



Отчет о проверке

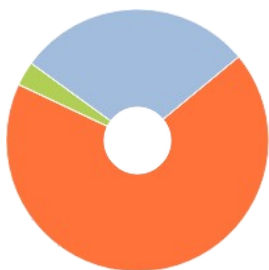
Автор: Шаров Д В

Проверяющий: Прасолов Сергей Геннадиевич Кафедра НМиМ Основное место работы

Название документа: Механика 4_MC6п-2105в_Шаров Д.В.

Организация: Тольяттинский государственный университет

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕРКИ



Совпадения:
67,93%



Оригинальность:
29,4%



Цитирования:
2,67%



Самоцитирования:
0%



1

«Совпадения», «Цитирования», «Самоцитирования», «Оригинальность» являются отдельными показателями, отображаются в процентах и в сумме дают 100%, что соответствует полному тексту проверяемого документа.

- **Совпадения** — фрагменты проверяемого текста, полностью или частично сходные с найденными источниками, за исключением фрагментов, которые система отнесла к цитированию или самоцитированию. Показатель «Совпадения» — это доля фрагментов проверяемого текста, отнесенных к совпадениям, в общем объеме текста.
- **Самоцитирование** — фрагменты проверяемого текста, совпадающие или почти совпадающие с фрагментом текста источника, автором или соавтором которого является автор проверяемого документа. Показатель «Самоцитирования» — это доля фрагментов текста, отнесенных к самоцитированию, в общем объеме текста.
- **Цитирования** — фрагменты проверяемого текста, которые не являются авторскими, но которые система отнесла к корректно оформленным. К цитированиям относятся также шаблонные фразы; библиография; фрагменты текста, найденные модулем поиска «СПС Гарант: нормативно-правовая документация». Показатель «Цитирования» — это доля фрагментов проверяемого текста, отнесенных к цитированию, в общем объеме текста.
- **Текстовое пересечение** — фрагмент текста проверяемого документа, совпадающий или почти совпадающий с фрагментом текста источника.
- **Источник** — документ, проиндексированный в системе и содержащийся в модуле поиска, по которому проводится проверка.
- **Оригинальный текст** — фрагменты проверяемого текста, не обнаруженные ни в одном источнике и не отмеченные ни одним из модулей поиска. Показатель «Оригинальность» — это доля фрагментов проверяемого текста, отнесенных к оригинальному тексту, в общем объеме текста.

Обращаем Ваше внимание, что система находит текстовые совпадения проверяемого документа с проиндексированными в системе источниками. При этом система является вспомогательным инструментом, определение корректности и правомерности совпадений или цитирований, а также авторства текстовых фрагментов проверяемого документа остается в компетенции проверяющего.

ИНФОРМАЦИЯ О ДОКУМЕНТЕ

Номер документа: 639

Тип документа: Не указано

Дата проверки: 30.01.2024 10:33:50

Дата корректировки: Нет

Количество страниц: 37

Символов в тексте: 45418

Слов в тексте: 6430

Число предложений: 2313

Комментарий: не указано

ПАРАМЕТРЫ ПРОВЕРКИ

Выполнена проверка с учетом редактирования: Да

Выполнено распознавание текста (OCR): Нет

Выполнена проверка с учетом структуры: Нет

Модули поиска: СМИ России и СНГ*, Переводные заимствования*, Перефразированные заимствования по коллекции Интернет в английском сегменте, Перефразирования по коллекции издательства Wiley, Диссертации НББ, Перефразирования по коллекции IEEE, Сводная коллекция ЭБС, Шаблонные фразы, Перефразирования по Интернету (EN), Переводные заимствования по eLIBRARY.RU (EnRu), Патенты СССР, РФ, СНГ, Переводные заимствования по Интернету (EnRu), Цитирование, Библиография, Перефразирования по СПС ГАРАНТ: аналитика, ИПС Адилет, Издательство Wiley, Кольцо вузов, eLIBRARY.RU, Коллекция НБУ, Переводные заимствования по коллекции Интернет в английском сегменте, Сводная коллекция РГБ, Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте, Медицина, СПС ГАРАНТ: аналитика, Перефразирования по Интернету, Перефразированные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте, Переводные заимствования по коллекции Гарант: аналитика, СПС ГАРАНТ: нормативно-правовая документация, Переводные заимствования (RuEn), Перефразирования по eLIBRARY.RU, Интернет Плюс*, Переводные заимствования издательства Wiley, IEEE, Переводные заимствования IEEE

ИСТОЧНИКИ

№	Доля в тексте	Доля в отчете	Источник	Актуален на	Модуль поиска	Комментарий
[01]	21,73%	0%	https://xn--d1aux.xn--p1ai/wp-con... https://xn--d1aux.xn--p1ai	11 Янв 2021	Интернет Плюс*	
[02]	21,69%	3,67%	Условие http://reshaem.net	19 Фев 2018	Интернет Плюс*	
[03]	16,39%	5,82%	https://studfile.net/preview/16430... https://studfile.net	26 Янв 2024	Интернет Плюс*	
[04]	15,46%	2,74%	https://topuch.com/download/kur... https://topuch.com	14 Ноя 2023	Интернет Плюс*	
[05]	14,86%	1,72%	https://dspace.tltsu.ru/bitstream/... https://dspace.tltsu.ru	26 Июн 2022	Интернет Плюс*	
[06]	14,86%	0%	https://dspace.tltsu.ru/bitstream/... https://dspace.tltsu.ru	18 Ноя 2023	Интернет Плюс*	
[07]	14,61%	0%	Расчет и проектирование червя... https://otherreferats.allbest.ru	21 Июл 2021	Интернет Плюс*	
[08]	14,61%	0%	Расчет и проектирование червя... https://otherreferats.allbest.ru	20 Янв 2020	Интернет Плюс*	
[09]	14,61%	0%	Расчет и проектирование червя... https://otherreferats.allbest.ru	20 Янв 2020	Интернет Плюс*	
[10]	14,53%	2,12%	Условие http://reshaem.net	16 Мар 2021	Интернет Плюс*	
[11]	13,33%	0,61%	аблица 5 http://mybiblioteka.su	23 Янв 2017	Интернет Плюс*	
[12]	12,86%	0,33%	Расчет и проектирование червя... https://otherreferats.allbest.ru	21 Июл 2021	Интернет Плюс*	
[13]	12,86%	0%	Расчет и проектирование червя... https://otherreferats.allbest.ru	16 Apr 2022	Интернет Плюс*	
[14]	10,33%	1,89%	аблица 5 http://mybiblioteka.su	23 Янв 2017	Перефразированные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	
[15]	8,97%	6,65%	аблица 5 http://mybiblioteka.su	01 Янв 2017	Перефразирования по Интернету	
[16]	6,4%	1,73%	Детали машин. Курсовое проект... http://biblioclub.ru	20 Apr 2016	Сводная коллекция ЭБС	
[17]	5,72%	1,42%	[С. А. Чернавский и др. ; ред. С. ... http://dlib.rsl.ru	01 Дек 2014	Сводная коллекция РГБ	
[18]	5,69%	2,07%	Детали машин. Курсовое проект... http://ibooks.ru	09 Дек 2016	Сводная коллекция ЭБС	
[19]	5,69%	0%	735 http://e.lanbook.com	09 Мар 2016	Сводная коллекция ЭБС	
[20]	5,58%	0,16%	https://studfile.net/preview/95947... https://studfile.net	29 Янв 2024	Интернет Плюс*	
[21]	5,52%	0%	https://tms.ystu.ru/kitms=chernav... https://tms.ystu.ru	03 Ноя 2020	Интернет Плюс*	
[22]	5,51%	0,45%	235782 http://biblioclub.ru	19 Apr 2016	Сводная коллекция ЭБС	
[23]	5,46%	1,95%	Записка - Стр 3 https://studfile.net	26 Дек 2023	Интернет Плюс*	

