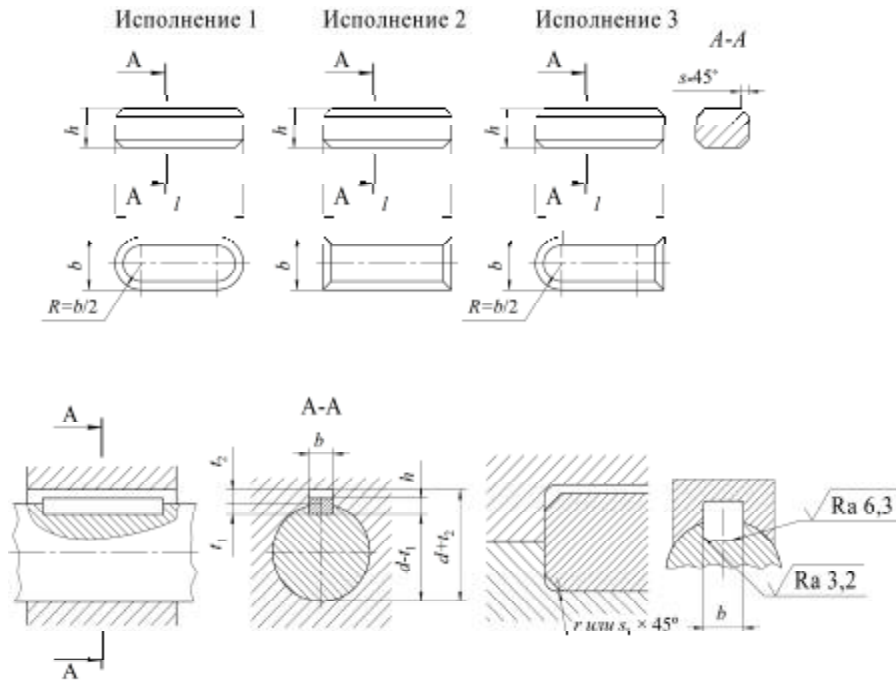


Рисунок К.2 – Конструкция вала колеса цилиндрической передачи

Таблица К.8 – Основные размеры соединений с призматическими шпонками ГОСТ 23360–78

В миллиметрах

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	фаска s		интервалы длин l		глубина		радиус закругле- ния $s_1 \times 45^\circ$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
От 6 до 8 Св 8 > 10 > 10 > 12	2×2 3×3 4×4	0,25	0,16	6 6 8	20 36 45	1,2 1,8 2,5	1,0 1,4 1,8	0,16	0,08
Св 12 до 17 > 17 > 22 > 22 > 30	5×5 6×6 8×7	0,40	0,25	10 14 18	56 70 90	3,0 3,5 4,0	2,3 2,8 3,3	0,25	0,16
Св 30 до 38 > 38 > 44 > 44 > 50 > 50 > 58 > 58 > 65	10×8 12×8 14×9 16×10 18×11	0,60	0,40	22 28 36 45 50	110 140 160 180 200	5,0 5,0 5,5 6,0 7,0	3,3 3,3 3,8 4,3 4,4	0,4	0,25
Св 65 до 75 > 75 > 85 > 85 > 95 > 95 > 110 > 110 > 130	20×12 22×14 25×14 28×16 32×18	0,80	0,60	56 63 70 80 90	220 250 280 320 360	7,5 9,0 9,0 10,0 11,0	4,9 5,4 5,4 6,4 7,4	0,6	0,4
Св 130 до 150 > 150 > 170 > 170 > 200 > 200 > 230	36×20 40×22 45×25 50×28	1,20	1,00	100 100 110 125	400 400 450 500	12,0 13,0 15,0 17,0	8,4 9,4 10,4 11,4	1,0	0,7



Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	фаска s		интервалы длин l		глубина		радиус закругления $s_1 \times 45^\circ$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Св 230 до 260	56×32			140		20,0	12,4		
> 260 > 290	63×32	2,00	1,60	160	500	20,0	12,4	1,6	1,2
> 290 > 330	70×36			180		22,0	14,4		
Св 330 до 380	80×40			200		25,0	15,4		
> 380 > 440	90×45	3,00	2,50	220	500	28,0	17,4	2,5	2,0
> 440 > 500	100×50			250		31,0	19,5		

Примечания

1 ГОСТ 23360–78 не распространяется на шпоночные соединения, применяемые для крепления режущего инструмента.

2 Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

3 Допускается применять шпонки с длиной, выходящей за пределы диапазона длин, указанного в таблице.

4 Материал – сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8786–68 или другая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

5 Указания по шероховатости поверхности на рисунке в данной таблице не стандартизированы.

6 На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $d - t_1$ и для втулки $d + t_2$.

7 В ответственных шпоночных соединениях сопряжения дна паза с боковыми сторонами выполняются по радиусу r , значение и предельные отклонения которого указываются на рабочем чертеже.

8 В отдельных обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т.д.) допускается применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

9 Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 1 с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм:

Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360–78.

Пример условного обозначения такой же шпонки исполнения 2 (3):

Шпонка 2 (3) 18x11x100 ГОСТ 23360–78.

Таблица К.9 – Внешний диаметр червячной зубонарезной фрезы (ГОСТ 9324–80)

В миллиметрах

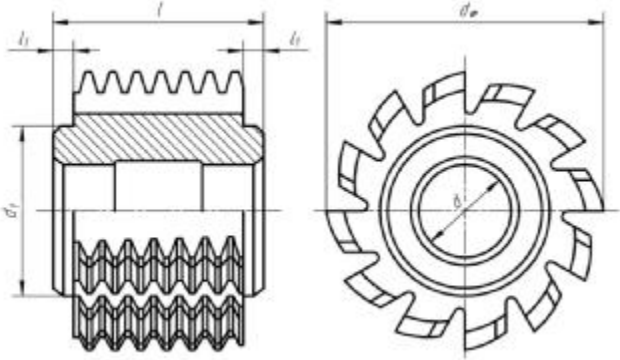
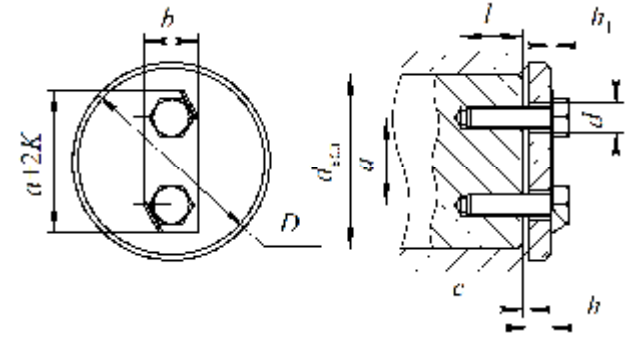
											
Модуль зацепления m		1,5...1,75	2	2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5	5,5	6...7	
D_Φ	Степень точности	7	80	90	100	112	125	140	160		
		8...10	63	63	71	71	80	90	100	112	112–118

Таблица К.10 – Крепление концевыми шайбами

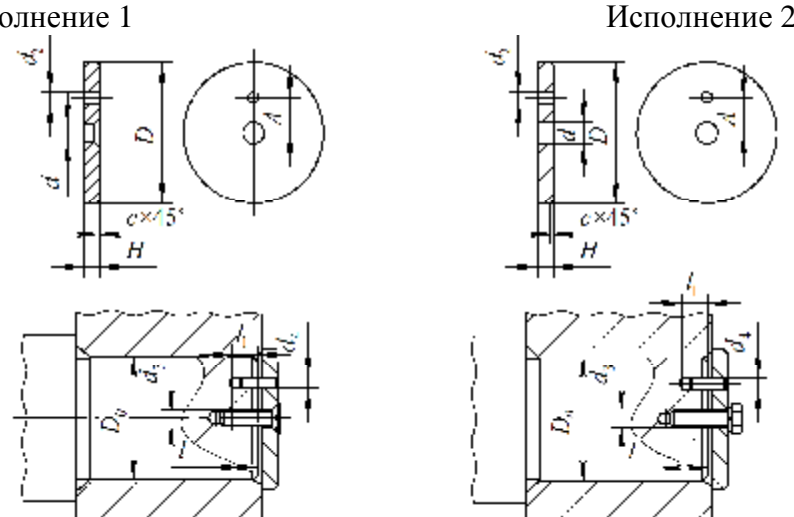
В миллиметрах



$d_{\text{вал}}$	D	a	h	h_1	b	K	l	d (Болт ГОСТ 7798–70)
До 32	50	18	6	0,5	14	10	18	M6' 20
35-40		20					22	M8' 20
40-45	55	25	8		20	13	26	M10' 20
45-50	60	25						
50-55	65	25	10	1,0	26	16	32	M12' 25
55-60	70	25						
60-65	75	30						
65-70	80	30						
70-75	85	30						
75-80	90	40	12	1,0	26	16	32	M16' 36
80-85	100	40						
85-90	105	40						
90-95	110	50						
95-100	115	50						
100-105	120	50	12	1,0	26	16	32	M16' 36
105-110	130	50						

Таблица К.11 – Шайбы концевые (ГОСТ 14734–69)

В миллиметрах



Обозначение	D	H	A	d	d_2	c	D_0	d_3 6H	d_4 K7	l	l_1	Винт ГОСТ 17485–80	Болт ГОСТ 7798–70	Штифт ГОСТ 3128–70
7019-0621	28	4	7,5	5,5	3,5	0,6	20–24	M5	3	16	10	M5-6g×12	-	3m6×10

Обозначение	<i>D</i>	<i>H</i>	<i>A</i>	<i>d</i>	<i>d</i> ₂	<i>c</i>	<i>D</i> ₀	<i>d</i> ₃ 6Н	<i>d</i> ₄ К7	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	Винт ГОСТ 17485–80	Болт ГОСТ 7798–70	Штифт ГОСТ 3128–70
7019-0622 7019-0623	32	5	9,0	6,6	4,5	1,0	24–28	М6	4	18	12	М6-6g×16	М6- 6g×16	4m6×12
7019-0624 7019-0625	36		10,0				28–32							
7019-0626 7019-0627	40						32–36							
7019-0628 7019-0629	45		12,0				36–40							
7019-0630 7019-0631	50		16,0				40–45							
7019-0632 7019-0633	56						45–50							
7019-0634 7019-0635	63						20,0							
7019-0636 7019-0637	67	6	9,0	5,5	1,6	55–60		М8	5	22	16	М8-6g×20	М8- 6g×20	5m6×16
7019-0638 7019-0639	71		25,0	60–65										
Примечания														
1 Пример условного обозначения концевой шайбы исполнения 1, размером <i>D</i> =28 мм Шайба 7019-0621 ГОСТ 14734–69.														
2 Пример условного обозначения винта исполнения 1В с резьбой М5 и длиной 10 мм Винт В.М5-6g×10 ГОСТ 17475–80.														
3 Пример условного обозначения болта исполнения 1 с резьбой М6 и длиной 18 мм Болт М-6g×18 ГОСТ 7796–70.														
4 Пример условного обозначения штифта исполнения 1 с диаметром 3 мм и длиной 10 мм Штифт 3x10 ГОСТ 3128–70.														

Таблица К.12 – Механические характеристики наиболее распространенных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость, НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа					Коэффициенты	
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
35	То же	190–240	540	280–320	167–206	255–294	128–170	0	0
45	-//-	200	560–600	280–320	150–280	250	150	0,05	0
	≤ 120	240	780–800	540–550	300	350	210	0,1	0,05
	≤ 80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
50	≤ 80	180–228	628	345	300	290	165	0,1	0,06
	≤ 120	230–255	687–785	520	380	310	190	0,1	0,05
40Х	100	230–260	843	540	390	360	210	0,1	0,05
	60	260–280	932	687	450	410	240	0,1	0,05
45Х	100	230–280	834	638	370	390	190	0,05	0
	100–300	163–269	736	490	285	350	180	0,05	0
	300–350	163–269	687	441	255	310	160	0,05	0
35ХГС	150	235	746	490	280	520	310	0,15	0,08
	60	270	961	863	505	650	330	0,2	0,1
20Х	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,05	0,07
40ХН	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,1	0,15
30ХГТ	≤ 120	320	1150	950	545	520	310	0,15	0,8
	≤ 60	415	1500	1200	700	650	330	0,2	0,1

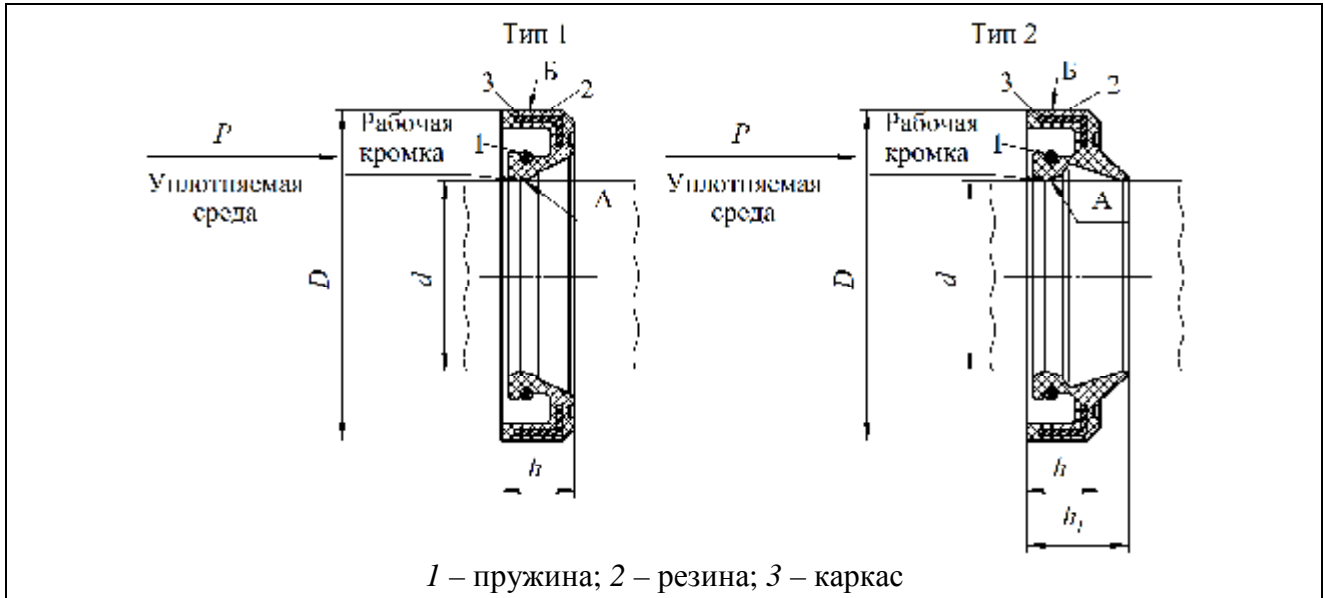
Приложение Л

(справочное)

Уплотнения подшипниковых узлов

Таблица Л.1 – Размеры резиновых манжет по ГОСТ 8752–79 (с сокращениями)

В миллиметрах



Диаметр вала d	D	h	D	h	D	h	D	h	h_1 , не более
	1-й ряд		2-й ряд		3-й ряд		4-й ряд		
15	30, 32	7	35	7	27	6	26	7	10
16	30, 35	7	36, 40	7	28	6	–	–	10
17	32	7	30, 35	7	29	6	–	–	10
18	35	7	31	7	30	6	30	7	10
19	35	7	32	7	31	6	–	–	10
20	35	7	34	7	32	6	–	–	10
	40	10	42	10	–	–	–	–	14
21	40	10	–	–	35	7	–	–	14
22	–	–	36	7	36	7	–	–	10
	40	10	35	7	–	–	35	7	14
23	–	–	35	7	–	–	–	–	10
24	40	7	–	–	38	7	–	–	10
	–	–	46	10	–	–	–	–	14
25	–	–	38	7	39	7	–	–	10
	42	10	–	–	–	–	40, 47, 52	7	14
26	–	–	38	7	40	7	–	–	10
	45	10	–	–	–	–	–	–	14
28	50	10	45	10	42	7	40, 52	7	14
30	52	10	50	10	45	7	42, 47, 52	7	14
32	–	–	44, 45	7	48	7	47	8	10
	52	10	–	–	–	–	52	8	14
34	–	–	50	7	50	7	–	–	10
35	–	–	48, 50	7	50	7	50	8	10
	58	10	52, 55	10	–	–	52, 55	8	14

Диаметр вала d	D	h	D	h	D	h	D	h	h_1 , не более
	1-й ряд		2-й ряд		3-й ряд		4-й ряд		
36	–	–	48	7	50	7	–	–	10
	58	10	–	–	–	–	–	–	14
38	52	7	–	–	55	7	55	8	10
	58	10	56, 60	10	–	–	58, 62	8	14
40	–	–	52, 55	7	55	7	–	–	10
	60, 62	10	58	10	–	–	62	8	14
42	–	–	58	7	58	7	–	–	10
	62	10	75	10	–	–	62	8	14
44	–	–	65	10	–	–	55	8	14
45	65	10	60	7	60	7	62, 65	8	14
			70	10					
48	70	10	–	–	65	7	–	–	14
50	70	10	80	10	65	7	68, 72	8	14
52	75	10	70	10	–	–	–	–	14
55	80	10	75, 82	10	–	–	72, 80	8	14
56	80	10	–	–	–	–	–	–	14
58	80	10	82	10	–	–	–	–	14
60	85	10	80, 82	10	–	–	80, 85	8	14
62	–	–	80, 90	10	–	–	–	–	14
63	90	10	–	–	–	–	–	–	14
65	90	10	–	–	–	–	85	10	–
70	95	10	92	10	–	–	90	10	14
71	95	10	–	–	–	–	–	–	14
75	100	10	95, 102, 105	10	–	–	–	–	14
80	105	10	110	10	–	–	100	10	14
82	–	–	115	10	–	–	–	–	14
85	110	12	115, 120	12	–	–	–	–	16
90	120	12	112, 115	12	–	–	–	–	16
92	120	–	–	–	–	–	–	–	16
95	120	12	130	12	–	–	–	–	16
100	125	12	–	–	–	–	–	–	16

Примечания

1 Манжеты резиновые армированные с пружиной для уплотнения валов применяются при работе в минеральных маслах, воде, дизельном топливе при избыточном давлении до 0,05 МПа и скорости вращения до 20 м/с. Работоспособны при t° от -45°C до $+100^\circ\text{C}$.

2 Тип манжеты: 1 – без пыльника для предотвращения вытекания уплотняемой среды; 2 – с пыльником для предотвращения вытекания уплотняемой среды и защиты от проникновения пыли.

3 Исполнение манжет: 1 – рабочая кромка с механической обработкой; 2 – с формованной рабочей кромкой.

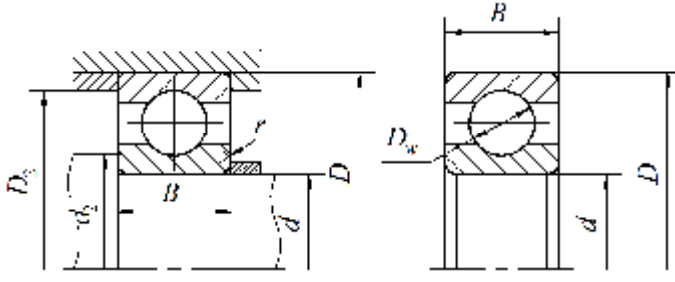
4 Пример условного обозначения манжеты рядов 1 и 2 типа 1, исполнения 1, для вала диаметром 60 мм с наружным диаметром 80 мм из резины группы 1:

Манжета I.1-60×80-1 ГОСТ 8752–79.