[24]	5,24%	4,41%	[Росдистант] Детали машин и ос... https://studwork.org	13 Дек 2021	Интернет Плюс*
[25]	4,95%	1,87%	30428 http://e.lanbook.com	09 Мар 2016	Сводная коллекция ЭБС
[26]	4,49%	0%	Учебное пособие ДМ.pdf http://zabgu.ru	13 Апр 2021	Интернет Плюс*
[27]	4,49%	2,57%	аблица 5 http://mybiblioteka.su	23 Янв 2017	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте
[28]	4,19%	0,25%	Элементы привода приборов: ра... http://ibooks.ru	09 Дек 2016	Сводная коллекция ЭБС
[29]	4,19%	1,58%	Капитонов И.А._Автоматизирова...	27 Июн 2016	Модуль поиска "ТГУ"
[30]	4,17%	0,07%	Фадеева А.А._Автоматизированн...	27 Июн 2016	Модуль поиска "ТГУ"
[31]	4,14%	0,84%	Проектирование привода шесте... https://otherreferats.allbest.ru	27 Ноя 2020	Интернет Плюс*
[32]	3,82%	2,04%	Выбор электродвигателя и энерг... http://knowledge.allbest.ru	28 Янв 2017	Перефразирования по Интернету
[33]	3,82%	0%	Выбор электродвигателя и энерг... https://knowledge.allbest.ru	15 Июл 2021	Интернет Плюс*
[34]	3,79%	0,53%	ММГ-21-2р Алжанов Б - Проекти...	10 Мая 2023	Кольцо вузов
[35]	3,74%	0,06%	Выбор электродвигателя и энерг... http://bibliofond.ru	раньше 2011	Интернет Плюс*
[36]	3,6%	0%	Расчет и проектирование червя... http://vunivere.ru	31 Мая 2016	Интернет Плюс*
[37]	3,57%	0%	Расчет и проектирование червя... http://vunivere.ru	31 Мая 2016	Интернет Плюс*
[38]	3,49%	2,73%	https://studfile.net/preview/16430... https://studfile.net	26 Янв 2024	Перефразированные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте
[39]	3,33%	0%	В. П. Соколовская Техническая м... http://dlib.rsl.ru	01 Дек 2014	Сводная коллекция РГБ
[40]	3,31%	0,56%	Кинематический расчет привода https://otherreferats.allbest.ru	28 Дек 2018	Интернет Плюс*
[41]	3,22%	0,51%	Расчет и проектирование цепны... https://bibliofond.ru	30 Мая 2021	Интернет Плюс*
[42]	2,93%	2,93%	Разработка эскизной компоновк... https://topuch.com	20 Ноя 2023	Интернет Плюс*
[43]	2,85%	2,59%	9. Смазка редуктора https://studfile.net	12 Янв 2024	Интернет Плюс*
[44]	2,81%	0%	Расчет и проектирование червя... http://vunivere.ru	31 Мая 2016	Перефразированные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте
[45]	2,77%	0%	Выбор электродвигателя и энерг... http://bibliofond.ru	29 Янв 2017	Перефразирования по Интернету
[46]	2,76%	1,11%	Инженерные основы расчетов д... https://book.ru	03 Июл 2017	Сводная коллекция ЭБС
[47]	2,67%	2,67%	не указано	29 Сен 2022	Библиография
[48]	2,6%	0,99%	Расчет и конструирование реме... https://knowledge.allbest.ru	16 Янв 2021	Интернет Плюс*
[49]	2,57%	0%	Расчет и проектирование червя... http://vunivere.ru	31 Мая 2016	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте
[50]	2,49%	0%	http://zabgu.ru/files/html_docum... http://zabgu.ru	18 Июн 2022	Интернет Плюс*
[51]	2,49%	0%	Детали машин. Курсовое проект... http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина
[52]	2,15%	0,48%	https://xn--d1aux.xn--p1ai/wp-con... https://xn--d1aux.xn--p1ai	11 Дек 2023	Интернет Плюс*
[53]	2,07%	0,02%	ММГ-18-2р Оразэлі М Проектир...	27 Ноя 2020	Кольцо вузов
[54]	2,07%	0%	2- Юлдашев А. ММГ-18-2р Проек...	06 Дек 2020	Кольцо вузов
[55]	2,05%	1,68%	ММГ-21-2р Шевчик А.С.-Проекти...	08 Мая 2023	Кольцо вузов
[56]	1,94%	0,43%	Расчет механических приводов ... http://elibrary.ru	01 Янв 2006	eLIBRARY.RU
[57]	1,88%	0,19%	Выбор электродвигателя и энерг... http://bibliofond.ru	раньше 2011	Переводные заимствования по коллекции Интернет в

					русском сегменте	
[58]	1,88%	0,02%	Детали машин и основы констру... http://ibooks.ru	09 Дек 2016	Сводная коллекция ЭБС	
[59]	1,86%	0%	https://tms.ystu.ru/kitms%3Dcher... https://tms.ystu.ru	03 Мар 2022	Интернет Плюс*	
[60]	1,86%	0%	http://grafika.clan.su/knigi/cherna... http://grafika.clan.su	04 Мая 2022	Интернет Плюс*	
[61]	1,86%	0%	[В. Е. Старжинский и др.] ; под р... http://dlib.rsl.ru	01 Дек 2014	Сводная коллекция РГБ	
[62]	1,76%	0%	Расчет и проектирование приво... https://bibliofond.ru	13 Июн 2022	Интернет Плюс*	
[63]	1,72%	0,34%	Основы технической механики http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	
[64]	1,69%	0,13%	Расчет и проектирование цепны... https://knowledge.allbest.ru	13 Дек 2021	Интернет Плюс*	
[65]	1,62%	0%	Расчет и проектирование цепны... https://knowledge.allbest.ru	16 Апр 2022	Интернет Плюс*	
[66]	1,6%	0,46%	ММГ-21-2р Жаданов Артем - Про...	08 Мая 2023	Кольцо вузов	
[67]	1,59%	0,09%	Луночкин М.О._АТс-16016	24 Июн 2021	Модуль поиска "ТГУ"	
[68]	1,55%	0%	Привод рабочей машины - Черт... https://chertezhi.ru	06 Ноя 2023	Интернет Плюс*	
[69]	1,52%	0,07%	Штифтовые соединения https://helpiks.org	13 Дек 2021	Интернет Плюс*	
[70]	1,5%	0,34%	Детали машин и основы констру... http://biblioclub.ru	20 Апр 2016	Сводная коллекция ЭБС	
[71]	1,5%	0%	Курсовая работа: Проектирован... https://bestreferat.ru	22 Фев 2021	Интернет Плюс*	
[72]	1,49%	0,81%	Котов К.В._АТс-16016	03 Мар 2022	Модуль поиска "ТГУ"	
[73]	1,49%	0,04%	В. Н. Бельков, Н. В. Захарова ; Фе... http://dlib.rsl.ru	20 Авг 2018	Сводная коллекция РГБ	
[74]	1,45%	0%	Проектирование механического ... https://bibliofond.ru	20 Окт 2023	Интернет Плюс*	
[75]	1,38%	0%	Детали машин и основы констру... http://studentlibrary.ru	27 Ноя 2017	Сводная коллекция ЭБС	
[76]	1,38%	0%	ISBN9785942756178.txt	26 Окт 2017	Кольцо вузов	
[77]	1,38%	0%	Детали машин и основы констру... http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	
[78]	1,36%	0,45%	Повышение стабильности кинем... http://dep.nlb.by	11 Ноя 2016	Диссертации НББ	
[79]	1,2%	0,52%	Сидоров А.С. Проект реконструк...	22 Июн 2023	Кольцо вузов	
[80]	1,2%	0,2%	ISBN9785942757397.txt	26 Окт 2017	Кольцо вузов	
[81]	1,15%	0%	Расчет и проектирование червя... http://vunivere.ru	08 Янв 2017	Перефразирования по Интернету	
[82]	1,15%	0%	Расчет и проектирование червя... http://vunivere.ru	31 Мая 2016	Перефразированные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	
[83]	1,12%	1,12%	Читать методичка по всему друг... http://referat.co	01 Янв 2017	Перефразирования по Интернету	
[84]	1,11%	0%	ISBN5217031697.txt	26 Окт 2017	Кольцо вузов	
[85]	1%	0%	Проектирование привода к корн... https://vunivere.ru	17 Дек 2023	Интернет Плюс*	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[86]	0,99%	0,99%	Курсовая работа: Проектирован... http://refoteka.ru	22 Янв 2017	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	
[87]	0,99%	0%	Пишем работы на 5+ :: Курсовая ... http://biblo-ok.ru	15 Янв 2017	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	
[88]	0,99%	0%	Курсовая работа: Проектирован... http://fan-5.ru	01 Мар 2016	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	
[89]	0,99%	0%	Реферат: Проектирование элект... http://xreferat.com	15 Мая 2016	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	
[90]	0,98%	0%	ISBN9785217033904.txt	26 Окт 2017	Кольцо вузов	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.

[91]	0,97%	0%	В. Т. Батиенков [и др.] Механика... http://dlib.rsl.ru	29 Мар 2022	Сводная коллекция РГБ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[92]	0,94%	0%	Чугунов Н.Ю._ЭТКбз-1601a	10 Фев 2022	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[93]	0,91%	0%	Выпускная квалификационная р... http://elibrary.ru	23 Сен 2015	eLIBRARY.RU	
[94]	0,9%	0%	Новиков А.Ю._ЭТКбд-1601a	12 Ноя 2021	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[95]	0,83%	0%	Выпускная квалификационная р... http://elibrary.ru	23 Сен 2015	Перефразирования по eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[96]	0,76%	0%	Пыдык А.С._Электростеклоподъё...	17 Июн 2015	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[97]	0,76%	0%	Леушин В.С._Технологический п...	15 Июн 2015	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[98]	0,74%	0%	С. Л. Колесников, Г. Р. Варданян ;... http://dlib.rsl.ru	14 Янв 2020	Сводная коллекция РГБ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[99]	0,69%	0%	Прикладная механика. Детали м... https://elibrary.ru	20 Дек 2022	eLIBRARY.RU	
[100]	0,69%	0%	Гречин В.С._АТс-17016	27 Июн 2022	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[101]	0,69%	0%	Русанов П.П._АТс-1801a	21 Июн 2023	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[102]	0,63%	0%	Vybor_elektrodvigatelya (2) http://studfiles.ru	27 Июл 2016	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	
[103]	0,63%	0%	Электромеханические приводы ... http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[104]	0,59%	0,01%	Проектирование привода скребк... http://bibliofond.ru	03 Мар 2022	Перефразирования по Интернету	
[105]	0,56%	0,56%	Силантьева К.А. МС6-1201_Разра...	23 Июн 2016	Модуль поиска "ТГУ"	
[106]	0,53%	0%	Теоретические и технологическ... http://dep.nlb.by	11 Ноя 2016	Диссертации НББ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[107]	0,47%	0%	Швырялкин Д.А._АТс-16016	02 Июл 2021	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[108]	0,47%	0%	Джавадов Т.Р._АТс-1701a	03 Июл 2022	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[109]	0,47%	0%	Знаменчиков Д.Э._АТ-1501	03 Июл 2020	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[110]	0,47%	0%	Романенко А.Н._ЭТКбп17026	23 Июн 2022	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[111]	0,47%	0%	Бирюков А.М._АТ-1501	03 Июл 2020	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[112]	0,47%	0%	Старицын А.В._ЭТКбд-1702a	21 Ноя 2022	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[113]	0,44%	0%	Злобин Г.Л._ЭЭТбд-16016	21 Фев 2022	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[114]	0,43%	0%	не указано	29 Сен 2022	Шаблонные фразы	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[115]	0,42%	0%	Дипломное проектирование по ... http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[116]	0,42%	0%	Соколова, Марина Геннадьевна ... http://dlib.rsl.ru	27 Июн 2022	Сводная коллекция РГБ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[117]	0,41%	0%	МАШИНА ДЛЯ КОЛКИ ГРЕЦКОГО... http://elibrary.ru	27 Мая 2019	Перефразирования по eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[118]	0,4%	0%	Расчет и проектирование цепны... http://bibliofond.ru	раньше 2011	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[119]	0,4%	0%	Читать методичка по всему друг... http://referat.co	12 Июл 2016	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[120]	0,38%	0%	Семенычев В.В._ЭТКбз_1331	18 Июн 2018	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[121]	0,38%	0%	Заворыкин В.В._ЭТКбз_1331	15 Июн 2018	Модуль поиска "ТГУ"	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[122]	0,37%	0%	Расчет и проектирование зубчат... http://dep.nlb.by	20 Дек 2016	Диссертации НББ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[123]	0,37%	0%	Механический привод с червяч... http://elibrary.ru	раньше 2011	Перефразирования по eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[124]	0,36%	0%	Расчёт и конструирование детал... http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.