Приложение М (справочное)

Подшипники качения

Таблица М.1 – Технические характеристики шарикоподшипников радиальных однорядных типа 0000 (по ГОСТ 8338–75)

Эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник: динамическая $P = XF_r + YF_a$; статическая $P = 0,6F_r + 0,5F_a$;		$\frac{F_a}{C_0}$	e	Числовые значения коэффициентов						
				$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$				
				X	Y	X	Y			
		0,014	0,19	1	0	0,5	6	2,30		
		0,028	0,22					1,99		
		0,056	0,26					1,71		
		0,084	0,28					1,55		
		0,110	0,34					1,45		
		0,170	0,36					1,31		
		0,280	0,38					1,15		
		0,420	0,42					1,04		
		0,560	0,46					1,00		
		Условное обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, Н
e	d	D	B	r	$d_{2наим}$	$D_{2наим}$	Шарик D_w	C	C_0	l
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Легкая серия диаметров										
200	10	30	9	1,0	15	25	5,95	5900	2650	0,031
201	12	32	10		17	27	5,56	6890	3100	0,037
202	15	35	11		20	30	5,95	7800	3550	0,046
203	17	40	12		22	35	7,14	9560	4500	0,073
204	20	47	14	1,5	26	41	7,94	12700	6200	0,108
205	25	52	15		31	46	7,94	14000	6950	0,129
206	30	62	16	2,0	36	56	9,53	19500	10000	0,200
207	35	72	17		42	65	11,11	25500	13700	0,284
208	40	80	18		47	70	12,70	32000	17800	0,349
209	45	85	19		52	75	12,70	33200	18600	0,404
210	50	90	20	2,5	57	83	12,70	35100	19800	0,460
211	55	100	21		64	91	14,29	43600	25000	0,597
212	60	110	22		69	101	15,88	52000	31000	0,771
213	65	120	23		74	111	16,67	56000	34000	0,997
214	70	125	24		79	116	17,46	61800	37500	1,072
215	75	130	25		84	121	17,46	66300	41000	1,179
216	80	140	26	3,0	90	130	19,05	70200	45000	1,402
217	85	150	28		95	140	19,84	83200	53000	1,799
218	90	160	30		100	150	22,23	95600	62000	2,159
219	95	170	32	3,5	107	158	23,10	108000	69500	2,606
220	100	180	34		112	168	25,40	124000	79000	3,13
221	105	190	36		117	178	26,99	133000	90000	3,74
222	110	200	38		122	185	28,58	146000	100000	4,37
224	120	215	40		132	203	30,16	156000	112000	5,15
226	130	230	40		4,0	144	216	28,58	156000	112000

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Средняя серия диаметров										
300	10	35	11	1,0	15,5	29,5	7,14	8060	3750	0,054
301	12	37	12	1,5	16,5	32	7,4	9750	4650	0,061
302	15	42	13		20,2	37	7,94	11400	5400	0,085
303	17	47	14		23	41	9,53	13500	6650	0,115
304	20	52	15	2,0	27	47	9,53	15900	7800	0,145
305	25	62	17		32	55	11,51	22500	11400	0,230
306	30	72	19		37	65	12,30	28100	14600	0,331
307	35	80	21	2,5	44	70	14,29	33200	18000	0,447
308	40	90	23		49	80	15,08	41000	22400	0,625
309	45	100	25		54	90	17,46	52700	30000	0,828
310	50	110	27	3,0	60	100	19,05	61800	36000	1,062
311	55	120	29		65	110	20,64	71500	41500	1,375
312	60	130	31		72	118	22,23	81900	48000	1,717
313	65	140	33	3,5	77	128	23,81	92300	56000	2,098
314	70	150	35		82	138	25,40	104000	63000	2,543
315	75	160	37		87	148	26,99	112000	72500	3,055
316	80	170	39		92	158	28,58	124000	80000	3,632
317	85	180	41	4,0	99	165	30,16	133000	90000	4,201
318	90	190	43		104	175	31,75	143000	99000	4,954
319	95	200	45		109	185	33,34	153000	110000	5,728
320	100	215	47		113	200	36,51	174000	132000	7,068
321	105	225	49		114	210	38,10	182000	143000	7,992
322	110	240	50		124	225	41,28	203000	166000	9,592
324	120	260	55	5,0	134	245	42,86	217000	180000	12,22
326	130	280	58		148	262	44,45	229000	193000	15,00
330	150	320	65		168	302	50,8	276000	250000	21,75
Тяжелая серия диаметров										
403	17	62	17	2,0	24	55	12,70	22900	11800	0,265
405	25	80	21	2,5	35	70	16,67	36400	20400	0,530
406	30	90	23		40	80	19,05	47000	26700	0,725
407	35	100	25		45	90	20,64	55300	31000	0,954
408	40	110	27	3,0	50	100	22,23	63700	36500	1,227
409	45	120	29		55	110	23,02	76100	45500	1,54
410	50	130	31	3,5	32	118	25,40	87100	52000	1,89
411	55	140	33		38	128	26,99	100000	63000	2,29
412	60	150	35		72	138	28,58	108000	70000	2,76
413	65	160	37		78	148	30,16	119000	78000	3,28
414	70	180	42	4,0	84	166	34,93	143000	105000	4,85
416	80	200	48		95	185	38,10	163000	125000	6,72
417	85	210	52	5,0	105	190	39,69	174000	135000	7,88
Примечания										
1 Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию диаметров подшипника: особо легкая – 1, легкая – 2 или 5, средняя – 3 или 6, тяжелая – 4.										
2 В таблице представлены данные по серийно выпускаемым подшипникам.										
3 Пример условного обозначения шарикового радиального подшипника типа 0000, легкой серии диаметров 2 с $d = 25$ мм, $D = 52$ мм и $B = 15$ мм.										
Подшипник 205 ГОСТ 8338–75.										

Таблица М.2 – Техническая характеристика шарикоподшипников радиально-упорных однорядных типа 36000 (по ГОСТ 831–75)

Размеры подшипника				Размеры упорных буртиков вала и корпуса				
Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Размеры упорных буртиков вала и корпуса		
	d	D	B	динамическая C	статическая C_0	d_0	D_0	a
36104	20	42	12	10600	5320	24	38	2
36204		47	14	15700	8310	26	42	2
36105	25	47	12	11800	6290	29	43	2
36205		52	15	16700	9100	30	47	2
36106	30	55	13	15300	8570	35	50	2
36206		62	16	22000	12000	37	57	2
36107К	35	62	14	19100	11300	39	57	2
36207		72	17	30800	17800	42	65	2
36108К	40	68	15	13700	11000	46	63	2
36208		80	18	38900	23200	51	80	2
36209	45	85	19	41200	25100	53	78	2
36110К	50	80	16	19300	16600	56	75	2
36210		90	20	43200	27000	58	83	2
36111К	55	90	18	27000	23200	62	84	3
36211		100	21	58400	34200	65	91	3
36212	60	110	22	61500	39300	71	101	3
36113К	65	100	18	28000	25500	73	93	3
36114К	70	110	20	36000	33500	78	103	3
36214		125	24	80200	54800	82	116	3
36115К	75	115	20	37500	34500	83	108	3
36216	80	140	26	93600	65000	92	130	3
36117К	85	130	22	47500	46500	95	122	3
36217		150	28	101000	70800	99	140	3

Примечания

- 1 Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию подшипника: особо легкая – 1, легкая – 2 или 5, средняя – 3 или 6, тяжелая – 4.
- 2 В таблице представлены данные по серийно выпускаемым подшипникам.
- 3 Пример условного обозначения шарикового радиально-упорного подшипника типа 36000, легкой серии диаметров 2 с $d = 25$ мм, $D = 52$ мм и $B = 15$ мм.
Подшипник 36205 ГОСТ 831–75.

Таблица М.3 – Техническая характеристика шарикоподшипников радиально-упорных конических однорядных типа 7000 (по ГОСТ 27365–87)

Условное обозначение	Размеры, мм									Грузоподъемность, Н		Коэффициенты	
	d	D	T	B	c	α	$d_{2\text{наим}}$	$D_{2\text{наим}}$	$d_{3\text{наим}}$	$C, \text{Н}$	$C_0, \text{Н}$	e	Y
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	15	13	14
Особо легкая серия													
7106	30	55	17,2	16	14	9	36	49	35	23 500	19 900	0,24	2,50
7107	35	62	18,2	17	15	10	42	55	40	25 600	23 000	0,27	2,21
7108	40	68	19,2	18	16	12	46	62	45	31 900	28 400	0,33	1,84
7109	45	75	20,2	19	16	11	52	68	52	40 000	34 800	0,30	2,00
7111	55	90	23,3	22	19	13	62	80	62	49 100	45 200	0,33	1,80
7113	65	100	23,3	22	19	14	72	92	72	52 900	51 300	0,38	1,59
7114	70	110	25,3	24	20	11	78	102	78	67 600	65 800	0,29	2,11
7115	75	115	25,3	24	20	12	82	108	82	66 000	64 700	0,30	2,00
7116	80	125	29,3	27	23	13	88	118	88	88 400	85 500	0,34	1,77
7118	90	140	32,4	30	26	13	100	130	100	128 000	111 000	0,34	1,76
7119	95	145	32,4	30	26	13	105	135	105	130 000	115 000	0,36	1,69
7120	100	150	32,4	30	26	14	110	140	110	132 000	120 000	0,37	1,62
7122	110	170	38,4	36	31	13	120	160	122	166 000	161 000	0,35	1,73
7124	120	180	38,4	36	31	14	130	170	132	180 000	169 000	0,37	1,62
7128	140	210	45,5	42	36	14	150	200	152	247 000	226 000	0,37	1,62
Легкая серия													
7202	15	35	12,00	11	9	17	20	30	19	8 780	6 140	0,45	1,33
7203	17	40	13,25	12	11	12°57'	24	34	22	17 900	12 000	0,34	1,74
7204	20	47	15,25	14	12	12°57'	26	41	25	26 000	16 600	0,34	1,74
7205	25	52	16,25	15	13	14°02'	32	46	30	29 200	21 000	0,38	1,60
7206	30	62	17,25	16	14	14°02'	36	55	36	38 000	25 500	0,38	1,60
7207	35	72	18,25	17	15	14°02'	42	65	42	48 400	32 500	0,38	1,60
7208	40	80	19,75	18	16	14°02'	48	72	48	58 300	40 000	0,38	1,60
7209	45	85	20,75	19	16	15°06'	52	78	52	62 700	50 000	0,41	1,48
7210	50	90	21,75	20	17	15°38'	58	82	58	70 400	55 000	0,42	1,43
7211	55	100	22,75	21	18	15°06'	65	90	65	84 200	61 000	0,41	1,48
7212	60	110	23,75	22	19	15°06'	70	100	70	91 300	70 000	0,41	1,48
7214	70	125	26,25	24	21	15°38'	80	115	80	119 000	89 000	0,42	1,43
7215	75	130	27,25	25	22	16°10'	85	120	85	130 000	100 000	0,43	1,38
7216	80	140	28,25	26	22	15°38'	90	130	92	140 000	114 000	0,42	1,43
Средняя серия													
7304	20	52	16,25	15	13	11°18'	28	45	26	31 900	20 000	0,30	2,00
7305	25	62	18,25	17	15	11°18'	32	55	32	41 800	28 000	0,30	2,00
7306	30	72	20,75	19	16	11°51'	37	65	37	52 800	39 000	0,32	1,90

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
7307	35	80	22,75	21	18	11°51'	44	70	44	68 200	50 000	0,32	1,90
7308	40	90	25,25	23	20	12°57'	50	80	50	80 900	56 000	0,34	1,74
7309	45	100	27,25	25	22	12°57'	55	90	55	101 000	72 000	0,34	1,74
7310	50	110	29,25	27	23	12°57'	60	100	62	117 000	90 000	0,34	1,74
7311	55	120	31,50	29	25	12°57'	65	110	68	134 000	110 000	0,34	1,74
7312	60	130	33,50	31	26	12°57'	72	118	72	161 000	120 000	0,34	1,74
7313	65	140	36,00	33	28	12°57'	77	128	80	183 000	150 000	0,34	1,74
7314	70	150	38,00	35	30	12°57'	82	138	85	209 000	170 000	0,34	1,74
7315	75	160	40,00	37	31	12°57'	87	148	87	229 000	185 000	0,34	1,74
7317	85	180	44,50	41	34	12°57'	99	166	99	286 000	216 000	0,34	1,74
7318	90	190	46,50	43	36	12°57'	105	175	110	308 000	236 000	0,34	1,74
7320	100	215	51,50	47	39	12°57'	115	200	122	380 000	290 000	0,34	1,74

Примечания

1 Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию подшипника: особо легкая – 1, легкая – 2 или 5, средняя – 3 или 6, тяжелая – 4.

2 Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник $P = XF_r + YF_a$. В таблице значения Y даны при $\frac{F_a}{F_r} > e$; при этом для всех подшипников $X = 0,4$.

3 Пример условного обозначения радиально-упорного конического однорядного типа 7000 легкой серии диаметров 2 с $d = 25$ мм, $D = 52$ мм и $B = 15$ мм.

Подшипник 7204 ГОСТ 27365–87.

Таблица М.4 – Техническая характеристика подшипников шариковых радиальных сферических двухрядных исполнения 1000 (по ГОСТ 28428–90)

Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, Н		Коэффициенты		
	d	D	B	r	C	C_0	e	Y	
								$\frac{F_a}{VF_2} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_2} > e$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1204	20	47	14	1,5	10 000	3 450	0,27	2,3	3,6
1304	20	52	15	2,0	12 500	4 400	0,28	2,2	3,5
1205	25	52	15	1,5	12 200	4 400	0,27	2,3	3,6
1305	25	62	17	2,0	18 000	6 700	0,28	2,2	3,5
1206	30	62	16	1,5	15 600	6 200	0,24	2,6	4,0
1306	30	72	19	2,0	21 200	8 500	0,25	2,5	3,9
1207	35	72	17	2,0	16 000	6 950	0,23	2,7	4,2
1307	35	80	21	2,5	25 000	10 600	0,24	2,5	4,0
1208	40	80	19,3	8,80	19 300	8 800	0,22	2,8	4,3
1308	40	90	23	2,5	29 000	12 900	0,24	2,6	4,0

Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, Н		Коэффициенты		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>e</i>	<i>Y</i>	
								$\frac{F_a}{VF_2} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_2} > e$
1209	45	85	19	2,0	22 000	10 000	0,21	2,9	4,5
1309	45	100	25	2,5	38 000	12 900	0,25	2,5	3,9
1210	50	90	20	2,0	22 800	11 000	0,20	3,2	4,9
1310	50	110	27	3,0	41 500	19 300	0,23	2,7	4,2
1211	55	100	21	2,5	27 000	13 700	0,19	3,3	5,1
1311	55	120	29	3,0	51 000	24 000	0,23	2,7	4,2
1212	60	110	22	2,5	30 000	16 000	0,18	3,5	5,4
1312	60	130	31	3,5	57 000	28 000	0,22	2,8	4,3
1612	60	130	43	3,5	86500	37500	0,40	1,6	2,4
1213	65	120	23	2,5	31 000	17 300	0,17	3,6	5,6
1313	65	140	33	3,5	62 000	31 000	0,22	2,8	4,3
1214	70	125	24	2,5	34 500	19 000	0,18	3,5	5,4
1314	70	150	35	3,5	75 000	37 500	0,22	2,8	4,3
1215	75	130	25	2,5	39 000	21 600	0,17	3,6	5,5
1315	75	160	37	3,5	80 000	40 000	0,22	2,8	4,3
1216	80	140	26	3,0	40 000	23 600	0,16	3,9	6,1
1316	80	170	39	3,5	88 000	45 000	0,21	2,9	4,5
1217	85	150	28	3,0	49 000	28 500	0,16	3,9	6,1
1317	85	180	41	4,0	98 000	51 000	0,37	1,7	2,6
1218	90	160	30	3,0	57 000	39 000	0,16	3,9	6,3
1318	90	190	43	4,0	108 000	58 500	0,22	2,8	4,3

Примечания

1 Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию подшипника: особо легкая – 1, легкая – 2 или 5, средняя – 3 или 6, тяжелая – 4.

2 Эквивалентная динамическая нагрузка: $P = XF_2 + YF_a$, где F_2 – радиальная нагрузка на подшипниках, F_a – осевая нагрузка. Для $F_a/VF_2 \leq e$ значение $X = 1$. Для $F_a/VF_2 > e$ значение $X = 0,63$. Коэффициент $V = 1,0$ при вращении внутреннего кольца и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца.

3 Посадка подшипников на вал и в корпус: высота упорных буртиков не менее – $h = 0,05(D - d) + (2...3)$ мм; радиус галтели не более $0,8r$.

4 Пример условного обозначения шарикового радиального сферического двухрядного подшипника типа 1000, легкой серии диаметров 2 с $d = 20$ мм, $D = 47$ мм и $B = 14$ мм.

Подшипник 1204 ГОСТ 28428–90.