[125]	0,36%	0%	Привод конвейера Курсовая р... http://lib.rosdiplom.ru	08 Янв 2017	Перефразирования по Интернету	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[126]	0,36%	0%	Расчет и проектирование цепны... http://knowledge.allbest.ru	29 Янв 2017	Перефразирования по Интернету	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[127]	0,35%	0%	Водоотведение и водная экология http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[128]	0,33%	0%	Расчет и проектирование червя... http://vunivere.ru	31 Мая 2016	Переводные заимствования по коллекции Интернет в русском сегменте	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[129]	0,33%	0%	Инженерная графика: Учебник д... http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[130]	0,33%	0%	Туристско-рекреационный поте... http://dep.nlb.by	16 Янв 2020	Диссертации НББ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[131]	0,33%	0%	Коронавирус COVID-19 http://ivo.garant.ru	08 Фев 2020	СПС ГАРАНТ: аналитика	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[132]	0,32%	0%	Правовое регулирование и юри... http://ivo.garant.ru	07 Мая 2022	СПС ГАРАНТ: аналитика	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[133]	0,31%	0%	Основы расчета и проектирован... http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[134]	0,29%	0%	Прикладная механика http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[135]	0,29%	0%	ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ШНЕКОВ... http://elibrary.ru	01 Янв 2023	eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[136]	0,28%	0%	Техническая механика http://studentlibrary.ru	19 Дек 2016	Медицина	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[137]	0,28%	0%	Математические модели и алгор... http://diss.natlib.uz	02 Дек 2019	Коллекция НБУ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[138]	0,28%	0%	Справка о примерных положени... http://ivo.garant.ru	18 Окт 2008	СПС ГАРАНТ: аналитика	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[139]	0,28%	0%	Комментарий к Федеральному з... http://ivo.garant.ru	13 Ноя 2021	СПС ГАРАНТ: аналитика	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[140]	0,28%	0%	Апелляционное определение СК... http://arbitr.garant.ru	11 Апр 2020	СПС ГАРАНТ: нормативно-правовая документация	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[141]	0,23%	0%	ВАЛЫ И ОСИ. ПОДШИПНИКИ. М... http://elibrary.ru	15 Янв 2019	eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[142]	0,23%	0%	ВАЛЫ И ОСИ. ПОДШИПНИКИ. М... http://elibrary.ru	14 Окт 2019	eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[143]	0,21%	0%	Симуков, Игорь Васильевич дисс... http://dlib.rsl.ru	26 Янв 2011	Сводная коллекция РГБ	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[144]	0,2%	0%	ВЛИЯНИЕ ИЗНОС ПОСАДОЧНЫХ ... http://elibrary.ru	01 Янв 2023	eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[145]	0,18%	0%	ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ ... http://elibrary.ru	27 Мая 2019	eLIBRARY.RU	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.
[146]	0,13%	0%	не указано	13 Янв 2022	Цитирование	Источник исключен. Причина: Маленький процент пересечения.

67

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(институт)

105

Кафедра «Сварка, обработка материалов давлением и родственные процессы»
(кафедра)

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по учебному курсу «Механика 4»

Вариант III

Студент

Д. В. Шаров

(И.О. Фамилия)

Группа

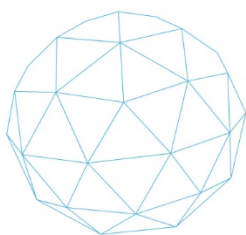
МСбП-2105в

Преподаватель

С. Г. Прасолов

(И.О. Фамилия)

Тольятти 2024



Росдистант
ВЫСШЕЕ ОБРАЗОВАНИЕ ДИСТАНЦИОННО

Техническое задание

на выполнение курсового проекта

2 73
по учебному курсу «Детали машин и основы конструирования»

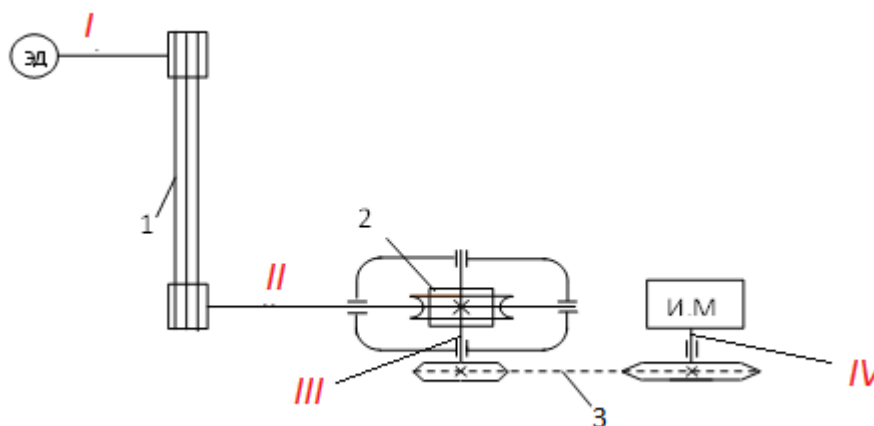


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода общего назначения

На схеме приведены следующие обозначения:

ЭД – электродвигатель;

1 – клиноременная передача;

2 – червячная передача (червячный редуктор) – валы II и III;

3 – цепная передача – валы III и IV.

Исходные данные:

- мощность на выходном валу привода (ИМ) - $N_{\text{ВВ}} = 17 \text{ кВт}$;
- частота вращения выходного вала привода (ИМ) - $n_{\text{ВВ}} = 114 \text{ об/мин}$;
- срок службы привода - $t = 2300 \text{ ас}$;
- коэффициент перегрузки - $K_{\text{пп}} = 1,7$;
- нагрузка постоянная.

Оглавление

Введение.....	4
1. Выбор электродвигателя и энерго-кинематический расчет привода.....	5
2. Расчет клиноременной передачи.....	5
3.1. Выбор материалов для изготовления червяка и червячного колеса.....	10
3.2. Определение допускаемых напряжений.....	10
3.3. Определение коэффициента нагрузки.....	11
3.4. Проектный расчет передачи.....	11
3.5. Определение геометрических параметров передачи.....	11
3.6. Проверочный расчет передачи.....	13
3.7. Усилия, действующие в зацеплении.....	14
3.8. Проверочный расчет на жесткость.....	14
3.9. Проверка на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.....	15
3.10. Расчет по предельным напряжениям изгиба зубьев червячного колеса.....	15
4. Расчет цепной передачи.....	15
5. Расчет и конструирование валов.....	16
6. Подбор подшипников для валов червячного редуктора.....	20
7. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	21
8. Построение эпюр и нахождение наиболее опасного сечения.....	23
9. Проверочный расчет подшипников.....	27
10. Подбор и расчет шпонок.....	30
11. Проверочный расчет валов на прочность.....	31
12. Тепловой расчет червячного редуктора.....	32
13. Смазка редуктора.....	35
Заключение.....	38
Список используемой литературы.....	39

Введение

Целью выполнения проекта является закрепление знаний, полученных из ранее освоенных дисциплин и использование их при проектировании механического привода.

Задачей работы является: ⁴⁰ подбор электродвигателя, выполнение кинематического ³² счета, расчет открытых ременной и цепной передач, а также червячной передачи редуктора, определение геометрических и контурных размеров деталей и проверок их на прочность.

При выполнении графической части проекта использованы результаты проведенных расчетов.

Поставленные задачи решались с учетом изменений в действующих стандартах и рекомендациях ³¹, учитывающих опыт создания и эксплуатации подобных устройств.

1. ³¹2 Выбор электродвигателя и энерго-кинематический расчет привода

⁴Требуемая (расчетная) мощность электродвигателя вычисляется по формуле:

$$N_{ЭДр} = N_{ВВ} \eta_{пр},$$

где $\eta_{пр}$ - ориентировочное (расчетное) значение КПД привода, рассчитываемое по формуле:

$$\eta_{пр} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{подш}^m,$$

где $\eta_1, \dots, \eta_k$ - частные значения КПД ³⁸ передач привода;

$\eta_{подш}$ - КПД пары подшипников, ²⁹ m - число пар подшипников привода.

Назначаем КПД передач и элементов (подшипников) привода:
клиноременная передача - ⁵² $\eta_1 = 0,95$;

червячная передача - $\eta_2 = 0,8$;

цепная передача - $\eta_3 = 0,93$;

подшипники качения (одна пара) - $\eta_{подш} = 0,99$.

$$\eta_{пр} = 0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,93 \cdot 0,993 = ⁵⁷ 0,86.$$

$$N_{ЭДр} = 170,686 = 24,79 \text{ кВт}.$$

Требуемая (расчетная) частота вращения вала электродвигателя, исходя из кинематической схемы привода, рассчитывается по формуле:

$$n_{ЭДр} = n_{ВВ} \cdot U_{пр},$$

где $n_{ВВ}$ - заданное номинальное значение частоты вращения выходного вала привода или ведущего вала исполнительного механизма;

$U_{пр}$ - ориентировочное (расчетное) значение передаточного числа привода, вычисляющееся по формуле:

$$U_{пр} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3,$$

где $U_1, \dots, U_k$ - передаточные числа передач привода.

Задаемся передаточными числами ³² (U) передач привода:

- клиноременная передача - $U_1 = 2$;

- червячная передача - $U_2 = 8$;

- цепная передача - $U_3 = 1,5$.

Определяем передаточное число привода:

$$U_{пр} = 2 \cdot 8 \cdot 1,5 = 24. ²⁹$$

Определяем потребную частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_{ЭДр} = n_{ВВ} \cdot U_{пр} = 114 \cdot 24 = 2736 \text{ об/мин}$$

Выбираем по таблице 1.3 [1] электродвигатель с учетом ранее вычисленных $N_{ЭДр}$ и $n_{ЭДр}$: 4А180М2: $N_{эд} = 30 \text{ кВт}$, $n_{ЭДАС} = 2945 \text{ об/мин}$.

Фактическое передаточное число привода:

$$U_{прФ} = n_{ЭД} \cdot n_{ВВ} = 2945 \cdot 114 = 25,83.$$

Разобьём фактическое передаточное число привода по передачам с учетом рекомендаций и стандартного ряда на передаточные числа.

Назначим с учетом рекомендаций табл. 1.2 [1] и стандартного ряда передаточных чисел по табл. 1.5 [1] передаточные числа открытых передач $U_{1ст} = 2$ и $U_{3ст} = 1,5$.

Передаточное число редуктора определится по формуле:

$$U_{ред} = U_{прФ} \cdot U_{1ст} \cdot U_{3ст} = 25,83 \cdot 2 \cdot 1,5 = 8,07$$

Назначим ближайшее стандартное передаточное число для передачи редуктора по табл. 1.5 [1]:

$$U_{ред} = 8$$

Определим фактическое передаточное число привода с учетом назначенных (стандартных) передаточных чисел передач привода:

$$U_{прст} = U_{1ст} \cdot U_{2ст} \cdot U_{3ст} = 2 \cdot 8 \cdot 1,5 = 25,6$$

Определяем фактическую частоту вращения выходного вала привода:

$$n_{ВВфак} = n_{ЭД} \cdot U_{прф.ст.} = 2945 \cdot 25,6 = 115.$$

Определим погрешность частоты вращения выходного вала привода и сравним с допускаемой на трех передачах $\Delta n = 5\%$:

$$\Delta n = \frac{n_{ВВ} - n_{ВВфак}}{n_{ВВ}} \cdot 100\% = \frac{114 - 115}{114} \cdot 100\% = 0,9\% < 5\%$$

Условие выполняется.

Определяем частоты вращения валов привода:

$$n_1 = n_{ЭД} = 2945 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 \cdot U_{1ст} = 2945 \cdot 2 = 1472,5 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 \cdot U_{2ст} = 1472,5 \cdot 8 = 184,1 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = n_3 \cdot U_{3ст} = 184,1 \cdot 1,5 = 115,1 \text{ об/мин}.$$

Определяем вращающие моменты на валах привода:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{N_{эд}}{n_{эд}} = 9550 \cdot \frac{24,79}{2945} = 80,39 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_{1ст} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{подш} = 80,39 \cdot 2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 151,21 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_{2ст} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{подш} = 151,21 \cdot 8 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 958,07 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = T_3 \cdot U_{3ст} \cdot \eta_3 \cdot \eta_{подш} = 958,07 \cdot 1,5 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 1411,35 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 - Вращающие моменты и частоты вращения валов привода

Вал	I	II	III	IV
n , об/мин	2945	1472,5	184,1	115,1
T , Нм	80,39	151,21	958,07	1411,35

2. Расчет клиноременной передачи

Исходные данные:

1. Мощность на ведущем валу $N_{эд} = 24,79$ кВт.
2. Частота вращения ведущего вала $n_1 = 2945$ об/мин.
3. Частота вращения ведомого вала $n_2 = 1472,5$ об/мин.
4. Передаточное число ременной передачи $U = 2$.
5. Вращающий момент ведущего вала $T_1 = 80,39$ Н·м.

По номинальному моменту ведущего вала в таблице 1 [1] выбираем сечение ремня с площадью поперечного сечения ремня $F = 138$ мм² и диаметром ведущего шкива $D_1 = 180$ мм. Тип - нормального сечения.

Обозначение сечения – В(Б).

Диаметр D_2 ведомого шкива, с учётом относительного скольжения ε :

$$D_2 = D_1 \cdot U \cdot (1 - \varepsilon) = 180 \cdot 2 \cdot (1 - 0,01) = 356,4 \text{ мм},$$

где ε – коэффициент скольжения ремня, $\varepsilon = 0,01$.

Выбираем ближайшее стандартное значение D_2 станд = 355 мм.

Уточняем передаточное число u с учётом ε :

$$U_{ф} = \frac{D_2}{D_1} \cdot (1 - \varepsilon) = \frac{355}{180} \cdot (1 - 0,01) = 1,99$$

Пересчитываем:

$$n_2 = n_1 U_{ф} = 2945 \cdot 1,99 = 1478,3 \text{ об/мин.}$$

Определяем межосевое расстояние a , его выбираем в интервале:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h = 0,55 \cdot (180 + 355) + 10,5 = 304,75 \text{ мм}$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (180 + 355) = 1070 \text{ мм}$$

где h – высота сечения ремня, $h = 10,5$ мм.

Принимаем близкое к среднему значению.

$$a = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} = \frac{304,75 + 1070}{2} = 687 \text{ мм}$$

Принимаем $a = 690$ мм.

Расчётная длина ремня определяется по формуле:

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 690 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (180 + 355) + \frac{355 - 180^2}{4 \cdot 690} = 2231 \text{ мм} \end{aligned}$$

Принимаем ближайшее значение $L_{рст} = 2240$ мм.