Приложение Н (справочное)

Корпуса подшипников

Для $D=160-240$ мм

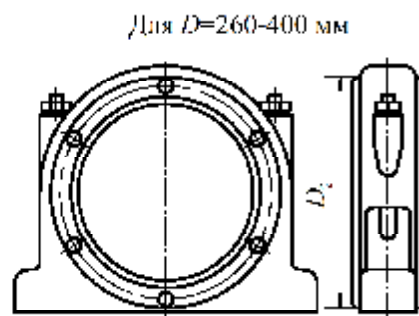
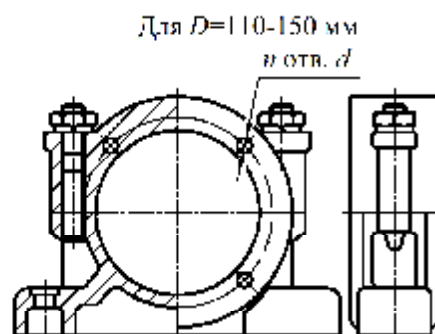
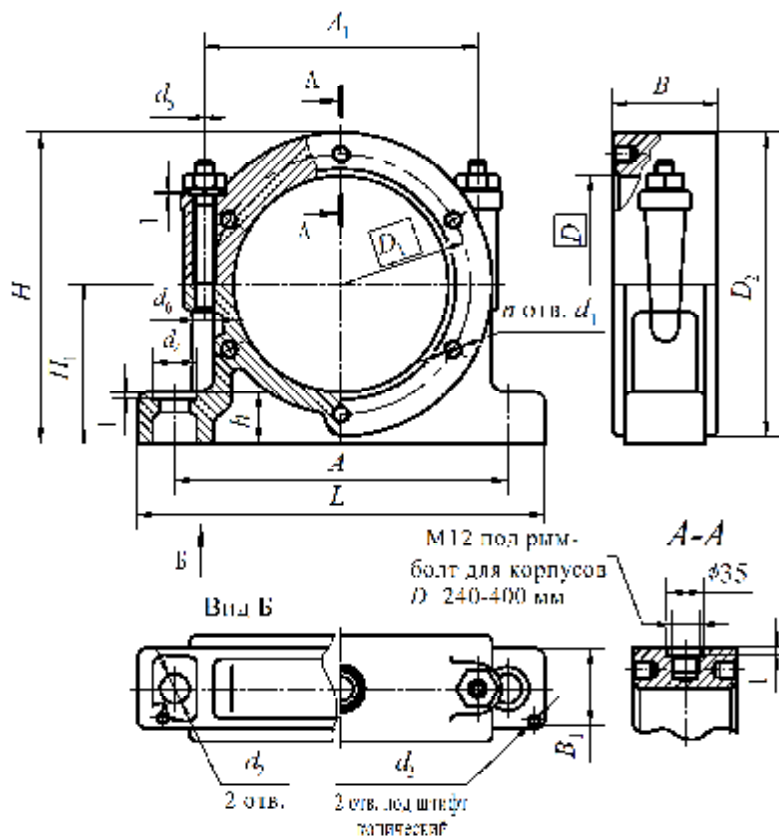


Рисунок Н.1 – Разъемные корпуса типа РШ

Таблица Н.1 – Размеры разъемных корпусов типа РШ (по ГОСТ 13218.9–80)

Обозначение корпуса	D	D ₁	D ₂	d	D	d ₁	D ₁	n	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	A		A ₁	B	B ₁	L	H	H ₁ (пред. откл. +0,05)	h	d ₆	Теоретическая масса, кг																											
													Номин.	Пред. откл.																																				
РШ 110	110	130	155	11	0,12	-	-	4	17	8	32		180	±0,2	140	55	45	235	157,5	80	28	M16	4,28																											
РШ 120	120	145	175	13									195		150	58	48	245	179,5	92	30		6,23																											
РШ 130	130	155	185										210		160	65	62	260	190,5	98	34		8,05																											
РШ 140	140	165	195	235									170		68	290		199,5	102	8,85																														
РШ 150	150	180	210	M12									0,12					22		30			250	185	70	330	215,0	110	40	11,40																				
РШ 160	160	190	220																				260	200	75	335	230,0	120		12,60																				
РШ 170	170	200	230																				265	210	78		66	240,0		125	13,70																			
РШ 180	180	210	240																				M14				13	40		275	220	80	68	350	250,0	130	14,90													
РШ 190	190	220	250																											230	85	72	260,0	135	15,60															
РШ 200	200	230	260																				M16	0,16				12		26			290	240	88	75	360	270,0	140	16,80										
РШ 215	215	250	285																														310	260	100	87	390	292,5	150	45	24,00									
РШ 225	225	260	295																														M16				16					330	270	105	91	405	307,5	160	48	26,10
РШ 240	240	280	315																																							345	290	108	94	415	327,5	170	50	34,20
РШ 260	260	300	335		M20					20	45	36										380											315	112	96	470	365,0	180	55	40,60										
РШ 280	280	320	355	390									335		120	103	375,0	190	45,00																															
РШ 300	300	340	380	410									360		135	118	480	400,0	200	60	57,30																													
РШ 320	320	360	400	430									385		140	124	500	425,0	210	65	68,10																													
РШ 340	340	380	420	450									405		150	130	520	445,0	220	65	74,00																													
РШ 360	360	400	440	505									430		155	136	595	480,0	240	75	87,00																													
РШ 380	380	430	470	M20				33	25	60	42		510	455	160	142	590	505,0	250	80	M24	103,00																												
РШ 400	400	450	490										530	480	165	148	605	530,0	260	85	129,00																													

Примечание – Пример условного обозначения корпуса РШ, D = 240 мм: Корпус РШ 240 ГОСТ 13218.9–80.
 То же, основания: Основание РШ 24011 ГОСТ 13218.9–80.
 То же, крышки: Крышка РШ 24012 ГОСТ 13218.9–80.

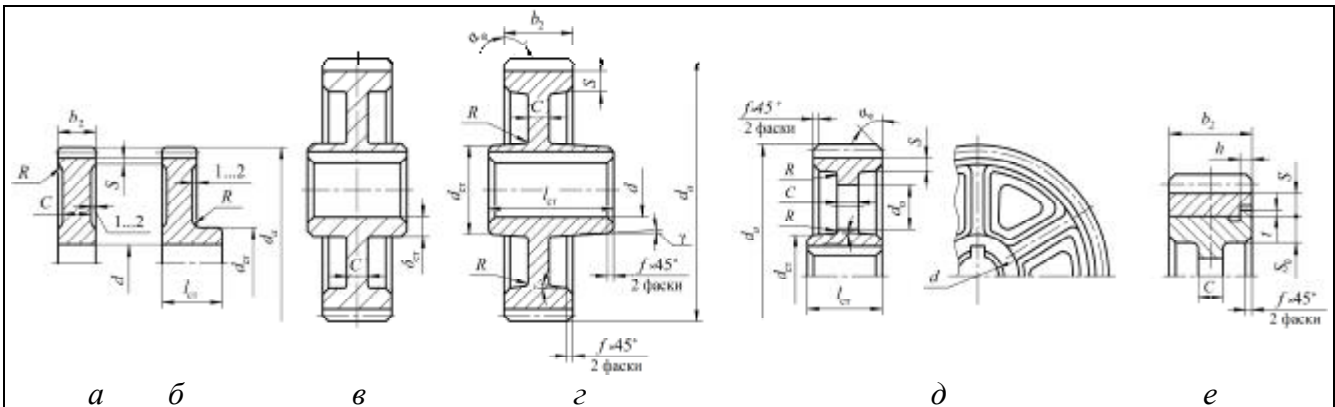
Приложение О

(справочное)

Конструирование зубчатых колес

Таблица О.1 – Основные конструктивные размеры цилиндрических зубчатых колес

В миллиметрах



Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>б</i> – ковка	<i>в</i> – ковка, <i>г</i> – штамповка	<i>д</i> – литые, <i>е</i> – составные
Обод	Диаметр	$d_a < 100$ мм	$d_a = 100 \dots 500$ мм	$d_a > 500$ мм
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$		$S = 2,2m + 0,05b_2$; $h = 0,1b_2$; $S_0 \approx 1,2S$; $t = 0,8h$
	Ширина	$b_2 = \psi_{ba} a_w$		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_3$ (см. конструирование валов)		
	Диаметр наружный	$d_{ст} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3d$		
	Длина	$a - l_{ст} = b_2$ $b - l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6$; $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10$; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	-	-	$d_o \geq 25$ мм $n_o = 4 \dots 6$

Примечания

1 При определении длины ступицы $l_{ст}$ числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.

2 На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6 \dots 0,7)m$ с округлением до стандартного значения по таблице О.2.

3 Угол фаски α_f на прямозубых колесах $\alpha_f = 45^\circ$; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $HВ < 350$, $\alpha_f = 45^\circ$, а при $HВ > 350$ $\alpha_f = 15^\circ$.

4 Штамповочные уклоны по ГОСТ 7505–89 принимают – 7° .

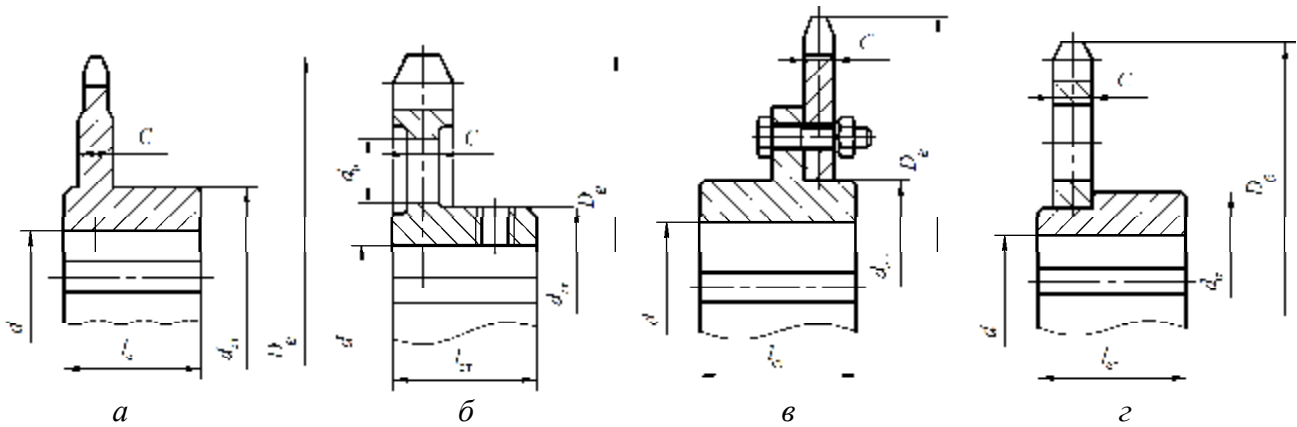
Таблица О.2 – Стандартные размеры фасок

В миллиметрах

Диаметр ступицы или обода	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 250	Св. 250 до 500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Приложение II (справочное)

Конструирование звездочек цепных передач



a – без проточек на диске; *б* – с проточками на диске;
в – со съёмным ободом; *г* – с приварным ободом

Рисунок П.1 – Конструкции звездочек втулочно-роликовых цепей

Особенности конструирования звездочек

Форму поперечного сечения обода выбирают в зависимости от соотношения толщины диска C и диаметра обода D_e):

- при большой C и $D_e \leq 200$ мм выгодна форма сплошного диска или диска с отверстиями, позволяющая экономить металл (рисунок П.1, *a, б*);
- возможность заменить только диск при износе зубьев (рисунок П.1, *в*) используется при $D_e > 200$ мм;
- при малой C и большом D_e целесообразно изготовление методом сварки (рисунок П.1, *г*).

Таблица П.1 – Размеры звездочек

a *б* *в* *г* *д*

a–*в* – однорядная звездочка; *г* – двухрядная звездочка; *д* – трехрядная звездочка

Элемент колеса	Параметр	Значение
Обод	Ширина зуба однорядной двухрядной многорядной	$b_1 = 0,93b - 0,15$ мм $b_1 = 0,90b - 0,15$ мм $b_{II} = 0,86b - 0,30$ мм
	Ширина венца многорядной звездочки	$B_{II} = (n - 1)A + b_{II}$
	Радиус закругления зуба	$r_3 = 1,7D_{II}$
	Расстояние от вершин зуба до линии центров дуг закругления	$h_3 = 0,80D_{II}$
	Радиус закругления при шаге: $t \leq 35$ мм $t > 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм $r_4 = 2,5$ мм
	Угол скоса и фаска зуба	$\gamma = 20^\circ, f = 0,2b_1$
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_1$ (см. конструирование валов)
	Диаметр наружный	$d_{CT} = 1,55d$ при соединении шпоночным и с натягом
	Длина	$l_{CT} = (0,8 \dots 1,5)d$
Диск	Толщина	$C = b_1$ – рисунок <i>a</i> $C = b_1 - 2r_4$ – рисунок <i>б</i> $C = b_1 + 2r_4$ – рисунок <i>в</i>
	Диаметр проточки	$D_C = t \operatorname{ctg}(180^\circ/z) - 1,3h$
	Отверстия	$d_o \geq 25$ мм $n_o = 4 \dots 6$

Примечание – При определении длины ступицы l_{CT} числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.

Приложение Р (справочное)

Крышки подшипников

Таблица Р.1 – Размеры накладных крышек

В миллиметрах

a – размеры крышки с отверстием для манжетного уплотнения (выше плоскости симметрии) и глухих; *б* – размеры подточки; *в* – размеры галтели; *г* – размеры места установки манжет

D	d_5	$d_{\text{отв}}$	z_5	h_1	δ_2	δ_3
От 40 до 62	M6	6,6	4	6	5	6
От 62 до 95	M8	9,0	4	8	6	9
От 95 до 145	M10	11,0	6	10	7	11
От 145 до 220	M12	14,0	6	12	8	13

Примечания
 1 Длина цилиндрического пояса $b_1 = (1,2 \dots 2,0)b$.
 2 $D_1 = D + 2,5d_5$;
 $D_2 = D_1 + 2,0d_5$.

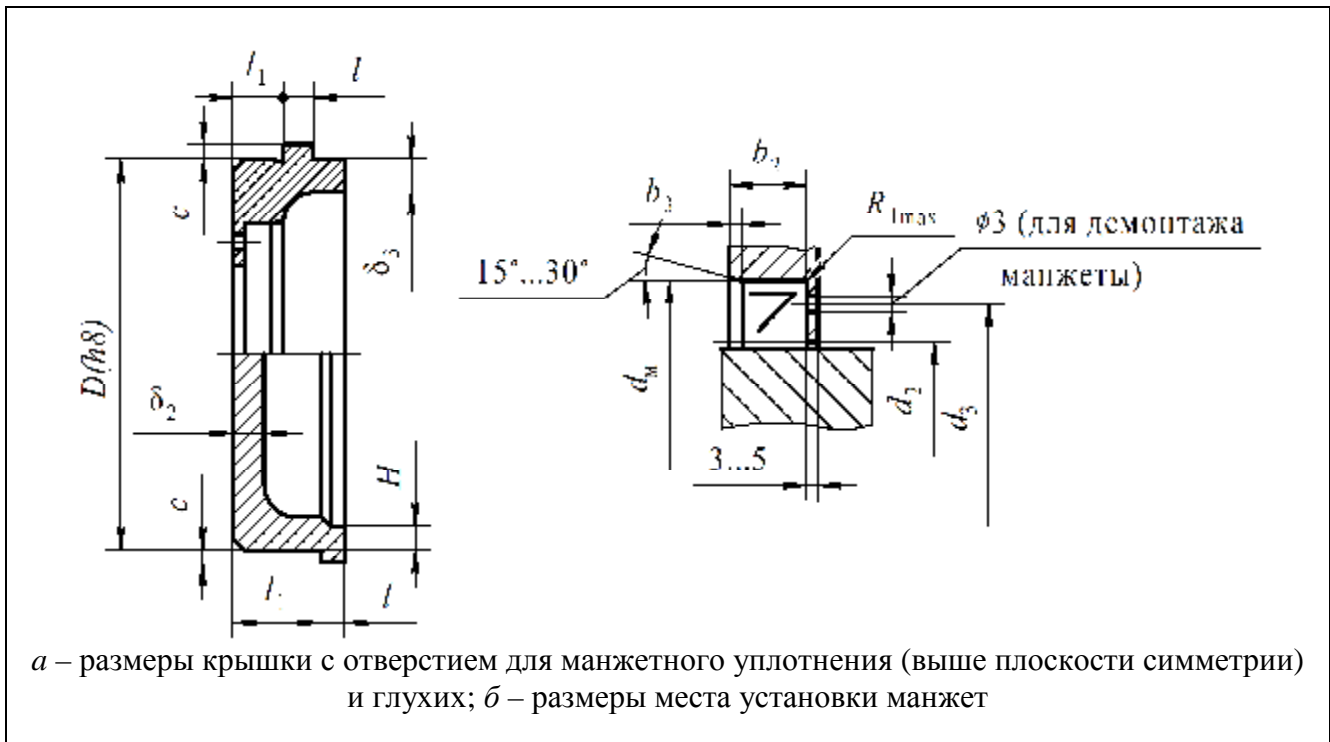
Таблица Р.2 – Размеры подточек и галтелей

В миллиметрах

D	b	d_1	R_1	R
До 50	3	$D - 0,5$	1,0	2
От 50 до 100	4	$D - 1,0$	1,6	3
Больше 100	5	$D - 1,5$	2,0	4

Таблица Р.2 – Размеры закладных крышек

В миллиметрах



$D_{\text{н}} = D$	δ_2	δ_3	Размеры кромки
От 40 до 62	5	6	$l = 6 \dots 8$ мм при $D \leq 100$ мм $l = 8 \dots 10$ мм при $D > 100$ мм l_1 принимают конструктивно с учетом условия $l_1 \geq l$ $c = 0,5l$
От 62 до 95	6	9	
От 95 до 145	7	11	
От 145 до 220	8	13	

Таблица Р.4 – Размеры мест установки манжет

В миллиметрах

b	5,0	7,0	10,0	12,0	15,0	18,0	22,0
b_2	6,5	8,5	12,0	14,5	18,5	22,0	25,5
b_3	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$d_3 = d_m - 3,0$							
Примечание – d_m – наружный диаметр манжеты.							

Приложение С (справочное)

Конструирование корпуса редуктора

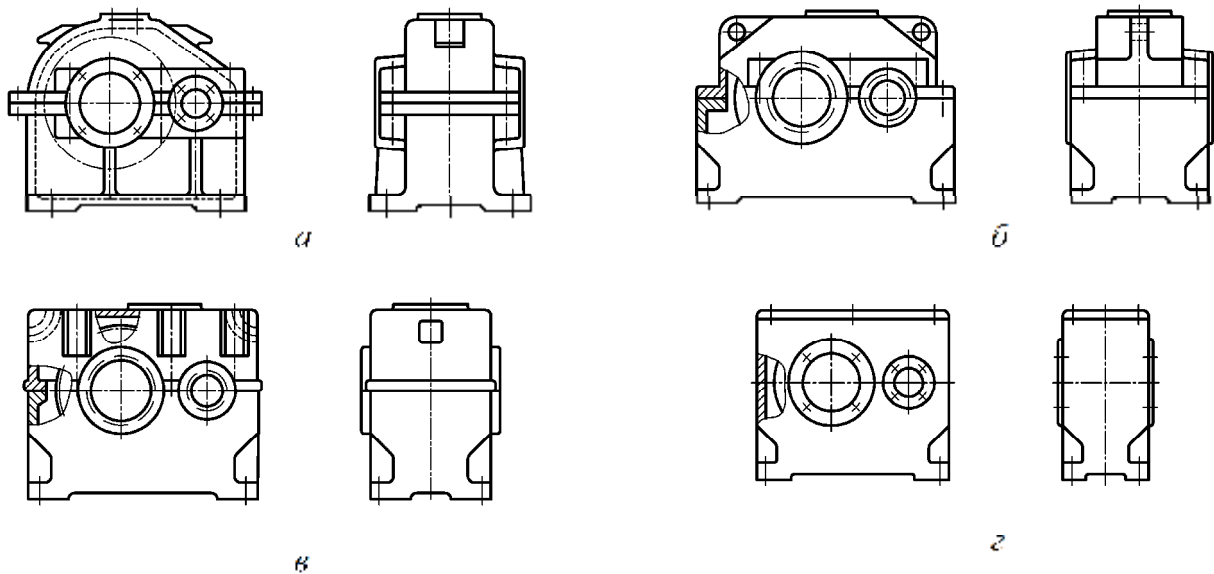


Рисунок С.1 – Конструктивное оформление корпуса редуктора

Конструктивное оформление корпусов редукторов предполагает пять основных типов:

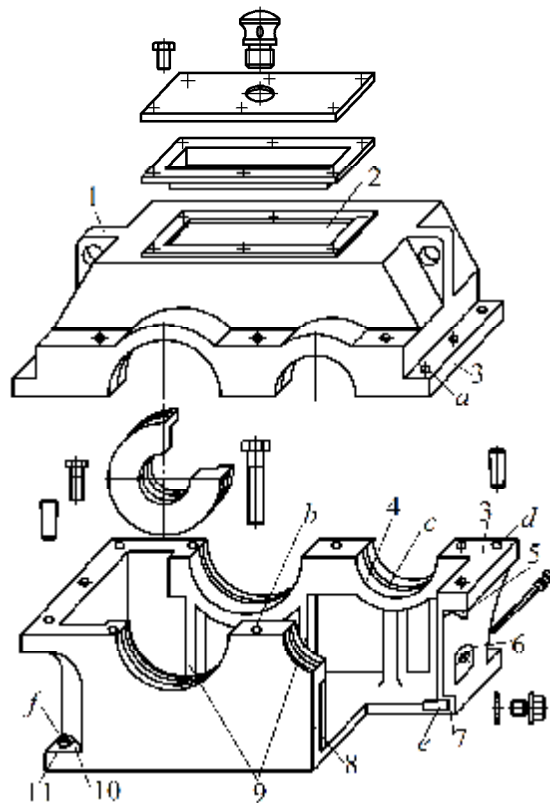
первый тип (тип 1) – «классический»: имеет наружные бобышки, фланцы, горизонтальную плоскость разъема и болтовое соединение. Достоинством такой конструкции является удобство литья, гладкая внутренняя поверхность для создания хороших условий при разбрызгивании смазки. Стенки корпуса и крышки максимально приближены к передачам, что снижает не только металлоемкость конструкции, но и ее жесткость (рисунок С.1, *а*);

второй тип (тип 2) – винтовое соединение крышки и картера, а также выступающие бобышки. У крышки стенки сближены, а у картера раздвинуты, обеспечивая большую жесткость, при этом он технологически несложен в изготовлении (рисунок С.1, *б*);

третий тип (тип 3) – имеет внутренние бобышки, винтовое соединение крышки и картера, гладкие наружные стенки без выступающих конструктивных элементов, фундаментные лапы не выступают за габариты корпуса. Технологически сложен в изготовлении, внутренние ребра и бобышки могут иметь зоны сильного нагрева из-за недостаточной зоны масляного тумана (рисунок С.1, *в*);

четвертый тип (тип 4) – неразъемный, для его сборки используют боковые съемные крышки, являющиеся одновременно опорами вала. Подобный корпус часто применяют для червячных редукторов и мотор-редукторов. Такая конструкция позволяет осуществлять осевую сборку (рисунок С.1, *г*);

пятый тип (тип 5) – является разновидностью корпуса 4 типа. В отличие от него имеет верхнюю съемную крышку. Часто используется для коробок передач, в съемной крышке которых располагается механизм переключения передач. Неразъемный корпус обладает повышенной жесткостью.