Среднее значение диаметра шкива:

$$D_{ср} = 0,5 \cdot (D_1 + D_2) = 0,5 \cdot (180 + 355) = 267,5 \text{ мм}$$

Определяем новое значение a с учётом стандартной длины:

$$\begin{aligned} a &= 0,25 \cdot L - D_{ср} \cdot \pi + \frac{(L - D_{ср} \cdot \pi)^2}{2 \cdot (D_2 - D_1)} = \\ &= 0,25 \cdot 2240 - 267,5 \cdot 3,14 + \frac{(2240 - 267,5 \cdot 3,14)^2}{2 \cdot (355 - 180)} = \\ &= 695 \text{ мм} \end{aligned}$$

Монтажное межосевое расстояние:

$$a_m = 0,001 \cdot L_{рст} = 0,001 \cdot 2240 = 2,24 \text{ мм}$$

Угол обхвата меньшего шкива, в градусах:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{355 - 180}{695} = 164,9^\circ$$

Окружная скорость, м/с:

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 \cdot 10^{-3} = 3,14 \cdot 0,294560 \cdot 103 = 27,7 \text{ м/с.}$$

По табл. 2.3 [1] находим величину окружного усилия P_0 , передаваемого одним клиновым ремнём при $U = 1$ и длине L_0 методом интерполяции - $P_0 = 230 \text{ Н.}$

Допускаемое окружное усилие на один ремень:

$$P = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_{L_0} = 230 \cdot 0,95 \cdot 1,1 = 218,5 \text{ Н,}$$

где C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot 180 - \alpha_1 = 1 - 0,003 \cdot 180 - 164,9 = 0,95;$$

C_{L_0} - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня:

$$C_{L_0} = 0,3 \cdot L_{L_0} + 0,7 = 0,3 \cdot 2240 + 0,7 = 79$$

C_P - коэффициент режима работы, при спокойной нагрузке $C_P = 1$.

Определяем окружное усилие, передаваемое ременной передачей, Н:

$$P = N \cdot 103v = 24,79 \cdot 10327,7 = 894,9 \text{ Н.}$$

Расчётное число ремней

$$z = P/P = 894,9/218,5 = 4,1.$$

Принимаем число ремней $z = 5$.

Определяем усилия в ременной передаче, приняв напряжения от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,6 \text{ Н/мм}^2$.

Предварительное натяжение каждой ветви ремня, Н:

$$S_0 = \sigma_0 \cdot F = 1,6 \cdot 138 = 220,8 \text{ Н,}$$

где F - площадь сечения ремня.

Рабочее натяжение ведущей ветви:

$$S_1 = S_0 + P_2 \cdot z = 220,8 + 894,9/5 = 310,3 \text{ МПа}$$

Рабочее натяжение ведомой ветви:

$$S_2 = S_0 - P_2 \cdot z = 220,8 - 894,9/5 = 131,3 \text{ МПа}$$

Усилие на опору вала:

$$F_{оп} = 2 \cdot S_0 \cdot z \cdot \sin \alpha/2 = 2 \cdot 220,8 \cdot 5 \cdot \sin 164,92 = 2188,8 \text{ Н}$$

3. Расчет червячной передачи

Исходные данные:

Передаточное число передачи - $U = 8$.

Число заходов червяка - $z_1 = 4$.

Частота вращения:

- на входном валу - $n_1 = 1472,5 \text{ об/мин}$;

- на выходном валу - $n_2 = 184,1 \text{ об/мин.}$

Вращающие моменты на валах:

- на входном валу - $T_1 = 151,21 \text{ Н·м}$;

- на выходном валу - $T_2 = 958,07 \text{ Н·м.}$

Коэффициент перегрузки - $K = 1,7$.

Нагрузка постоянная, неревверсивна

Срок службы передачи - $t = 23000 \text{ ч.}$

3.1. Выбор материалов для изготовления червяка и червячного колеса

15

Приближенное значение скорости скольжения:

$$V_{ск} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot 3T_2 ,$$

где n_1 - частота вращения вала червяка, об/мин;

4

T_2 - момент сопротивления на валу червячного колеса, Н·м.

$$V_{ск} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 1472,5 \cdot 3958,07 = 7,26 \text{ м/с.}$$

По экономическим соображениям в качестве материала зубчатого венца червячного колеса выбираем ²бесоловянистую бронзу ²БрАЖ9-4Л при отливке в кокиль с характеристиками $\sigma_B = 490$ МПа, $\sigma_T = 184$ МПа. В паре с червячным колесом из твердой бронзы должен работать закаленный шлифованный червяк. Принимаем в качестве материала червяка сталь 40Х с поверхностной закалкой ТВЧ рабочих поверхностей витков до $H = HRC 50 \dots 55$.

3.2. Определение допускаемых напряжений

5

2

Для бесоловянистой бронзы при закаленном шлифованном червяке:

$$\sigma_H = 300 - 25 \cdot V_{ск} = 250 - 25 \cdot 7,26 = 118,6 \text{ МПа} \quad 2$$

Для расчета на изгибную выносливость:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot 2 \cdot 10^6 N ,$$

где σ_{F0} ²предел ограниченной изгибной выносливости при нереверсивной нагрузке:

$$\sigma_{F0} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 184 + 0,08 \cdot 490 = 85,2 \text{ МПа}$$

$$N = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 184,1 \cdot 23000 = 254,1 \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

Тогда:

$$\sigma_F = 85,2 \cdot 9106254,1 \cdot 10^6 = 46,1 \text{ МПа.} \quad 2$$

Для расчета при пиковых нагрузках для бесоловянистых бронз:

$$\sigma_{HP \max} = 2 \cdot \sigma_T = 2 \cdot 184 = 368 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FP \max} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 184 = 147,2 \text{ МПа}$$

2

3.3. Определение коэффициента нагрузки

Коэффициент нагрузки для червячных передач определяется по формуле:

$$K = K_v \cdot K_\beta ,$$

где K_v - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

K_β - коэффициент, учитывающий ¹⁷неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. ²

Принимаем для проектируемой передачи 7-ю степень точности (при $V_{ск} = 7,26$ м/с), тогда коэффициент динамичности по табл. 3.3 [1]:

$$K_v = 1,1.$$

Поскольку зубья червячного колеса обладают способностью прирабатываться, при постоянной нагрузке (в соответствии с заданием на курсовое проектирование) происходит их полная приработка и $K_\beta = 1$.

$$K = 1,1 \cdot 1 = 1,1.$$

3.4. Проектный расчет передачи

Предварительное значение межосевого расстояния:

$$a'_w = Z_2^{q+1} \cdot 3170 Z_2^q \cdot \sigma_H \cdot T_2 \cdot K,$$

где Z_2 - число зубьев червячного колеса;

q - коэффициент диаметра червяка;

σ_H - допускаемое контактное напряжение (п. 3.2);

T_2 - момент сопротивления на валу червячного колеса;

K - коэффициент нагрузки (п. 3.3).

При определении предварительного значения a'_w следует задать из условия достаточной жесткости червяка при изгибе $Z_2/q=4$.

$$a'_w = 4+1 \cdot 31704 \cdot 118,62 \cdot 958,07 \cdot 1,1 = 246,6 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144-66 принимаем $a_w = 250$ мм.

Число зубьев червячного колеса:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 4 \cdot 8 = 32.$$

Осовой модуль передачи:

$$m = 1,4 \dots 1,7 \cdot a_w / Z_2 = 1,4 \dots 1,7 \cdot 250 / 32 = 10,9 \dots 13,3 \text{ мм}$$

По ГОСТ 19672-74 принимаем $m = 12,5$ мм.