1 – проушины для транспортировки крышки; 2 – смотровой люк; 3 – фланцы для крепления крышки и корпуса; 4 – бобышки для подшипников; 5 – грузовые крюки для транспортировки основания; 6 – ниша с резьбовым отверстием для установки маслоуказателя; 7 – бобышка с резьбовым отверстием для установки пробки; 8 – стенка корпуса редуктора; 9 – ребра жесткости; 10 – ниша или фланец для крепления корпуса к плите или раме; 11 – пластики; *a* – резьбовые отверстия для отжимных болтов; *b* и *f* – отверстия для установки винтов (шпилек), служащих для крепления крышки с корпусом и корпуса с рамкой (плитой); *c* – канавки для кольцевых выступов крышек подшипников; *d* – отверстия для конических (цилиндрических) штифтов, используемых для фиксации крышки и корпуса; *e* – отверстие для слива масла

Рисунок С.2 – Конструкция корпуса редуктора классического типа

Таблица С.1 – Диаметры отверстий и размеры опорных поверхностей в виде приливов под болты и гайки (ГОСТ 11284–75, ГОСТ 12876–76)

В миллиметрах

	Размер резьбы болта						
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
$d_{отв}$	6,6	9,0	11	14,0	18,0	22	26

	Размер резьбы болта						
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
D_3	13,5	18	22	26	33	40	48
t	Не более $t_{\max} = 1/3h$, где h – высота головки болта или гайки						
Примечания 1 Для соединений нормальной точности, нормальных головок болтов и нормальных гаек; 2 Рекомендуются к применению болты и гайки с крупным шагом по ГОСТ 8724–2002.							

Таблица С.2 – Штифты конические (по ГОСТ 3129–70)

В миллиметрах

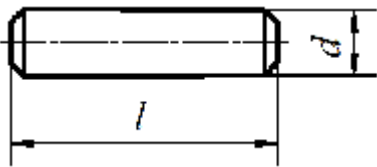
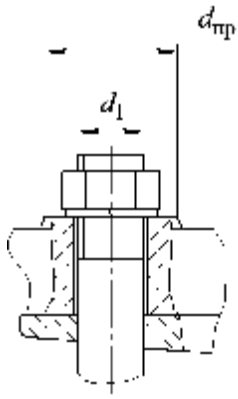
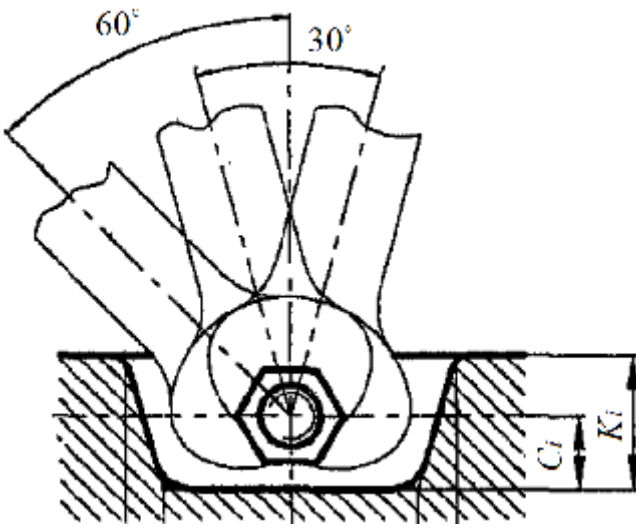
								
d	Длина штифта l							
8	22	24	26	28	32	35	40	45
10	-	-	26	28	32	35	40	45
Примечание – Пример условного обозначения штифта диаметром 8 мм и длиной 25, исполнения 1, с покрытием, по ГОСТ 3129–70: Штифт 8x25Хим. фос. прм. ГОСТ 3129–70.								

Таблица С.3 – Диаметры отверстий и размеры опорных поверхностей в виде приливов под болты и гайки (ГОСТ 11284–75, ГОСТ 12876–67)

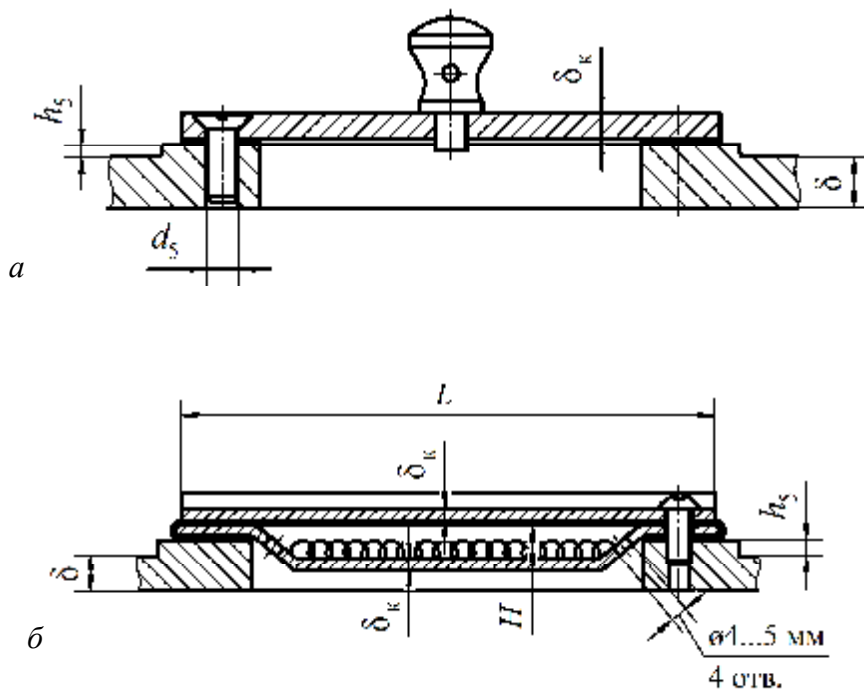
В миллиметрах

								
	Размер резьбы болта (d_1)							
	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M24	
$d_{\text{отв}}$	9,0	11	14	16	18	22	26	
$d_{\text{пр}}$	18	22	26	33	36	40	48	
Примечание – Для соединений нормальной точности, нормальных головок болтов и нормальных гаек.								



	Размер резьбы болта d						
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
K_i , не менее	20	24	28	32	40	48	56
C_i , не менее	11	13	15	17	22	26	30

Примечание – Для нормальных головок болтов и нормальных гаек.

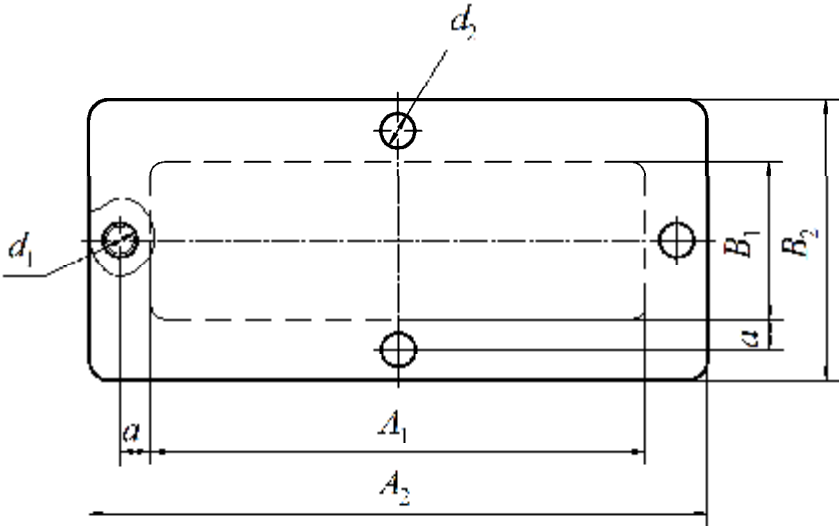


a – крышка с ручкой отдушиной;
б – крышка с фильтром и отдушиной

Рисунок С.3 – Конструкции крышек смотровых люков редукторов

Таблица С.5 – Рекомендуемые размеры крышки смотрового отверстия

В миллиметрах

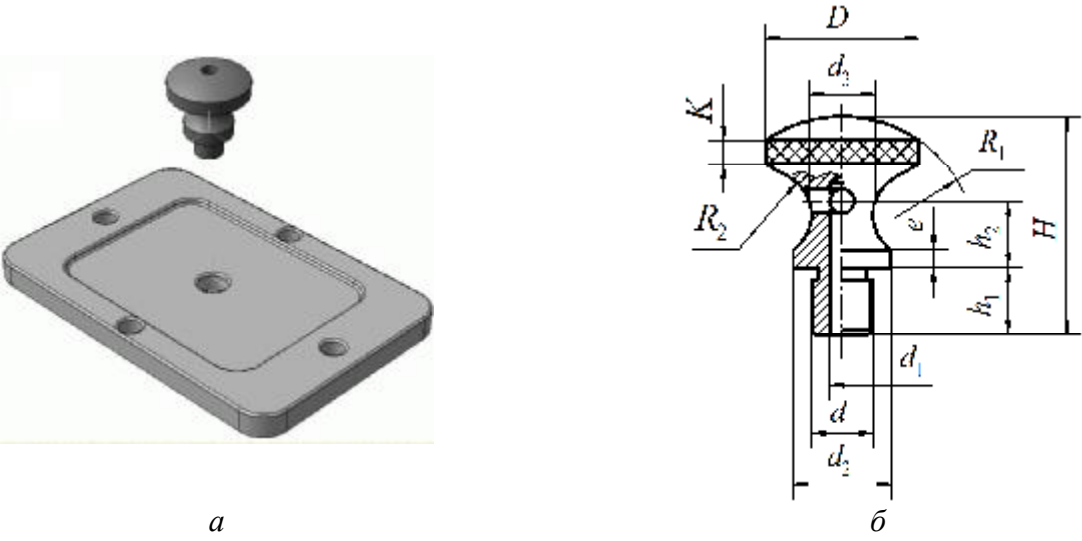


A_1	d_1	d_2	A_2	B_1	B_2	a	z
< 100	M6	6,6	-	-	-	12,5	4
100	M6	6,6	150	75	125	12,5	4
150	M6	6,6	200	100	150	12,5	4
200	M8	9,0	260	150	210	15,0	6

Примечание – Для соединений нормальной точности, нормальных головок болтов.

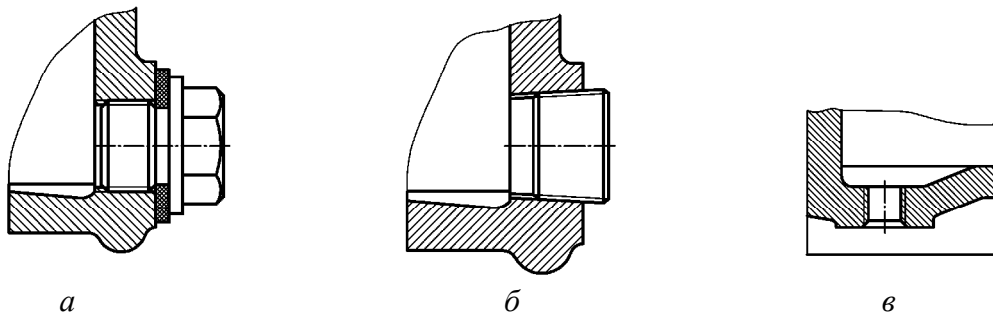
Таблица С.6 – Рекомендуемые размеры ручки отдушины

В миллиметрах



a – общий вид; *б* – размеры ручки

d	d_1	d_2	d_3	D	h_1	h_2	H	R_1	R_2	e	K
M6	2,5	10	6	15	10	4	21	15	5	2	2
M8	3,0	12	8	20	12	6	28	20	5	2	3
M10	4,0	16	10	25	14	8	36	25	7	3	4
M12	5,0	20	12	32	18	10	46	30	8	4	5
M14	6,0	22	14	35	22	12	52	35	10	5	6



a, б – в стенке нижней части корпуса; *в* – на дне корпуса
 Рисунок С.4 – Варианты исполнения маслосливного отверстия

Таблица С.7 – Размеры пробок к маслоспускным отверстиям

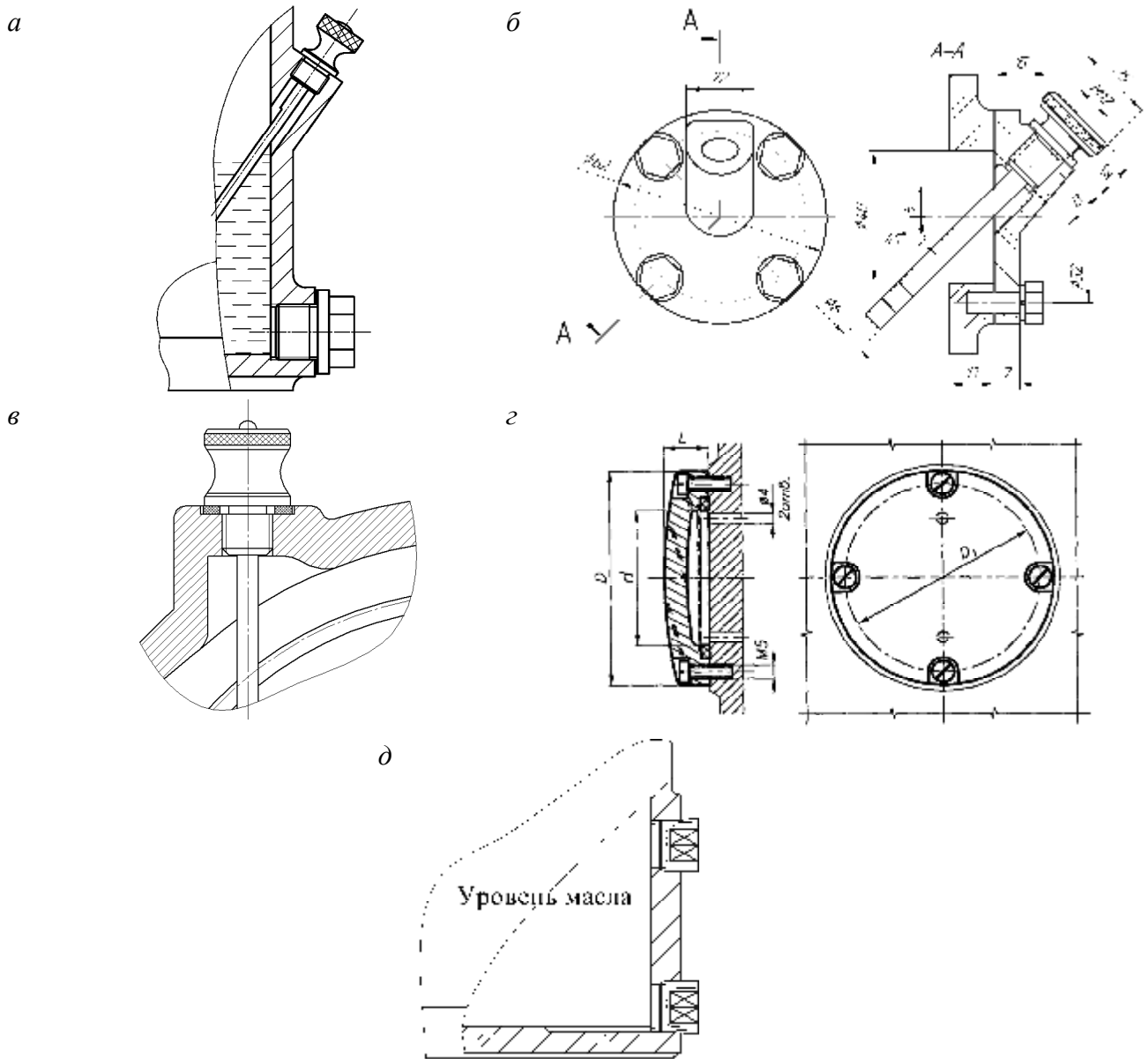
В миллиметрах

Исполнение 1						Исполнение 2				
Резьба	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>a</i>	<i>S</i>	Резьба	<i>d</i>	<i>H</i>	<i>B</i>	<i>s</i>
M12×1,25	20	22	12	3	17	1/2ϕ	(20,9)	15	4	8
M16×1,5	25	24	13	3	19	3/4ϕ	(26,6)	16	4,5	12
M20×1,5	30	25		4	22	1ϕ	(33,2)	19	4	14
M24×1,5	34	28		4	27			19		

Таблица С.8 – Рекомендуемые размеры жезлового маслоуказателя

В миллиметрах

<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>L</i> ₁	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>z</i>
M12×1,25	5	6	18	12	30	12	6	3	2,5
M16×1,5	6	7	24	16	40	16	8	4	3,0



а – жезловый указатель в корпусе редуктора; *б* – жезловый указатель в собственном корпусе; *в* – жезловый указатель в крышке корпуса редуктора; *г* – пробки контроля уровня масла; *д* – фонарный маслоуказатель

Рисунок С.5 – Варианты исполнения маслоуказателей

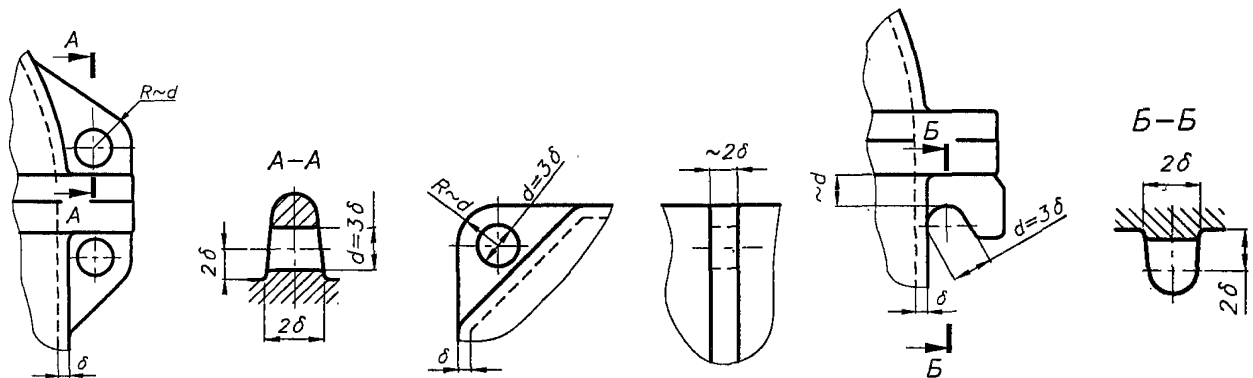


Рисунок С.6 – Стрповочные элементы редукторов (проушины)

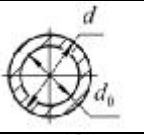
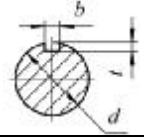
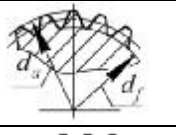


Размеры рым-болтов										Размеры от- верстия			Грузоподъемность на 1 рым-болт, кг	
d	d_1	d_2	d_3	d_4	h	h_1	b	L	L_1	d_5	h_2	$L_{2\min}$	Q_1	Q_2
M8	36	20	8	20	12	6	10	18	12	13	5	19	120	80
M10	45	25	10	25	16	8	12	21	15	15	6	22	200	125
M12	54	30	12	30	18	10	14	25	19	17	6	26	300	175
M16	63	35	14	36	20	12	16	32	25	22	7	33	550	250
M20	72	40	16	40	24	14	19	38	29	28	9	39	850	325
M24	90	50	20	50	29	16	24	45	35	32	1	47	1250	500
M30	108	60	24	63	37	18	28	55	44	38	11	57	2000	700
M36	126	70	28	75	43	22	32	63	51	45	12	65	3000	1000

Примечание – Пример условного обозначения рым-болта с резьбой М12 без покрытия.
Рым-болт М12 ГОСТ 4751–73.