Коэффициент диаметра червяка:

$$q = 2 \cdot a_w / m \cdot Z_2 = 2 \cdot 250 / 12,5 \cdot 32 = 8$$

Полученное значение $q=8$ соответствует ГОСТ 19672-74.

После определения основных характеристик передачи уточняем величину межосевого расстояния по формуле:

$$a_w = m \cdot q + Z_2 = 12,5 \cdot 8 + 32 = 250 \text{ мм}$$

3.5. Определение геометрических параметров передачи

Геометрические параметры червяка:

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 12,5 \cdot 8 = 100 \text{ мм}$$

- диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 100 + 2 \cdot 12,5 = 125 \text{ мм}$$

- диаметр впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 100 - 2,4 \cdot 12,5 = 70 \text{ мм}$$

- длина нарезной части червяка:

$$b_1 \geq C_1 + C_2 \cdot Z_2 \cdot m = 12,5 + 0,09 \cdot 32 \cdot 12,5 = 192,3 \text{ мм}$$

Для шлифуемых червяков во избежание искажения рабочей части при входе и выходе шлифовального круга b_1 увеличивают приблизительно на $3 \cdot m = 3 \cdot 12,5 = 37,5$ мм.

Окончательно и 11 мм:

$$b_1 = 192,3 + 37,5 = 229,8 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем $b_1 = 230$ мм.

Геометрические параметры червячного колеса:

- делительный диаметр 11

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 12,5 \cdot 32 = 400 \text{ мм}$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 400 + 2 \cdot 12,5 = 425 \text{ мм}$$

- диаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 400 - 2,4 \cdot 12,5 = 370 \text{ мм}$$

- ширина зубчатого венца:

$$b_2 = 0,67 \cdot d_{a1} = 0,67 \cdot 125 = 83,8 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 85$ мм.

Фактическое значение скорости скольжения $V_{ск}$ в зацеплении:

$$V_{ск} = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 60 \cdot \cos \gamma = 3,14 \cdot 100 \cdot 1472,560 \cdot \cos 21,801 = 8299,7 \text{ мм/с} = 8,3 \text{ м/с}$$

Поскольку фактическое значение $V_{ск}$ практически совпало с принятым в начале расчета, в уточнении значений σ_H и K нет необходимости.

3.6. Проверочный расчет передачи

Условие прочности по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 170 \cdot q_{Z2} \cdot Z_{q+1} a_w^3 \cdot K' \cdot T_2 \leq \sigma_H,$$

где σ_H - уточненное значение допускаемого контактного напряжения;

K' 14 уточненное значение коэффициента нагрузки в соответствии с таблицей 3.3 [1].

$$\sigma_H = 170 \cdot 832 \cdot 328 + 12503 \cdot 1,1 \cdot 958,07 \cdot 103 = 120,4 \text{ МПа.}$$

Перегрузка передачи по контактным напряжениям:

$$\Delta \sigma_H = \sigma_H - \sigma_{H0} \cdot 100\% = 118,6 - 120,4 \cdot 100\% = 1,5 \%,$$

что удовлетворяет условию, т.к. перегрузка по контактным напряжениям допускается до 5%, а недогрузка 15%.

Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгибную выносливость:

$$\sigma_F = 1,54 \cdot Y_F \cdot K' \cdot T_2 \cdot \cos \gamma \cdot m^2 \cdot d_2 \cdot q \leq \sigma_F,$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба;

σ_F - допускаемое напряжение изгиба;

K' - уточненное значение коэффициента нагрузки;

Y_F - коэффициент формы зуба, принимаемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса.

Эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$Z_{v2} = Z_2 \cos 3\gamma = 32 \cos 321,801^\circ = 40$$

14

Принимаем коэффициент формы зуба $Y_F = 1,48$.

$$\sigma_F = 1,54 \cdot 1,48 \cdot 1,1 \cdot 958,07 \cdot 103 \cdot \cos 26,5612,52 \cdot 400 \cdot 8 = 4,5 \text{ МПа} < \sigma_F$$

2

Проектируемая передача удовлетворяет условию изгибной выносливости.

3.7. Усилия, действующие в зацеплении

Усилия, действующие в червячном зацеплении:

окружные:

$$F_{t1} = 2 \cdot T_1 \cdot 103 d_1 = 2 \cdot 151,21 \cdot 103 \cdot 100 = 3024,2 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 5 \cdot 103 d_2 = 2 \cdot 958,07 \cdot 103 \cdot 400 = 4790,4 \text{ Н};$$

осевые:

$$F_{a1} = -F_{t1} = 3024,2 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = -F_{t2} = 4790,4 \text{ Н};$$

радиальные:

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan 20^\circ \cos \gamma = 4790,4 \cdot \tan 20^\circ \cos 21,801 = 1877,9 \text{ Н}.$$

3.8. Проверочный расчет на жесткость

Прогиб вала червяка вызывается силой Q , которая является равнодействующей окружного F_{t1} и радиального F_{r1} усилий

$$Q = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$$

При определении прогиба вал червяка сложной конфигурации заменяют расчетной схемой в виде балки на шарнирных опорах, нагруженной в среднем сечении сосредоточенной силой Q . Прогиб f в среднем сечении такой балки определяется формулой:

$$f = \frac{Q \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J} \leq f_{\text{доп}}$$

где E - модуль упругости материала червяка, для стали $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

L - расстояние между опорами вала червяка, определяемое по результатам конструктивной разработки редуктора. При предварительной оценке прогиба червяка принимают $L = d_{a2}$;

J - приведенный момент инерции поперечного сечения червяка с учетом жесткости витков, определяемый по формуле:

$$J = \pi \cdot d_{f1}^4 \cdot 0,375 + 0,625 \cdot d_{a1} d_{f1}^3$$

Здесь d_{a1} d_{f1} - диаметр вершин витков и диаметр впадин червяка соответственно.

$$Q = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{3024,2^2 + 1877,9^2} = 3559,8 \text{ Н};$$

$$J = 3,14 \cdot 70464 \cdot 0,375 + 0,625 \cdot 12570^3 = 790030 \text{ мм}^4$$

Допускаемый прогиб:

$$f = 0,005 \dots 0,01 \cdot m = 0,005 \dots 0,01 \cdot 12,5 = 0,0625 \dots 0,125 \text{ мм}$$

Примем для предварительной оценки прогиба $L \approx d_{am2} = 437,5 \text{ мм}$, тогда:

$$f = 3559,8 \cdot 437,5348 \cdot 2,15 \cdot 105 \cdot 790030 = 0,0366 \text{ мм} \quad f = 0,0625 \dots 0,125 \text{ мм}.$$

Жесткость спроектированного червяка достаточна.

3.9. Проверка на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Условие прочности:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot T_2 \max T_2 \leq \sigma_{HP \max} = 2 \cdot \sigma_T.$$

Здесь отношение $T_2 \max / T_2$ равно коэффициенту перегрузки (обычно задается в задании).