Приложение Т (справочное)

Проверочный расчет валов

Таблица Т.1 – Моменты сопротивления сечений валов

Сечение вала	$W_{oc}, \text{мм}^3$	$W_p, \text{мм}^3$
Круглое сплошное	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3(1 - c^4)$	$0,2d^3(1 - c^4)$
	$0,1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$0,1 \frac{d_a + d_f}{2} \frac{d^3}{\phi}$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_f^3$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_1^3$	$0,2d_1^3$

Примечание – $c = d_0/d$; d_a – наружный диаметр вала

Таблица Т.2 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с галтелью

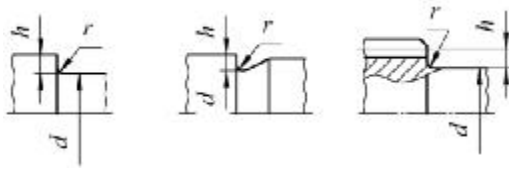
									
h/r	r/d	K_σ при $\sigma_B, \text{МПа}$				K_τ при $\sigma_B, \text{МПа}$			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица Т.3 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов на участках со шпоночными пазами

$\sigma_B, \text{МПа}$	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,65	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблица Т.4 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_b , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для шлицев		для резьбы
			прямоугольных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,4
700	1,6	2,2	2,45	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,05
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,4

Таблица Т.5 – Ориентировочные значения K_d в зависимости от диаметра d

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Таблица Т.6 – Значения коэффициента K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мкм	σ_b , МПа			
	500	700	900	1200
0,1...0,4	1	1	1	1
0,8...3,2	1,05	1,10	1,15	1,25
6,3...25	1,20	1,25	1,35	1,50

Таблица Т.7 – Значения коэффициента K_v

Вид упрочнения	σ_b , МПа	Для гладких валов	При $K_\sigma \leq 1,5$	При $K_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	–	–
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,10...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	650...1600	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0
Цементация	700...800	1,4...1,5	–	–

Таблица Т.8 – Значения K_σ / K_d и K_τ / K_d для валов в местах установки деталей

Диаметр вала d , мм	K_σ / K_d при σ_b , МПа				K_τ / K_d при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
50	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
100 и более	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8

Таблица Т.9 – Значения допускаемого запаса прочности $[S]_{\min}$

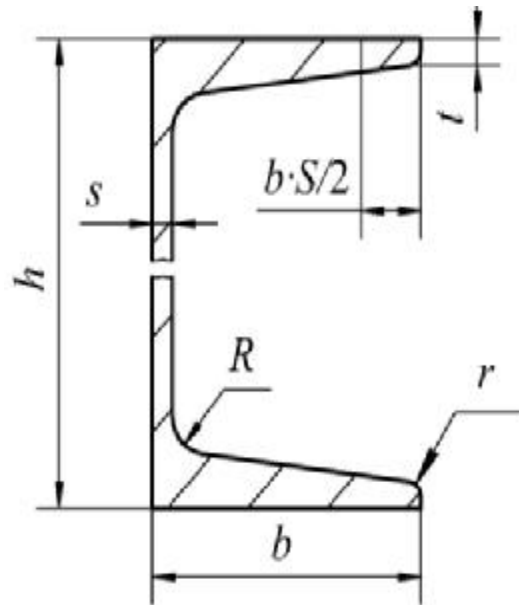
Пластичность материала вала и σ_τ / σ_b	Степень точности расчетных нагрузок	$[S]_{\min}$
Весьма пластичный $\sigma_\tau / \sigma_b \leq 0,6$	Высокая	1,2...1,4
Пластичный $\sigma_\tau / \sigma_b = 0,6...0,8$	Приближенная (большинство валов общего машиностроения)	1,4...1,8
Умеренной и малой пластичности $\sigma_\tau / \sigma_b = 0,8...0,9$	Пониженная	1,6...2,2
Для литых валов и валов из хрупких материалов	–	2,0...3,0

Приложение У
(справочное)

Проектирование рамы привода

Таблица У.1 – Размеры поперечного сечения швеллеров с уклоном внутренних полок серии У (по ГОСТ 8240–97)

Размеры в миллиметрах



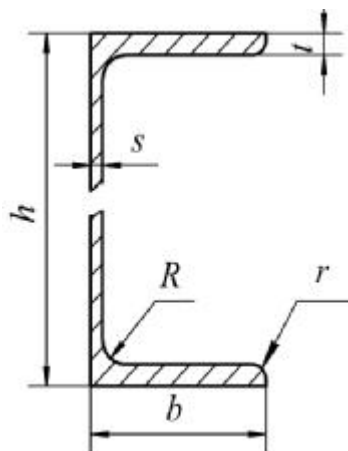
Номер швеллера серии У	h	b	s	t	R	r	Масса 1 м, кг
5У	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	4,84
6,5У	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	5,90
8У	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	7,05
10У	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	8,59
12У	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	10,40
14У	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	12,30
16У	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	14,20
16аУ	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	15,30
18У	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	16,30
18аУ	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	17,40
20У	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	18,40
22У	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	21,00

Примечание – Пример условного обозначения швеллера № 16аУ с высотой профиля 160 мм, шириной полки 64 мм, типоразмера 16У (серии У – с уклоном внутренних граней полок) по ГОСТ 8240–97.

Швеллер № 16У ГОСТ 8240–97.

Таблица У.2 – Размеры поперечного сечения швеллеров с параллельными гранями полки серии П (по ГОСТ 8240–97)

Размеры в миллиметрах

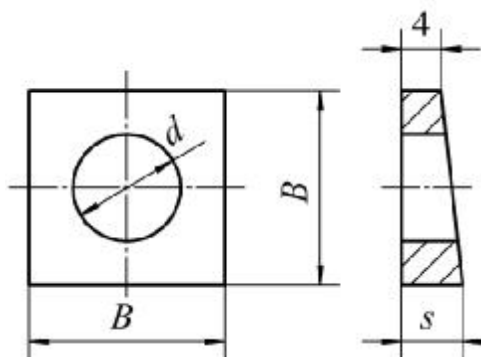


Номер швеллера серии П	h	b	s	t	R	r	Масса 1 м, кг
5П	50	32	4,4	7,0	6,0	3,5	4,84
6,5П	65	36	4,4	7,2	6,0	3,5	5,90
8П	80	40	4,5	7,4	6,5	3,5	7,05
10П	100	46	4,5	7,6	7,0	4,0	8,59
12П	120	52	4,8	7,8	7,5	4,5	10,40
14П	140	58	4,9	8,1	8,0	4,5	12,30
16П	160	64	5,0	8,4	8,5	5,0	14,20
16аП	160	68	5,0	9,0	8,5	5,0	15,30
18П	180	70	5,1	8,7	9,0	5,0	16,30
18аП	180	74	5,1	9,3	9,0	5,0	17,40
20П	200	76	5,2	9,0	9,5	5,5	18,40
22П	220	82	5,4	9,5	10,0	6,0	21,00

Примечание – Пример условного обозначения швеллера № 16П с высотой профиля 160 мм, шириной полки 64 мм, типоразмера 16П (серии П – с параллельными гранями внутренних полки) по ГОСТ 8240–97.

Швеллер № 16П ГОСТ 8240–97.

Таблица У.3 – Размеры косых шайб, мм (по ГОСТ 10906–78)



Диаметр резьбы болта	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27
d	6,6	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0	19,0	22,0	24,0	26,0	30,0
B	16		20	30			40		50		

Диаметр резьбы болта	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27
s	5,8	6,2	7,3			8,4			9,5		
Примечание – Пример условного обозначения косой шайбы для крепежной детали с диаметром резьбы 12 мм из стали марки Ст 3, с цинковым хроматированным покрытием толщиной 6 мкм, по ГОСТ 10906–78: Шайба 12.02.Ст.3.016 ГОСТ 10906–78.											

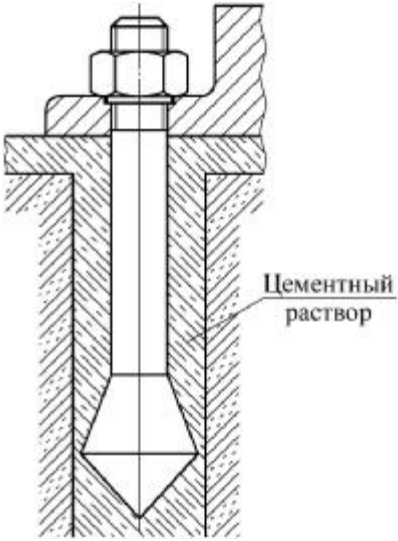
Таблица У.4 – Выбор фундаментных болтов

Длина рамы $L_{рм}$ в мм	до 700	свыше 700 до 1000
Диаметр болтов d в мм	16	18...20
Минимальное число болтов	4	6
Примечание – Фундаментные болты применяются согласно требованиям СНиП 2.09.03–85.		

Таблица У.5 – Размеры фундаментных шпилек типа б исполнения 3, мм (по ГОСТ 24379.1–2012)

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы	d_1	l_1	l_2	c_1
M12	1,75	20	80	20	6
M16	2	26	90	28	9
M20	2,5	32	100	34	9
M24	3	39	110	41	11
M30	3,5	48	120	50	14
M36	4	58	130	63	17
M42	4,5	68	140	71	20
M48	5	77	150	82	22
Примечания 1 Длина шпильки L по ГОСТ 6636-69: 250, 300, 350, 400 мм. 2 Пример условного обозначения фундаментной шпильки типа б с диаметром резьбы $d = 20$ мм, длиной $L = 250$ мм из стали марки ВСт3пс категории 2: Шпилька 6.М20×250 ВСт3пс2 ГОСТ 24379.1–2012					

Таблица У.6 – Пример установки фундаментного болта типа 6 в фундамент

	<p>1 Болты прямые с коническим концом исполнения 3 устанавливают в просверленные скважины готовых фундаментов.</p> <p>2 Болты прямые с коническим концом закрепляют цементным раствором при вибропогружении в него шпильки болта.</p> <p>3 Глубину заделки болтов в бетон, состав и марку бетона фундаментов, состав цементного раствора и марку цемента назначают нормативным документам, утвержденным в установленном порядке (пособие по проектированию анкерных болтов для крепления строительных конструкций и оборудования к СНиП 2.09.03).</p>
---	---

Приложение Ф

(справочное)

Смазка редуктора

Таблица Ф.1 – Рекомендуемая вязкость масла в редукторах общемашиностроительного применения

Контактные напряжения в зацеплении σ_H , МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость, мм ² /с, при окружной скорости или скорости скольжения, м/с		
	до 2	2...5	св. 5
Для зубчатых передач при 40 °С			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50
Для червячных передач при 100 °С			
До 200	25	20	15
200...250	32	25	18
250...300	40	30	23

Таблица Ф.2 – Кинематическая вязкость масел с обозначением по ГОСТ 17479.4–87

Обозначение масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
Для зубчатых передач при 40 °С	
И-Л-С-22	19...25
И-Г-А-32	29...35
И-Г-А-46	41...51
И-Г-А-68	61...75
Для червячных передач при 100 °С	
И-Т-С-220	14
И-Т-С-320	20
Авиационное МС-20	20,5
Цилиндрическое 52	52

Таблица Ф.3 – Соответствие обозначений масел по ГОСТ 17479.4–87 и названий масел (маркам) заводов изготовителей

Обозначение по ГОСТ 17479.4–87	Название масла (марка)	Нормативный документ
И-Л-С-22	И-12А	ГОСТ 20799–88
И-Г-А-32	И-20А	
И-Г-А-46	И-30А	
И-Г-А-68	И-40А	
И-Т-С-220	ИГП-114	ТУ-0253-053-00151911–2008
И-Т-С-320	ИГП-182	

Таблица Ф.4 – Антифрикционные пластичные смазки

Группа	Марка	Интервал рабочих температур, °С	Примечания
Общего назначения	Солидол	–	–
	синтетический	–20...+65	Грубые узлы трения. Постепенно заменяемые смазки
	жировой	–25...+65	

Группа	Марка	Интервал рабочих температур, °С	Примечания
Общего назначения для повышенных температур	1–13 жировая	–20...+110	Успешно заменяются смазкой «Литол-24»
	Консталин	–20...+110	
Многоцелевые	Литол-24	–40...+130	Основная марка (ГОСТ 21150–87)
Термостойкие	Униол-1	–40...+150	Узлы трения металлургического и горно-обогатительного оборудования с системами централизованной подачи смазки
Морозостойкие	ЦИАТИМ-201	–60...+90	Узлы трения, работающие с малым усилием сдвига
Для электромашин	ВНИИ НП-24	–40...+110	Литиевая многоцелевая водостойкая
	ЛДС-2	–40...+120	Литиевая, для закрытых подшипников качения электродвигателей
Индустриальные	Униол-2	–30...+160	Узлы трения металлургического и горно-обогатительного оборудования с системами централизованной подачи смазки
	Сиол	–20...+130	Для высокоскоростных подшипников ($n \leq 16000 \text{ мин}^{-1}$).
	Старт	–40...+140	Для высокоскоростных подшипников
Противозадирные	ЛС-1П	–40...+140	Тяжелонагруженные узлы трения литейного, кузнечно-прессового и другого оборудования с централизованной системой подачи смазки

Приложение X (справочное)

Примеры проектирования механических передач

1 Методика расчета клиноременных передач

В сельскохозяйственном машиностроении применяются клиновые ремни.

Клиновья форма ремня обеспечивает лучшее сцепление его со шкивом, что позволяет по сравнению с плоскоремненной передачей уменьшить натяжение ремня и действие сил на валы и опоры, снизить минимальные значения диаметров шкивов и повысить передаточное отношение u .

Основные расчетные формулы и таблицы для нахождения значений по расчету клиноременной передачи представлены в пособии [1, с. 102–111].

Основные размеры клиновых ремней – расчетная ширина W_p , по которой назначают размеры канавок шкивов, и расчетная длина L_p ремня на уровне нейтральной линии, по которой определяют межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \frac{L_p}{y} + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y^2}, \quad (1)$$

где $w = 0,5p(d_2 + d_1)$, $y = 0,25(d_2 - d_1)^2$;

d_1 и d_2 – расчетные диаметры шкивов.

Выбор сечения ремня и минимальный допустимый диаметр ведущего шкива d_{\min} выбирается в зависимости от вращающего момента на ведущем шкиве T_1 по таблице X.2. Уменьшение диаметров по сравнению с указанными в таблице X.2 недопустимо, что приведет к быстрому выходу ремня из строя. Значение диаметра ведущего шкива в мм при известном T_1 в Н·м определяется по зависимости

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \times 10^3}, \quad (2)$$

приняв $K_d = 3 \dots 4$.

Минимальное значение межосевого расстояния принимают не менее

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h_1, \quad (3)$$

где h_1 – высота профиля клина ремня (таблица X.1).

Межосевое расстояние назначает при компоновке привода из условия размещения на раме привода проектируемого редуктора и электродвигателя.

Таблица X.1 – Клиновые ремни (ГОСТ 1284.1–89, ГОСТ 1284.2–89, ГОСТ 1284.3–96)

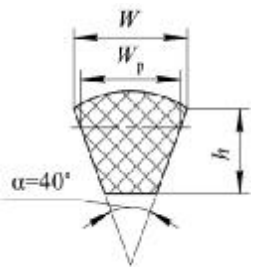
Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения A_1 , мм ²	Расчетная длина L_p , мм	Масса 1 м длины q , кг	Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива $d_{1\min}$, мм
	W_p	W	h				
							
Ремни нормального сечения							
О (Z)	8,5	10	6	47	400...3150	0,06	63
А	11	13	8	81	560...4500	0,105	90
Б (B)	14	17	11	138	6300...7100	0,18	125
В (C)	19	22	14	230	1250...10000	0,30	200
Г (D)	27	32	19	476	2240...14000	0,62	315
Д (E)	32	38	23,5	692	4000...18000	0,92	500
Е (EO)	42	50	30	1170	6300...18000	1,5	800
Узкие ремни							
УО (SPZ)	8,5	10	8	56	630...3550	0,07	63
УА (SPA)	11	13	10	93	800...4500	0,12	90
УБ (SPB)	14	17	13	159	1250...8000	0,20	140
УВ (SPS)	19	22	18	278	2000...8000	0,37	224
Примечания							
1 В скобках указаны обозначения ремней в международной системе.							
2 L_p – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии.							
Стандартный ряд длин L_p : 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.							
3 Пример условного обозначения ремня – ремень сечения В (С) с расчетной длиной 2500, IV класса, эксплуатируемый в районах с умеренным климатом. Ремень С (В)-2500 IV ГОСТ 1284.1–89.							

Таблица X.2 – Значения диаметров шкивов для передач клиновыми ремнями

Сечение ремня	Вращающий момент T_1 , Нж	$d_{1\min}$, мм
Ремни нормального сечения		
О (Z)	< 30	63
А	15...60	90
Б (B)	50...150	125
В (C)	120...600	200

Сечение ремня	Вращающий момент T_1 , Нж	d_{1min} , мм
Узкие ремни		
УО (SPZ)	< 150	63
УА (SPA)	90...400	90
УБ (SPB)	300...2000	140
УВ (SPS)	> 1500	224
Примечание – Номинальные расчетные диаметры $d_{расч}$ шкивов согласно ГОСТ 20889–88 принимать из ряда: 63; (67); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); 224; (236); 250; (265); 280; (300); 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; 475; 500; (530); 560; (600); (620); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); (2800); (3000); (3150); (3550); (3750); (4000) мм. Размеры, указанные в скобках, применяются только в технически обоснованных случаях.		

Передачи клиновыми ремнями рассчитывают по тяговой способности и долговечности согласно ГОСТ 1284.3–96.

Число клиновых ремней:

$$z = \frac{P}{P_{доп}}, \quad (4)$$

где $P_{доп}$ – допускаемая мощность на один клиновой при заданных условиях работы

$$P_{доп} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z. \quad (5)$$

Значения мощности P_0 , передаваемой в стандартных условиях одним ремнем нормального сечения с базовой длиной L_0 , приведены в таблице X.3, узкого сечения – в таблице X.4.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива по таблице X.5. При известных диаметрах шкивов d_1 и d_2 , межосевом расстоянии a угол обхвата ремнем ведущего шкива определяют из выражения

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{\pi}{180} \frac{d_2 - d_1}{a} \approx 57,3^\circ. \quad (6)$$

Коэффициент C_L , учитывающий влияние длины ремня, принимают по таблице X.6 в зависимости от отношения расчетной длины L_p ремня к базовой длине ремня L_0 , представленной в таблицах X.3 и X.4.

Коэффициент C_z учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, принимают в зависимости от предполагаемого числа z ремней по

таблице X.7. Предполагаемое число ремней может быть определено по формуле (4) без учета значения коэффициента C_z .

Коэффициент C_p , учитывающий влияние режима работы и интенсивность использования передачи, принимают по рекомендациям, приведенным в таблице X.8.

При известных вращающем моменте T_1 , угловых скоростях ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов клиноременной передачи или передаточном отношении привода u расчет передачи выполняют в следующей последовательности.

1. В зависимости от вращающего момента T_1 по таблице X.1 выбирают сечение ремня и определяют диаметр малого шкива по эмпирической формуле (2), приняв $K_d = 3-4$ для клиноременной передачи. При этом рекомендуется применять шкивы с диаметром d_1 из стандартного ряда, представленным в таблице X.2. Не следует принимать диаметр d_1 меньше диаметра d_{\min} , указанного в таблице X.2.

2. Определяют диаметр большого шкива из выражения $d_2 = d_1(\omega_1/\omega_2)$ или $d_2 = d_1 u$. Полученное значение округляют до ближайшего по стандартному ряду в таблице X.2.

Таблица X.3 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284.3–96)

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива, d_1 , мм	Передаточное число u	Частота вращения малого шкива, мин ⁻¹					
			400	700	950	1450	2000	2800
О (Z) (800)	63	1,5	0,19	0,29	0,38	0,53	0,67	0,86
		3,0	0,19	0,30	0,39	0,54	0,69	0,88
	71	1,5	0,23	0,36	0,46	0,66	0,84	1,08
		3,0	0,23	0,37	0,48	0,68	0,87	1,11
	80	1,5	0,27	0,44	0,56	0,80	1,03	1,32
		3,0	0,28	0,45	0,58	0,82	1,06	1,36
	90	1,5	0,32	0,52	0,67	0,96	1,23	1,58
		3,0	0,33	0,54	0,69	0,99	1,27	1,78
	100	1,5	0,37	0,60	0,78	1,11	1,43	1,83
		3,0	0,38	0,62	0,80	1,14	1,48	1,89
А (1700)	90	1,5	0,43	0,67	0,85	1,18	1,48	1,82
		3,0	0,44	0,69	0,88	1,21	1,53	1,87
	100	1,5	0,52	0,82	1,05	1,45	1,84	2,27
		3,0	0,53	0,84	1,08	1,50	1,89	2,34
	112	1,5	0,62	0,99	1,27	1,78	2,25	2,78
		3,0	0,64	1,02	1,31	1,84	2,33	2,87
	125	1,5	0,74	1,18	1,52	2,13	2,69	3,30
		3,0	0,76	1,22	1,57	2,19	2,78	3,40
	140	1,5	0,86	1,39	1,79	2,51	3,17	3,85
		3,0	0,89	1,43	1,85	2,59	3,27	3,97

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива, d_1 , мм	Передающее число u	Частота вращения малого шкива, мин ⁻¹					
			400	700	950	1450	2000	2800
Б (B) (2240)	125	1,5	0,93	1,44	1,81	2,42	2,92	–
		3,0	0,96	1,48	1,86	2,50	3,01	
	140	1,5	1,16	1,81	2,30	3,10	3,78	–
		3,0	1,20	1,87	2,37	3,21	3,90	
	160	1,5	1,46	2,31	2,94	4,00	4,85	–
		3,0	1,51	2,38	3,03	4,13	5,01	
	180	1,5	1,76	2,79	3,56	4,85	5,86	–
		3,0	1,81	2,88	3,67	5,01	6,05	
	200	1,5	2,05	3,27	4,17	5,67	6,78	–
		3,0	2,11	3,37	4,30	5,85	6,99	
В (C) (3750)	200	1,5	2,67	4,08	–	–	–	–
		3,0	2,75	4,21	–	–	–	
	224	1,5	3,31	5,12	–	–	–	–
		3,0	3,41	5,29	–	–	–	
	250	1,5	4,00	6,23	–	–	–	–
		3,0	4,12	6,43	–	–	–	

Таблица X.4 – Мощность P_0 , кВт, передаваемая одним узким клиновым ремнем

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с				
		5	10	20	30	40
УО (SPZ) (1600)	63	0,95	1,50	1,85	–	–
	71	1,18	1,95	2,73	–	–
	80	1,38	2,34	3,50	–	–
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	–
УА (SPA) (2500)	90	1,56	2,57	–	–	–
	100	1,89	3,15	–	–	–
	112	2,17	3,72	5,62	–	–
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	–
УБ (SPB) (3550)	140	2,95	5,00	–	–	–
	160	3,45	5,98	9,10	–	–
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	–
	200	4,12	7,3	11,9	13,3	–
УВ (SPS) (5600)	224	5,45	9,4	14,1	–	–
	250	6,05	10,6	16,6	17,1	–
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	–

Таблица X.5 – Значения коэффициента C_α

Ремень	Угол обхвата α_1						
	180	170	160	150	140	130	120
Клиновой	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Таблица X.6 – Значения коэффициента C_L

Ремень	L_p/L_0					
	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
Клиновой нормального сечения	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86
Клиновой узкого сечения	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

Таблица X.7 – Значения коэффициента C_z , учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ремням, в зависимости от числа ремней z

z	2..3	4...6	6
C_z	0,95	0,9	0,85

Таблица X.8 – Значения коэффициента C_p для ременных передач от электродвигателей общего промышленного применения (выборка)

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Число смен работы		
			1	2	3
Легкий	Ленточные конвейеры, станки токарные, сверлильные, шлифовальные	С незначительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 120 %	1,0	0,9	0,8
Средний	Цепные конвейеры, элеваторы, станки фрезерные и зубофрезерные	С умеренными колебаниями, кратковременная перегрузка до 150 %	0,9	0,8	0,7
Тяжелый	Конвейеры винтовые и скребковые, станки строгальные, зубодолбежные	Со значительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 200 %	0,8	0,7	0,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, прессы, молоты, дробилки, ножницы	Ударная и резко неравномерная, кратковременная перегрузка до 300 %	0,7	0,6	0,5
Примечание – Каждому режиму работы соответствует определенный характер изменения нагрузки.					

3. Уточняют угловую скорость ведомого шкива, приняв коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,01-0,02$.

$$w_2 = \frac{d_1 w_1 (1 - \varepsilon)}{d_2} \quad (7)$$

4. Определяют фактическое передаточное отношение:

$$u_\phi = \frac{w_1}{w_2} \quad (8)$$

5. Определяют несоответствие фактического передаточного отношения u_ϕ заданному значению u :

$$u_\phi = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| \times 100\% \leq 4\% \quad (9)$$

6. Находят скорость движения ремня по формуле

$$V = w_1 \frac{d_1}{2} \text{ или } V = \frac{\rho d_1 n_1}{60 \times 10^3}. \quad (10)$$

7. Определяют ориентировочное межосевое расстояние a по формуле (1).

Уточняют межосевое расстояние с учетом условия

$$a_{\text{пр}} \geq a_{\text{мин}}, \quad (11)$$

где $a_{\text{мин}}$ – определяют из выражения 3.

8. Рассчитывают расчетное значение длины ремня

$$L_p \gg 2a_{\text{пр}} + \frac{\rho(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\text{пр}}}. \quad (12)$$

Принимают ближайшее большее значение L_p из стандартного ряда (таблица X.1).

9. По формуле (1) вычисляют окончательное значение межосевого расстояния a_p .

При разработке компоновки приводной станции уточняют межосевое расстояние с учетом условия собираемости привода (рисунок X.1)

$$a_{\text{пр}} \geq (l_{\text{ред}} + l_{\text{дв}}) + 10 \dots 15 \text{ мм}. \quad (13)$$

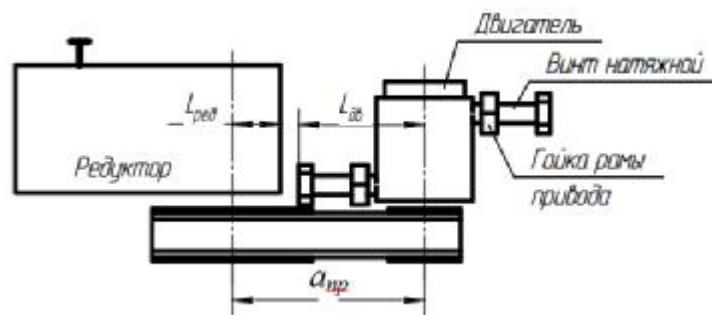


Рисунок X.1 – Проверка собираемости привода

10. Определяют угол обхвата α_1 на ведущем шкиве. Значение угла обхвата должно быть $\alpha_1 \geq 120^\circ$. В случае невыполнения предыдущего условия следует увеличить межосевое расстояние передачи.

11. Определяют допускаемую мощность $P_{\text{доп}}$ из выражения 5.

12. Находят требуемое число клиновых ремней по формуле (4) и округляют значение в меньшую сторону до целого числа.

13. Определяют силу предварительного натяжения одного клинового ремня:

$$F_0 = \frac{850PC_L}{VC_\alpha C_p z} + qV^2 \quad (14)$$

и силу, действующую на вал

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (15)$$

где q – масса 1 м длины ремня в кг (таблица X.1).

14. Ременную передачу проверяют на долговечность по числу пробегов:

$$u = \frac{V}{L_p} \text{ £ [u], [u] £ } 10 \text{ (20) } \text{ с}^{-1} \text{ – для клиновых (прорезиненных синтетических) ремней.}$$

Пример расчета клиноременной передачи

Рассчитать открытую клиноременную передачу, установленную в системе привода от двигателя к ленточному конвейеру.

Исходные данные: крутящий момент на валу электродвигателя $T_1 = 69,8$ Н·м, угловые скорости $\omega_1 = 152,8$ с⁻¹ и $\omega_2 = 54,2$ с⁻¹, передача горизонтальная, натяжение ремня осуществляется передвижением двигателя по салазкам, работа односменная.

Решение

1. По таблице X.2 для $T_1 = 69,8$ Н·м выбираем сечение Б (см. рисунок X.2, б) и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле (2), приняв коэффициент $K_d = 3 \dots 4$:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \times 10^3} = (3 \dots 4) \sqrt[3]{69,8 \times 10^3} = 124 \dots 165 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям в таблице X.3 и стандартному ряду $d_1 = 140$ мм.

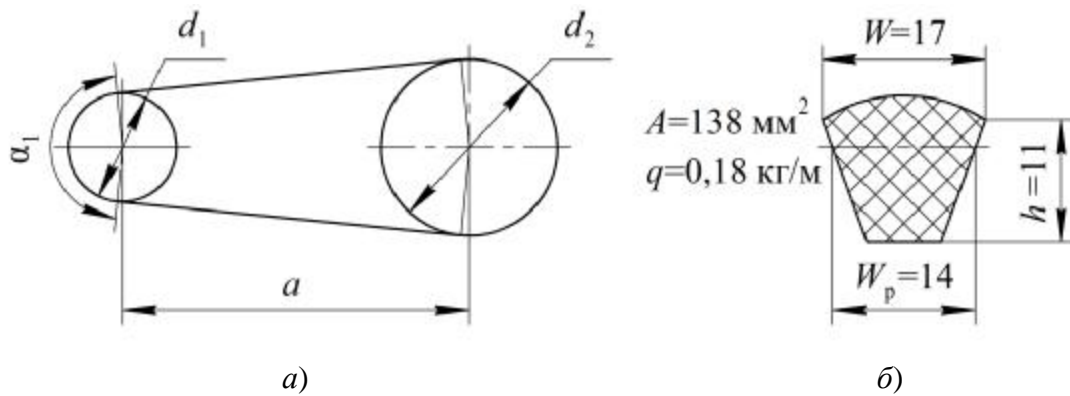


Рисунок X.2 – Расчетная схема передачи (а) и поперечное сечение ремня (б)

2. Вычисляем диаметр большого шкива $d_2 = d_1 u = 140 \times 2,82 = 395$ мм,

где $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{152,8}{54,2} = 2,82$. По стандартному ряду принимаем $d_2 = 400$ мм.

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения $e = 0,015$:

$$\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - e) / d_2 = 140 \cdot 152,8 (1 - 0,015) / 400 \approx 52,7 \text{ с}^{-1}.$$

4. Находим передаточное число:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = 152,8 / 52,7 = 2,90.$$

5. Находим отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{2,90 - 2,82}{2,82} 100 \% = 2,8 \% < 4 \%$$

6. По формуле $V = \frac{\omega_1 d_1}{2 \times 1000}$ определяем скорость ремня:

$$V = 152,8 \times 140 / 2000 = 10,7 \text{ м/с}.$$

7. Находим предварительное значение межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 400) + 11 = 308 \text{ мм},$$

где высота h сечения ремня Б принята по таблице X.1 (см. рисунок X.2, б).

Принимаем межосевое расстояние $a_{\text{пр}} = 308$ мм.

8. По формуле (12) определяем длину ремня:

$$L = 2a_{\min} + \frac{p}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\min}} = 2 \times 308 + \frac{3,14}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 308} = 1519 \text{ мм.}$$

По таблице X.1 принимаем $L_p = 1600$ мм.

9. По формуле (1) рассчитываем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25 \frac{p}{\pi} (L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y \frac{p}{\pi}} =$$

$$= 0,25 \frac{p}{\pi} (1600 - 847,8) + \sqrt{(1600 - 847,8)^2 - 8 \times 16900 \frac{p}{\pi}} = 352 \text{ мм,}$$

где $w = 0,5p(d_2 + d_1) = 0,5 \cdot 3,14(400 + 140) = 847,8$ мм;

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(400 - 140)^2 = 16900 \text{ мм}^2.$$

10. Определяем коэффициенты: $C_\alpha = 0,88$ (таблица X.5) при угле обхвата ведущего шкива $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57^\circ(400 - 140) / 352 = 138^\circ$; $C_p = 1$ (таблица X.8); $C_L = 0,965$ (таблица X.6) для $L_p / L_0 = 1600 / 2240 = 0,71$; принимаем $C_z = 0,9$.

11. По таблице X.3 интерполированием находим значение мощности $P_0 = 3,2$ кВт при $n_1 = \frac{30w_1}{p} = \frac{30 \times 152,8}{3,14} = 1460 \text{ мин}^{-1}$.

Тогда допускаемая мощность на один клиновой ремень, определяемая по формуле (5), составит:

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z = 3,2 \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot 0,965 \cdot 0,9 = 2,45 \text{ кВт.}$$

12. По формуле (4) находим требуемое число клиновых ремней:

$$z = P_1 / P_{\text{доп}} = 10,66 / 2,45 = 4,35,$$

где $P_1 = T_1 w_1 = 69,8 \cdot 152,8 = 10660 \text{ Вт} = 10,66 \text{ кВт}$. Принимаем $z = 5$.

13. По формуле (14) определяем силу предварительного натяжения одного ремня:

$$F_0 = \frac{850PC_L}{VC_a C_p z} + qV^2 = \frac{850 \times 10,66 \times 0,88}{10,7 \times 0,88 \times 5} + 0,18 \times 10,7^2 = 206 \text{ Н,}$$

где $q = 0,18$ кг/м по таблице X.1.

По формуле (15) находим силу, действующую на валы:

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 206 \sin \frac{138^\circ}{2} = 1820 \text{ Н.}$$

14. Проверяем ременную передачу на долговечность:

$$v = \frac{V}{L_p} = \frac{10,7}{1,6} = 6,7 \text{ с}^{-1} \quad \text{и} \quad [v] = 10 \text{ с}^{-1}.$$

Таблица X.9 – Конструкция и размеры профиля канавок для шкивов клиновых передач по ГОСТ 20889–88 и ГОСТ Р 50641–94 [16]

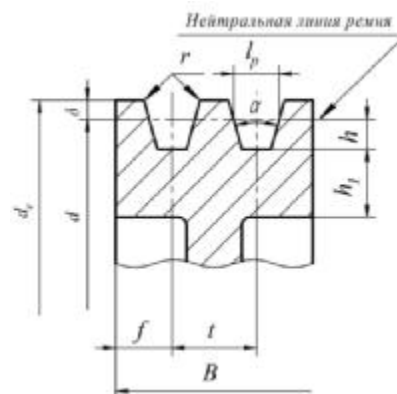
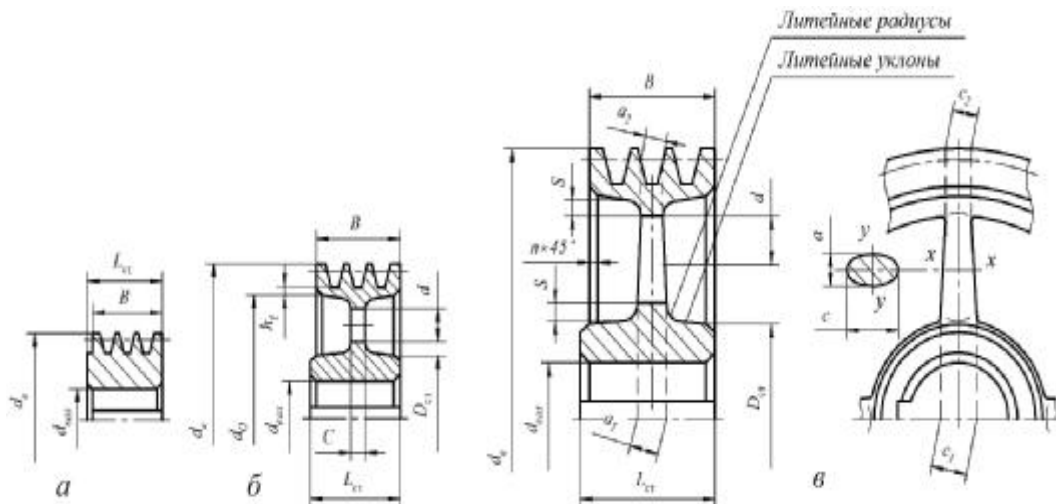


Рисунок 1 – Профиль канавок для клиновых ремней



a – монолитных; *б* – с диском; *в* – со спицами

Рисунок 2 – Конструкция шкивов

Таблица X.10 – Размеры профиля канавок для шкивов клиновых передач по ГОСТ 20889–88 и ГОСТ Р 50641–94 [16]

В миллиметрах

Сечение нормального ремня (ГОСТ 20889–88)		О (Z)	А (A)	Б (B)	В (C)	Г (D)	
Сечение нормального ремня (ГОСТ Р 50641–94)		Z	A	B	C	D	
Диаметр шкива d , мм	моноклитная	63...90	90... 100	–	–	–	
	с диском	80...160	112...200	125...250	200...355	315...400	
	со спицами	≥ 180	≥ 224	≥ 280	≥ 400	≥ 450	
Размеры профиля канавок, мм для ремней сечения	нормального	δ	2,5 (2,0)	3,3 (2,75)	4,2 (3,5)	5,7 (4,8)	8,1 (8,1)
		h	7,0	8,7	10,8	14,3	19,9
	общие размеры	t^{**}	$12,0 \pm 0,3$	$15,0 \pm 0,3$	$19,0 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$	$37,0 \pm 0,6$
		f	8 ± 1	$10,0 \begin{smallmatrix} +2,0 \\ -1,0 \end{smallmatrix}$	$12,5 \begin{smallmatrix} +2,0 \\ -1,0 \end{smallmatrix}$	$17,0 \begin{smallmatrix} +2,0 \\ -1,0 \end{smallmatrix}$	$24 \begin{smallmatrix} +3,0 \\ -1,0 \end{smallmatrix}$
	узкого	δ	2,5 (2,0)	3,0 (2,75)	4,0 (3,5)	5,3 (4,8)	–
		h	10,0	13,0	17,0	19,0	–
d для угла канавки α°	$\alpha = 34^\circ (34^\circ)$	50...71 (≤ 80)	75...112 (< 118)	125...160 (≤ 190)	(≤ 315)	–	
	$\alpha = 36^\circ (36^\circ)^*$	80...100	125...160	180...224	200...315	315...450 (≤ 475)	
	$\alpha = 38^\circ (38^\circ)$	112...160 (> 80)	180...400 (> 118)	250...500 (> 190)	355...630 (> 315)	500...900 (> 475)	
	$\alpha = 40^\circ$	> 180	> 450	> 560	> 710	> 1000	
Другие размеры, мм	$\alpha \pm$	$\alpha \pm 1^\circ$	$\alpha \pm 1^\circ$	$\alpha \pm 1^\circ$	$\alpha \pm 30'$	$\alpha \pm 30'$	
	h_1	6	6	6	10	12	
	r	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	
Сечение узкого ремня (ГОСТ 2088–88)		УО	УА	УБ	УВ	–	
Сечение узкого ремня (ГОСТ Р 50641–94)		SPZ	SPA	SPB	SPC	–	
<p>Примечания</p> <p>1 b и h – минимально допустимое значение.</p> <p>2 $\alpha \pm$ – допустимое отклонение угла α.</p> <p>3 Размеры в скобках – для ремней сечением по ГОСТ Р 50641–94.</p> <p>4 Угол канавки 36° предусмотрен ГОСТ Р 50641–94 только для профиля D.</p> <p>5 Предельные отклонения размера $d - h_1$.</p> <p>6 Накопленная погрешность размера для всех канавок шкива по ГОСТ Р 50641–94 не должна превышать для сечений: Z(SPZ) и A(SPA) – $\pm 0,6$ мм; B(SPB) – $\pm 0,8$ мм; C(SPC) – $\pm 1,0$ мм; P $\pm 1,2$ мм.</p>							

2 Пример расчета червячной передачи

Основные расчетные формулы и таблицы для нахождения значений по расчету червячной передачи представлены в пособии [1, с. 75–101].

Рассчитать червячную передачу с цилиндрическим архимедовым червяком.

Исходные данные: передаточное число передачи $u = 20$, частота вращения червяка $n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения червячного колеса $n_2 = 100 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на валу колеса $T_2 = 306,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, расчетный ресурс передачи $L_h = 10 \cdot 10^3 \text{ ч}$, режим нагружения – постоянный, вращение валов червяка и колеса не-реверсивные, расстояние между опорами червячного вала $l = 220 \text{ мм}$, расположение червяка – верхнее, охлаждение редуктора – принудительный воздушный обдув корпуса вентилятором в виде крыльчатки, установленной на валу червяка.

Решение

1. Ориентировочную скорость скольжения в зацеплении определяем при значении вращающего момента на червячном колесе $T_2 = 306,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и частоте вращения червяка $n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}$ [1, с. 78, формула (5.1)]:

$$V_s \gg 4,5 \times 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \times 10^{-4} \times 2000 \sqrt[3]{360} = 6,06 \text{ м/с.}$$

2. Учитывая значение найденной скорости скольжения $V_s = 6,06 \text{ м/с}$ ($6,06 < 25$) и технологические возможности центробежной отливки венца червячного колеса, выбираем в качестве материала венца червячного колеса оловянную бронзу БрО10Н1Ф1 с пределом прочности $\sigma_b = 290 \text{ МПа}$ и пределом текучести $\sigma_T = 170 \text{ МПа}$ [1, с. 78–79, таблица 5.1]:

Выбранная бронза БрО10Н1Ф1 относится к группе материалов I по антизадириным и антифрикционным свойствам и должна применяться в паре с поверхностью витков червяка, закаленной до твердости с пределом 45...62 HRC₃.

По таблице [1, с. 79–80, таблица 5.2] принимаем в качестве материала червяка сталь 25ХГТ и назначаем термообработку – цементацию с закалкой до твердости поверхности витка 58...63 HRC. В связи с применением группы материалов I венца, в частности, бронзы БрО10Н1Ф1, назначаем шлифование поверхности витков червяка.

3. Учитывая заданный постоянный режим нагружения червячной передачи, определяем расчетное число циклов для расчета по контактным N_H и изгибным напряжениям N_F при частоте вращения червячного колеса $n_2 = 100 \text{ мин}^{-1}$ и расчетной долговечности $L_h = 10 \cdot 10^3 \text{ ч}$ [1, с. 80, формула (5.2)]:

$$N_H = N_F = 60 \times 100 \times 10 \times 10^3 = 6 \times 10^7 \text{ ч.}$$

4. Находим допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса для группы материалов I червячного венца (бронзы БрО10Н1Ф1 с пределом текучести $\sigma_T = 170 \text{ МПа}$) при скорости скольжения $V_s = 6,06 \text{ м/с}$ и твердости поверхности витка 58...63 HRC [1, с. 80, формула (5.3)]:

$$[s_H] = s_{H0} Z_N C_V = 237,8 \times 0,8 \times 0,8 = 167,5 \text{ МПа,}$$

где $[s_{H0}] = (0,75 \dots 0,90) \sigma_b = 0,82 \cdot 290 = 237,8 \text{ МПа}$ – значение предела контактной выносливости поверхностей зубьев для червяков при HRC ≥ 45 ;

Z_N – коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{6 \times 10^7}} = 0,8;$$

C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев в зависимости от скорости скольжения, $C_V = 0,88$ [1, с. 80, таблица 5.3].

5. Рассчитываем межосевое расстояние передачи при значении вращающего момента $T_2 = 306,6 \text{ Н·м}$, допускаемом контактом напряжении $[s_H] = 167,5 \text{ МПа}$ и предварительно принятом значении коэффициента расчетной нагрузки $K_H = 1,1$ [1, с. 81, формула (5.8)]:

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_H}{[s_H]^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 306,6 \times 1,1}{167,5^2}} = 139,7 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9144–93 [1, с. 82, таблица 5.4] принимаем $a_w = 140 \text{ мм}$.

6. В зависимости от передаточного числа передачи $u = 20$ назначаем число витков червяка $z_1 = 2$ [1, с. 82, таблица 5.5].

7. Находим число зубьев червячного колеса [1, с. 82, формула (5.9)]:

$$z_2 = z_1 u = 2 \times 20 = 40.$$

8. Фактическое значение передаточного числа передачи

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20.$$

не отличается от заданного $u = 20$ и соответствует стандартному значению по ГОСТ 2144–76 (таблица 5.6).

9. Определяем ориентировочное значение модуля [1, с. 82, формула (5.10)]:

$$m \approx \frac{(1,5 \dots 1,7) a_w}{z_2} = \frac{(1,5 \dots 1,7) \times 40}{40} = 5,25 \dots 5,95 \text{ мм}$$

и по таблице принимаем из предпочтительного ряда $m = 5$ мм [1, с. 83, таблица 5.7].

10. Находим ориентировочное значение коэффициента диаметра [1, с. 83, формула (5.11)]:

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \times 40}{5} - 40 = 16.$$

С учетом обеспечения жесткости должно выполняться условие

$$q \geq 0,212 z_2 = 0,212 \times 40 = 8,48.$$

С учетом рекомендуемого сочетания модуля $m = 5,0$ мм и числа витков червяка $z_1 = 2$ со значением коэффициента диаметра принимаем $q = 16$. [1, с. 83, таблица 5.8]. Максимально возможное значение q принято из условия обеспечения жесткости и прочности червяка.

11. В соответствии с требованиями ГОСТ 2144–93 принимаем правое направление линии витка червяка.

12. Находим фактическое значение межосевого расстояния [1, с. 84, формула (5.13)]:

$$a_w = 0,5m(z_2 + q) = 0,5 \times 5(40 + 16) = 140 \text{ мм.}$$

Найденное значение соответствует стандартному [1, с. 82, таблица 5.4], скорректировать червячное колесо нет необходимости. Принимаем коэффициент смещения $x_2 = 0$.

13. Определяем геометрические параметры червячной передачи [1, с. 84–85, таблица 5.10].

Делительные диаметры червяка и червячного колеса:

$$d_1 = qm = 16 \times 5 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_2 = z_2 m = 40 \times 5 = 200 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин витков червяка и зубьев червячного колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \times 5 = 90 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2)m = 200 + 2(1 + 0) \times 5 = 210 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин витков червяка и зубьев червячного колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \times 5 = 68 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1 - x_2) = 200 - 2 \times 5(1,2 - 0) = 180 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \approx d_{a2} + \frac{6m}{(z_1 + 2)} = 210 + \frac{6 \times 5}{(2 + 2)} = 217,5 \text{ мм;}$$

$$d_{am2} = 217 \text{ мм.}$$

Радиус кривизны переходной кривой червяка

$$r_{f1} = 0,3m = 0,3 \times 5 = 1,5 \text{ мм}$$

соответствует ряду линейных размеров ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1, приложение А].

Радиус кривизны линии притупления витка червяка

$$r_{к1} = 0,1m = 0,1 \times 5 = 0,5 \text{ мм}$$

соответствует ряду линейных размеров ГОСТ 6636–69 [1, таблица А.1, приложение А].

Радиус выемки поверхности вершин зубьев колеса R_a при коэффициенте диаметра $q = 16$ и модуле $m = 5$ мм

$$R_a = (0,5q - 1)m = (0,5 \cdot 16 - 1)5 = 35 \text{ мм}$$

соответствует ряду линейных размеров ГОСТ 6636–69.

Ширина венца червячного колеса при диаметре вершин витков червяка зубьев червячного колеса $d_{a1} = 90$ мм

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \times 90 = 67,5 \text{ мм.}$$

Принимаем из ряда линейных размеров [1, таблица А.1 приложения А] $b_2 = 67$ мм.

Определяем делительный угол подъема витка червяка [1, с. 85, таблица 5.11]. При $q = 16$ и $z_1 = 2$ делительный угол $\gamma = 7^\circ 07' 30''$, или $\gamma = 7,12^\circ$.

Параметры витков исходного и производящего червяка регламентированы ГОСТ 19036–81.

При $x_2 = 0$ и $z_2 = 2$ длина нарезной части червяка [1, с. 86, таблица 5.12]

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \times 40)5 = 67 \text{ мм.}$$

В связи с применением шлифованного червяка с модулем $m = 5$ мм полученную длину b_1 увеличиваем на 25 мм, т. е. окончательно принимаем по ГОСТ 6636–69 $b_1 = 67 + 25 = 92$ мм.

14. Для определения действительной скорости скольжения в зацеплении при делительных диаметрах червяка $d_1 = 80$ мм и червячного колеса $d_2 = 200$ мм, частотах вращения червяка $n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и червячного колеса $n_2 = 100 \text{ мин}^{-1}$ предварительно определяют окружную скорость червяка и колеса [1, с. 86, формула (5.15)]:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \times 80 \times 2000}{60000} = 8,37 \text{ м/с}; \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000} = \frac{3,14 \times 200 \times 100}{60000} = 1,05 \text{ м/с}.$$

Действительная скорость скольжения [1, с. 85, формула (5.15)]:

$$V_{\text{ск}} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \sqrt{8,37^2 + 1,05^2} = 8,43 \text{ м/с}.$$

15. Для действительной скорости скольжения $V_{\text{ск}} = 8,43$ м/с принимаем степень точности 7 по ГОСТ 3675–81 [1, с. 87, таблица 5.13].

16. При известной скорости скольжения $V_{\text{ск}} = 8,43$ м/с и степени точности 7 принимаем значение коэффициента динамической нагрузки $K_{HV} = 1,2$ [1, с. 87, таблица 5.14].

17. Определяем значение коэффициента концентрации нагрузки при числе зубьев колеса $z_2 = 40$ [1, с. 87, формула (5.16)]:

$$K_{Hb} = 1 + \frac{z_2}{z_f} \frac{\sigma_H}{\sigma_F} (1 - K_p) = 1 + \frac{40}{171} \frac{\sigma_H}{\sigma_F} (1 - 1) = 1,0,$$

где K_f – коэффициент деформации червяка при $q = 16$ и $z_2 = 2$ [1, с. 87, таблица 5.15];

$K_p = 1,0$ – вспомогательный коэффициент при постоянном режиме нагружения.

18. Находим уточненное значение коэффициента расчетной нагрузки [1, с. 87, формула (5.17)]:

$$K_H = K_{Hb} K_{HV} = 1,0 \times 1,2 = 1,2.$$

19. Проверяем передачу на контактную выносливость при делительном диаметре червячного колеса $d_2 = 200$ мм, вращающем моменте на колесе $T_2 = 306,6$ Н [1, с. 88, формула (5.18)]:

$$s_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}} = \frac{480}{200} \sqrt{\frac{10^3 \times 306,6 \times 1,2}{80}} = 162,8 \text{ МПа} > [s_H] = 167,5 \text{ МПа},$$

где начальный диаметр червяка при коэффициенте смещения червяка $x_1 = 0$

$$d_{w1} = m(q + 2x_1) = 5(16 + 2 \times 0) = 80 \text{ мм.}$$

Передача недогружена, т. к. $\sigma_H = 162,8 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 167,5 \text{ МПа}$.

Степень недогрузки [1, с. 88, формула (5.19)]:

$$Ds_H = \left| \frac{s_H - [s_H]}{[s_H]} \right| \times 100 \% = \left| \frac{162,8 - 167,5}{167,5} \right| \times 100 \% = 2,8 \% < 5 \%$$

находится в допустимых пределах.

20. Рассчитываем действительное значение КПД передачи при делительном угле червяка $\gamma = 7,12^\circ$ [1, с. 88, формула (5.20)]:

$$h = 0,96 \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\rho + \gamma)} = 0,96 \frac{\text{tg} 7,12}{\text{tg}(7,12 + 1,7)} = 0,77,$$

где $\rho = 1^\circ 15'$ – угол трения при скорости скольжения $V_{\text{ск}} = 5,9 \text{ м/с}$ колеса из оловянной бронзы группы I, твердости поверхности зубьев колеса 58...63 HRC при шлифованном и полированном червяке [1, с. 89, таблица 5.16].

21. Определяем уточненный вращающий момент на червяке при вращающем моменте на колесе $T_2 = 306,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, фактическом значении переданного числа $u_\phi = 20$ и действительном КПД передачи $\eta = 0,8$ [1, с. 88, формула (5.21)]:

$$T_1 = \frac{T_2}{u_\phi h} = \frac{306,6}{20 \times 0,77} = 19,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

22. Находим значения сил в зацеплении червяка и червячного колеса при вращающих моментах на червяке $T_1 = 19,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и колесе $T_2 = 306,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, делительных диаметрах червяка $d_1 = 80 \text{ мм}$ и колеса $d_2 = 200 \text{ мм}$, угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ [1, с. 90, формулы (5.22–5.24)]:

– окружная сила на колесе (осевая на червяке)

$$F_{t2} = F_{a2} = \frac{2T_2 \times 10^3}{d_2} = \frac{2 \times 306,6 \times 10^3}{200} = 3066,6 \text{ Н};$$

– окружная сила на червяке (осевая на колесе)

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \times 10^3}{d_1} = \frac{2 \times 9,2 \times 10^3}{80} = 480 \text{ Н};$$

– радиальная сила

$$F_{r1(2)} \gg F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 3066,6 \operatorname{tg} 20^\circ = 1115,9 \text{ Н}.$$

23. Определяем допускаемое напряжение при изгибе для неревверсивной передачи [1, с. 91, формула (5.25)]:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\text{lim}} Y_N = 80 \times 0,90 = 72 \text{ МПа},$$

где $\sigma_F = 80 \text{ МПа}$ – предел выносливости зубьев червячного колеса из бронзы БрО10Н1Ф1 при центробежном способе отливки, твердости рабочих витков червяка $H \geq 45 \text{ HRC}$ [1, с. 91, таблица 5.17];

Y_N – коэффициент долговечности [1, с. 91, формула (5.29)], при значении расчетного числа циклов $N_F = 60 \cdot 10^6$ (см. п. 3 примера расчета)

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{60 \times 10^6}} = 0,82$$

находится в разрешенных пределах [1, с. 91, формула (5.29)]: $0,54 \leq Y_N \leq 1$.

Проверяем передачу на изгиб при известных значениях окружной силы на колесе $F_{t2} = 3066,6 \text{ Н}$, модуле передачи $m = 5 \text{ мм}$, коэффициенте диаметра $q = 16$ [1, с. 91, формула (5.30)],

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t2} K_F}{1,3 m^2 q} = \frac{1,48 \times 3066,6 \times 2}{1,3 \times 5^2 \times 16} = 10,9 \text{ МПа}.$$

Здесь $Y_{F2} = 1,55$ – по таблице 5.18 при расчете эквивалентного числа зубьев колеса по [1, с. 91, формула (5.31)], (число зубьев колеса $z_2 = 40$, делительный угол наклона витков червяка $\gamma = 17,3^\circ$)

$$z_{u2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{(\cos 17,3)^\circ} = 44,7 \text{ зубьев}$$

и округлении до целого числа $z_2 = 45$ зубьев.

Коэффициент нагрузки K_F численно равен коэффициенту нагрузки при проверке передачи на контактную прочность $K_H = 1,2$ (см. п. 18 примера расчета).

Передача на напряженном изгибе работоспособна. Условие прочности выполняется: $\sigma_{F2} = 10,9 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 72 \text{ МПа}$.

24. Проверяем червяк на жесткость при расстоянии между опорами $l = 220 \text{ мм}$, значении радиальной силы $F_{r1} = 1115,9 \text{ Н}$ и окружной силы $F_{t1} = 480 \text{ Н}$ на червяке в зацеплении [1, с. 92, формула (5.32)]

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48EI_{\text{пр}}} = \frac{220^3 \sqrt{1115,9^2 + 480^2}}{48 \times 2,1 \times 10^5 \times 125975,4} = 0,0102 \text{ мм},$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости материала червяка (стали);

$I_{\text{пр}}$ – значение приведенного момента инерции нарезного сечения червяка при значениях диаметра впадин $d_{f1} = 68 \text{ мм}$ и вершин $d_{a1} = 90 \text{ мм}$ витков червяка [1, с. 92, формула (5.33)]

$$I_{\text{пр}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \times 0,375 + 0,624 \frac{d_{a1}^4}{64} = \frac{3,14 \times 68^4}{64} \times 0,375 + 0,624 \times \frac{90^4}{64} = 125975,4 \text{ мм}^4.$$

Найденное значение прогиба $f = 0,0102 \text{ мм}$ меньше допустимого значения, определенного

$$[f] = (0,005 \dots 0,010) m = (0,005 \dots 0,010) 5 = 0,025 \dots 0,050 \text{ мм}.$$

Условие прочности и жесткости червяка выполняется.

25. Выполняем тепловой расчет передачи.

При межосевом расстоянии $a_w = 140 \text{ мм}$ приближенно принимаем требуемую площадь теплоотвода редуктора $A = 0,43 \text{ м}^2$ [1, с. 93, таблица 5.19].

Находим рабочую температуру смазочного материала в картере при температуре воздуха вне корпуса $t_b = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, КПД передачи $\eta = 0,77$ [1, с. 92, формула (5.35)]

$$t_m = \frac{t_b + P_1(1 - h)}{K_t A} = \frac{20 + 4021(1 - 0,8)}{32,7 \times 0,43} = 58,7 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где P_1 – мощность на червяке при моменте $T_1 = 19,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и частоте вращения червяка $n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}$:

$$P_1 = \frac{T_1 n_1 \times 10^3}{9550} = \frac{19,2 \times 2000 \times 10^3}{9550} = 4020 \text{ Вт};$$

$K_t = 32,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопередачи при воздушном обдуве корпуса редуктора и частоте вращения крыльчатки вентилятора $n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}$ [1, с. 93, таблица 5.20].

Рабочая температура $t_m = 58,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ меньше допускаемой температуры для смазочных материалов общемашиностроительного применения $[t_m] = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \dots 90 \text{ } ^\circ\text{C}$.

26. Определяем требуемую вязкость масла в зависимости от контактного напряжения в зацеплении $\sigma_H = 167,5 \text{ МПа} \leq 200 \text{ МПа}$ и фактической скорости скольжения колес $V_{ск} = 8,43 \text{ м/с}$. Выбираем вязкость $15 \text{ мм}^2/\text{с}$ [5, с. 200, таблица 11.1; таблица Ф.1, приложение Ф]. Этой вязкости соответствует масло И-Т-С-320 с обозначение по ГОСТ 17479.1-87 [5, с. 200, таблица 11.2; таблица Ф.2, приложение Ф]. Марка данного масла ИПП-182 по нормативному документу ТУ-0253-053-00151911–2008 завода изготовителя [10; таблица Ф.3, приложение Ф].

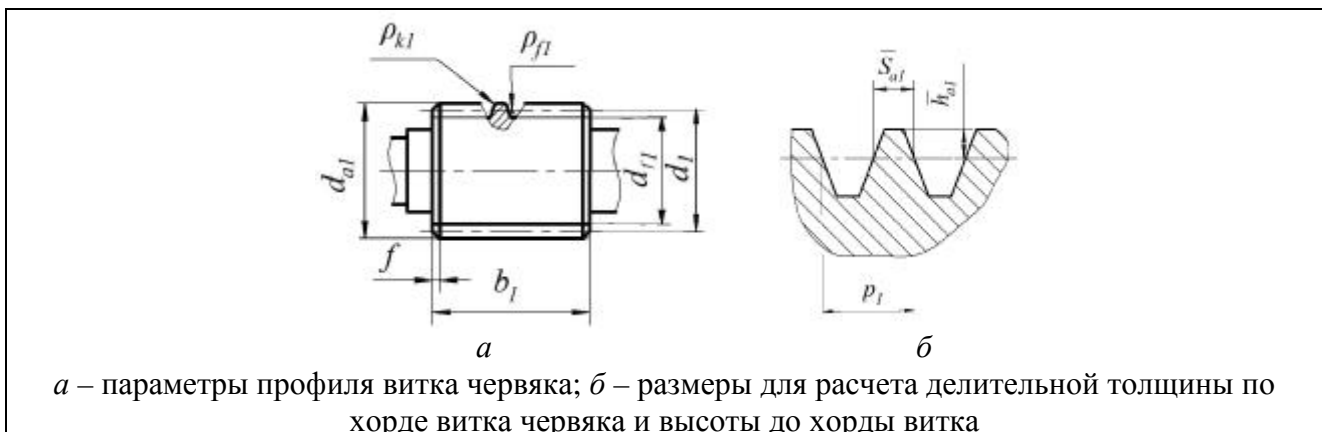
Назначаем способ смазки – окунание колеса в смазочный материал.

Объем смазки при $P_1 = 4020 \text{ Вт} = 4,02 \text{ кВт}$ принимаем

$$V_m \approx 0,25 \times P_1 = 0,25 \times 4,02 = 1,005 \text{ л.}$$

Таблица Х.11 – Червяки. Конструкция и размеры [16]

В миллиметрах



Элемент колеса	Размер	Значение
Диск	Толщина	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 10; \gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	$d_o \geq 25 \text{ мм};$ $n_o = 4 \dots 6$
Примечания 1 При определении длины ступицы $l_{ст}$ числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке. 2 На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = 0,5m$ с округлением до стандартного значения по таблице 19 [16, с. 46]. 3 Угол фаски $\alpha_\phi = 45^\circ$.		

3. Пример расчета конической передачи

Основные расчетные формулы и таблицы для нахождения значений по расчету конической передачи представлены в пособии [1, с. 31–64].

Рассчитать коническую прямозубую передачу.

Исходные данные: передаточное число $u = 3$, частота вращения шестерни $n_1 = 1455 \text{ мин}^{-1}$, вращающие моменты $T_1 = 44,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 128,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$ соответственно на шестерне и колесе, расчетный ресурс передачи $L_h = 3200 \text{ ч}$, режим работы – тяжелый.

Решение

1. Выбираем материал шестерни: сталь 40ХН (поверхностная закалка ТВЧ), $\sigma_B = 920 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$, 48...53 HRC [1, с. 33, таблица 4.1]. Для колеса подбираем – сталь 40ХН (улучшение), $\sigma_B = 920 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$, 269...302 HB [1, с. 33, таблица 4.1].

2. Определяем допускаемое контактное напряжение [1, с. 34, формула (4.1)].

Предел контактной выносливости [1, с. 35, таблица 4.2]

$$\sigma_{Hlimb1} = 17\text{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2\text{HB} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642 \text{ МПа}.$$

Расчетное число циклов напряжений [1, с. 36, формула (4.5)]

$$N_{K1} = 60n_1L_h = 60 \cdot 1455 \cdot 3200 = 279,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = 60n_2L_h = 60 \cdot 487 \cdot 3200 = 93,5 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов [1, с. 38]

$$N_{HE} = K_{HE}N_K,$$

где $K_{HE} = 0,5$ (при тяжелом режиме нагружения [1, с. 38, таблица 4.4]).

$$N_{HE1} = 0,5 \cdot 279,4 \cdot 10^6 = 139,7 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 0,5 \cdot 93,5 \cdot 10^6 = 46,8 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности [1, с. 36, формула (4.3)]

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}},$$

где N_{Hlim} – базовое число циклов $N_{Hlim1} = 84 \cdot 10^6$; $N_{Hlim2} = 23 \cdot 10^6$ [1, с. 36, таблица 4.3].

Так как $N_{HE1} > N_{Hlim1}$, $Z_{N1} = 1$; $N_{HE2} > N_{Hlim2}$, $Z_{N2} = 1$.

Допускаемые контактные напряжения

$$[s_H] = \frac{s_{Hlim} Z_N}{S_{Hmin}},$$

где S_{Hmin} – коэффициент безопасности, $S_{Hmin1} = 1,2$; $S_{Hmin2} = 1,1$ [1, с. 35, таблица 4.2]

$$[s_H]_1 = \frac{1050 \text{ МПа}}{1,2} = 875 \text{ МПа};$$

$$[s_H]_2 = \frac{642 \text{ МПа}}{1,1} = 584 \text{ МПа}.$$

Тогда расчетное значение допускаемого напряжения для конической передачи при большой разности значений твердости шестерни и колеса [1, с. 37, формула (4.8)]

$$[s_H]_{min} \leq [s_H] = 0,45([s_H]_1 + [s_H]_2) \leq 1,15[s_H]_2;$$

Тогда $[\sigma_H] = 0,45(875 + 584) = 657 \text{ МПа} < 1,15[\sigma_H]_2 = 1,15 \times 584 = 672 \text{ МПа}$.

Следовательно, $[\sigma_H] = 657 \text{ МПа}$.

3. Определяем допускаемое напряжение изгиба [1, с. 37, формула (4.9)]

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}}{S_{F\text{min}}} Y_S Y_N,$$

где $\sigma_{F\text{limb}}$ – предел выносливости по напряжениям изгиба [1, с. 35, таблица 4.2]:

$$\sigma_{F\text{limb}1} = 550 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\text{limb}2} = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \cdot 286 = 515 \text{ МПа}.$$

$S_{F\text{min}}$ – коэффициент безопасности, $S_{F\text{min}} = 1,75$ [1, с. 35, таблица 4.2];

Y_S – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (передача нереверсивная), $Y_S = 1$ [1, с. 37, пояснения к формуле (4.9)];

Y_N – коэффициент долговечности.

Для улучшения и закалки

$$1 \leq Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F\text{lim}}}{N_{FE}}} \leq 4,$$

где $N_{F\text{lim}}$ – базовое число циклов напряжений, $N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$ [1, с. 37, формула (4.10)];

N_{FE} – эквивалентное число циклов напряжений [1, с. 38]:

$$N_{FE} = K_{FE1} N_K,$$

где $K_{FE1} = 0,2$; $K_{FE2} = 0,3$ [1, с. 41, таблица 4.4].

Тогда

$$N_{FE1} = 0,2 \cdot 279,4 \cdot 10^6 = 55,9 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 0,3 \cdot 93,5 \cdot 10^6 = 28 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{F\text{lim}1} < N_{FE1}$, то $Y_{N1} = 1$; так как $N_{F\text{lim}2} < N_{FE2}$, то $Y_{N2} = 1$.

$$[\sigma_F]_1 = \frac{550}{1,75} \times 1 = 314 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{515}{1,75} \times 1 \times 1 = 294 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения при перегрузках [1, с. 39]:

$$[\sigma_H]_{\max 1} = 43 \text{HRC} = 43 \cdot 50 = 2150 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,6\sigma_B = 0,6 \cdot 920 = 552 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа.}$$

4. Определяем расчетный внешний диаметр колеса [1, с. 57, формула (4.49)]

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u \times 10^3}{[\sigma_H]^2 J_H}},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, $K_d = 165$;

T_2 – вращающий момент на колесе, $T_2 = 128,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,2$ [1, с. 42, рисунок 4.5].

Определим значение

$$\frac{K_{be} u_\sigma}{2 - K_{be}} = \frac{0,28 \times 3}{2 - 0,28} = 0,49,$$

где $K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = 0,25 \dots 0,30$ – коэффициент ширины, принимаем $K_{be} = 0,28$;

K_H – коэффициент вида зубьев, $K_H = 0,85$ [1, с. 57, пояснения к формуле (4.49)].

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{128,1 \times 1,2 \times 3 \times 10^3}{657^2 \times 0,85}} = 177,9 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_{e2} = 180 \text{ мм}$ и назначаем ширину венца $b_2 = 28 \text{ мм}$ [1, с. 58, таблица 4.17].

5. Вычисляем число зубьев колеса [1, с. 59, формула (4.52)]

$$z_2 = C \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}} = 14 \sqrt[5]{3} \sqrt[6]{180} = 51,6,$$

где $C = 14$ – коэффициент [1, с. 45, таблица 4.9].

Принимаем $Z_2 = 52$.

Определяем число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{52}{3} = 17,4$. Принимаем $Z_1 = 17$.

6. Рассчитываем действительное передаточное число

$$u_d = \frac{z_2}{z_1} = \frac{52}{17} = 3,06.$$

Отклонение от заданного [1, с. 59]

$$Du = \frac{u_d - u}{u} 100 \% = \frac{3,06 - 3,0}{3,0} 100 \% = 2 \% \leq 4 \%.$$

7. Определяем внешний окружной модуль [1, с. 59, формула (4.53)]

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{180}{52} = 3,462 \text{ мм.}$$

Округлять m_e до стандартного значения для конических колес не обязательно.

8. Рассчитываем основные геометрические параметры передачи.

Углы делительных конусов [1, с. 60, формула (4.55)]

$$\delta_2 = \arctg \frac{z_2}{z_1} = \arctg \frac{52}{17} = 71,9^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 71,9^\circ = 18,1^\circ.$$

Внешние диаметры:

– делительные [1, с. 60, формула (4.58)]:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,462 \times 17 = 58,85 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = m_e z_1 = 3,462 \times 52 = 180 \text{ мм};$$

– вершин зубьев [1, с. 61, формула (4.60)]:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 58,85 + 2 \times 3,462 \cos 18,1^\circ = 65,8 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 180 + 2 \times 3,462 \cos 71,9^\circ = 182,2 \text{ мм}.$$

Внешнее конусное расстояние [1, с. 60, формула (4.56)]:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \times 3,462 \sqrt{17^2 + 52^2} = 94,7 \text{ мм}.$$

Уточняем значение коэффициента ширины:

$$K_{be} = \frac{b_2}{R_e} = \frac{28}{94,7} = 0,296.$$

Средние делительные диаметры [1, с. 61, формула (4.61)]:

– шестерни: $d_1 = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}) = 58,85(1 - 0,5 \times 0,296) = 50,1 \text{ мм};$

– колеса: $d_2 = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}) = 180(1 - 0,5 \times 0,296) = 153,4 \text{ мм}.$

9. Рассчитываем силы в зацеплении.

Окружная сила на среднем диаметре [1, с. 61, формула (4.63)]:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 \times 10^3 \times 44,6}{50,1} = 1780,4 \text{ Н}.$$

Осевая сила [1, с. 61, формула (4.64)]:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 1780,4 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 18,1^\circ = 201,3 \text{ Н}.$$

Радиальная сила [1, с. 61, формула (4.65)]:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 1780,4 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 18,1^\circ = 616 \text{ Н}.$$

10. Вычисляем окружную скорость колес на среднем диаметре [1, с. 62, формула (4.68)]:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 10^3} = \frac{\pi \times 50,1 \times 455}{60 \times 10^3} = 3,82 \text{ м/с.}$$

Выбираем степень точности 8 [1, с. 53, таблица 4.16].

11. Выполняем проверочный расчет передачи на контактную выносливость [1, с. 63, формула (4.71)]:

$$\sigma_H = \frac{1900}{d_{e2}} \sqrt{\frac{10^3 T_{2y} K_H u_{\delta d}}{d_{e2} J_H}} \leq [\sigma_H]_6,$$

где $T_{2y} = \frac{T_2 u_d}{i} = \frac{128,1 \times 3,06}{3,00} = 130,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – уточненный момент на колесе;

K_H – коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зацепляющимися парами зубьев, $K_{H\alpha} = 1$ [1, с. 43]

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta} = 1,21$ при $k_{be} = 0,296$ и $u_d = 3,06$ [1, с. 42, рисунок 4.5];

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку внутри передачи, $K_{HV} = 1,15$ [1, с. 47, таблица 4.11].

Тогда $K_H = 1 \cdot 1,21 \cdot 1,15 = 1,39$.

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{1900}{180} \sqrt{\frac{10^3 \times 130,8 \times 1,39 \times 3,06}{180 \times 0,85}} = 636,5 \text{ МПа.}$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 657 \text{ МПа}$.

$$\text{Недогрузка } D = \left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{\sigma_H} \right| 100 \% = \left| \frac{636,5 - 657}{636,5} \right| 100 \% = 3,22 \% \leq 5 \%. \text{ [1, с. 55]}$$

12. Выполняем проверочный расчет выносливости при изгибе зубьев колеса [1, с. 55, формула (4.47)]:

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 T_{2y} K_F Y_{F2}}{d_{e2} b_2 m_e J_F} \leq [\sigma_F]_2,$$

где K_F – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев (для прямозубой передачи $K_{F\alpha} = 1$) [1, с. 43];

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба (для $K_{be} = 0,296$ и $u_d = 3,06$, $K_{F\beta} = 1,42$ [1, с. 42, рисунок 4.5];

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку внутри передачи, $K_{FV} = 1,36$ [1, с. 47, рисунок 4.12];

$$K_F = 1 \times 1,42 \times 1,36 = 1,93.$$

По эквивалентному числу зубьев [1, с. 64, формула (4.74)]:

$$z_{u2} = \frac{z_2}{\cos d_2} = \frac{52}{\cos 71,9} = 167,4,$$

где коэффициент формы зуба колеса $Y_{F2} = 3,6$ [1, с. 56, рисунок 4.8];

J_F – коэффициент вида зубьев, $J_F = 0,85$ [1, с. 57, пояснения к формуле (4.49)]:

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 \times 30,8 \times 1,93 \times 3,6}{180 \times 28 \times 3,462 \times 0,85} = 142,8 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 294 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

13 Проверяем прочность при перегрузках. Для выбранного двигателя $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 2,2$ [1, с. 22–23, таблицы 3.4, 3.5), т. е. возможна перегрузка в 2,2 раза, тогда

максимальные контактные напряжения [1, с. 56, формула (4.48)]:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 636,5 \sqrt{2,2} = 944 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max 2} = 2100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 142,8 \times 2,2 = 314,2 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max 2} = 600 \text{ МПа.}$$

Прочность при перегрузках обеспечена.

Таблица X.13 – Конструктивные параметры конических зубчатых колес [16]

В миллиметрах

Элемент колеса	Параметр			
		Способ получения заготовки		
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>b</i> – ковка	<i>a</i> – ковка, <i>b</i> – штамповка	<i>a</i> – литые, <i>b</i> – составные
Обод	Диаметр	d_{ae} (определяется при расчете передачи)		
	Толщина	$S = 2,5m_{te}(m_e); S_o \ge 1,2m_{te}(m_e)$		
	Ширина	–	$b_o = S$	$b_o = b$
Ступица	Диаметр внутренний	d (определяется при конструировании валов)		
	Диаметр наружный	$d_{ct} = 1,55d$		
	Толщина	$\delta_{ct} \approx 0,3d$		
	Длина	$l_{ct} = (1,2 \dots 1,5)d$		
Диск	Толщина	<i>C</i> определяется графически	$C = 0,5(S + \delta_{ct}) \ge 0,25b$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \ge 1$	$R \ge 1;$ $R_1 \ge 6;$ $\gamma \ge 7^\circ$	$R \ge 10;$ $\gamma \ge 7^\circ$
	Отверстия	–	–	$d_o \ge 25 \text{ мм}$ $n_o = 4 \dots 6$
<p>Примечания</p> <p>1 При определении длины ступицы l_{ct} числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.</p> <p>2 На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = 0,5m_{te}(m_e)$ с округлением до стандартного значения по таблице 19 [16, с. 46].</p> <p>3 Фаски снимают параллельно оси отверстия.</p> <p>4 Колеса конструируются со ступицей, выступающей за торец диска со стороны большого конуса; при этом размер K принимается конструктивно.</p>				

ДЛЯ ЗАМЕТОК

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА.
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Учебно-методическое пособие

Составители:
**Основин Виктор Николаевич,
Жаркова Лилия Сергеевна,
Клавсуть Петр Владимирович и др.**

Ответственный за выпуск *В. Н. Еднач*
Корректор *Г. В. Анисимова*
Компьютерная верстка *Д. А. Пекарского*
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 03.06.2022. Формат 60×84¹/₈.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 28,83. Уч.-изд. л. 11,27. Тираж 99 экз. Заказ 45.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–1, 220023, Минск.