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot K \leq \sigma_{HP \max} = 2 \cdot \sigma_T$$

$$\sigma_{H \max} = 120,4 \cdot 1,7 = 157 \text{ МПа} < \sigma_{HP \max} = 2 \cdot \sigma_T = 2 \cdot 184 = 368 \text{ МПа}$$

3.10. Расчет по предельным напряжениям изгиба зубьев червячного колеса

Условие прочности:

$$\sigma_F \max = \sigma_F \cdot T_2 \max T_2 \leq \sigma_{FP \max},$$

где $\sigma_{FP \max}$ - определяется по формуле из таблицы 3.2 [1], а величина расчетного напряжения изгиба σ_F берется из расчета зубьев червячного колеса на изгибную выносливость.

$$\sigma_F \max = \sigma_F \cdot 1,7 \leq \sigma_{FP \max};$$

$$\sigma_F \max = 4,5 \cdot 1,7 = 7,6 \text{ МПа} < \sigma_{FP \max} = 147,2 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

4. Расчет цепной передачи

Исходные данные:

- мощность, передаваемая цепной передачей $N=18,46$ кВт;
- частота вращения ведущей звездочки $n_1=184,1$ об/мин;
- передаточное число цепной передачи $U=1,6$;
- цепь - приводная роликовая.

Минимальное число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot U = 29 - 2 \cdot 1,6 = 25,8.$$

Число зубьев звездочки округляется до ближайшего нечетного числа и сравнивается с рекомендуемым значением по табл. 4.1 [1].

Принимаем $z_1 = 25$, $z_{\text{табл}} = 27 \dots 31$ при $U=1 \dots 2$.

Условие $z_1 \geq z_{1\text{табл}}$ выполняется.

Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot U = 25 \cdot 1,6 = 40.$$

Полученное значение z_2 необходимо округлить до ближайшего целого четного числа. Принимаем $z_2 = 40$.

Фактическое передаточное число цепной передачи:

$$U_f = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{25} = 1,6.$$

Отклонение заданного передаточного числа:

$$\Delta U = \frac{U_f - U}{U} \cdot 100\% \leq 4\%;$$

$$\Delta U = \frac{1,6 - 1,6}{1,6} \cdot 100\% = 0\% < 4\%$$

Условие $\Delta U \leq 4\%$ выполняется.

Шаг цепи определяем по формуле:

$$t = 60 \cdot \sqrt[3]{P \cdot K_\Sigma \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot K_m},$$

где K_Σ - коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи

$$K_\Sigma = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}}.$$

$[p]$ - допускаемое среднее давление в шарнирах цепи, которое выбирается (на данном этапе ориентировочно) в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки по табл. 4.3 [1].

При частоте вращения $n_1 = 184,1$ об/мин $P = 29,4$ кВт.

K_m - коэффициент, учитывающий число рядов цепи m .

Предварительно выбираем роликовую двурядную цепь, тогда $K_m = 1,7$.

По табл. 4.2 [1] принимаем частные коэффициенты:

$$K_d = 1, K_a = 1, K_n = 1,25, K_{\text{рег}} = 1,25, K_{\text{см}} = 1,5, K_{\text{реж}} = 1,25.$$

$$K_\Sigma = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,93.$$

$$t = 60 \cdot \sqrt[3]{29,4 \cdot 2,93 \cdot 25 \cdot 184,1 \cdot 1,7} = 37,03 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего стандартного значения $t = 38,1$ мм.

По ГОСТ 13568-97 принимаем цепь 2ПР-38,1 -254.

Предварительное межосевое расстояние:

$$a_{опт} = 30...50 \cdot t = 30...50 \cdot 38,1 = 1143...1905 \text{ мм}$$

Принимаем среднее значение $a = 1524 \text{ мм}$.

Число звеньев цепи:

$$W = 2 \cdot a p + z_2 + z_1 + z_2 - z_1 2 \pi^2 \cdot t a =$$

$$= 2 \cdot 1524 \cdot 38,1 + 40 + 25 + 40 - 252 \cdot 3,142 \cdot 38,1 \cdot 524 = 112,6$$

Округляем до ближайшего четного целого числа $W = 112$.

Фактическое межосевое расстояние:

$$a = t t \cdot W - z_2 + z_1 + W - z_2 + z_1 22 - 8 \cdot z_2 - z_1 2 \cdot \pi^2 =$$

$$= 38,14 \cdot 112 - 40 + 25 + 112 - 40 + 2522 - 8 \cdot 40 - 252 \cdot 3,142 = 1512 \text{ мм}$$

Монтажное межосевое расстояние:

$$a_m = 0,997 \cdot a = 0,997 \cdot 1512 = 1507,5 \text{ мм}$$

Скорость цепи:

$$V_{ц} = z_1 \cdot t \cdot n_1 60 \cdot 103 = 25 \cdot 38,1 \cdot 184,160 \cdot 103 = 2,92 \text{ м/с}$$

С учетом этой скорости по таблице 4.5 [1] уточняем условия смазки передачи - капельная смазка (4...10 кап/мин).

и по табл. 7 $K_{см} = 1,5$.

Делительный диаметр:

$$D_{д1} = t \sin 180^\circ z_1 = 38,1 \sin 180^\circ 25 = 303,99 \text{ мм}$$

$$D_{д2} = t \sin 180^\circ z_2 = 38,1 \sin 180^\circ 40 = 485,6 \text{ мм}$$

Диаметры окружности выступов:

$$D_{e1} = t \cdot 0,5 + \text{ctg} 180^\circ z_1 = 38,1 \cdot 0,5 + \text{ctg} 180^\circ 25 = 320,64 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = t \cdot 0,5 + \text{ctg} 180^\circ z_2 = 38,1 \cdot 0,5 + \text{ctg} 180^\circ 40 = 503,16 \text{ мм}$$

Диаметр окружности впадин:

$$D_{i1} = D_{д1} - 2r = 303,99 - 11,22 = 281,55 \text{ мм}$$

$$D_{i2} = D_{д2} - 2r = 485,6 - 11,22 = 463,16 \text{ мм}$$

Радиус впадин:

$$r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 22,23 + 0,05 = 11,22 \text{ мм}$$

где $d_1 = 22,23 \text{ мм}$ по табл. 70.4 [1].

Радиус закруглений зуба:

$$r_1 = 1,7 \cdot d_1 = 1,7 \cdot 22,23 = 37,79 \text{ мм}$$

$$h_1 = 0,8 \cdot d_1 = 0,8 \cdot 22,23 = 17,78 \text{ мм}$$

$$b_1 = 0,93 \cdot B_{вн} - 0,15 = 0,93 \cdot 25,4 - 0,15 = 23,47 \text{ мм}$$

$$D_{c1} = t \cdot \text{ctg} 180^\circ z_1 - 1,2 \cdot h_1 = 38,1 \cdot \text{ctg} 180^\circ 25 - 1,2 \cdot 17,78 = 280,26 \text{ мм}$$

$$D_{c2} = t \cdot \text{ctg} 180^\circ z_2 - 1,2 \cdot h_1 = 38,1 \cdot \text{ctg} 180^\circ 40 - 1,2 \cdot 17,78 = 462,77 \text{ мм}$$

Окружная сила, передаваемая цепью, Н:

$$F_t = N \cdot 103 V_{ц} = 18,46 \cdot 103 \cdot 2,92 = 6321,9 \text{ Н.}$$

Проверяем частоту вращения ведущей звездочки по условию:

$$n \leq n_{max}$$

По табл. 4.6 [1] $n_{max} = 1100 \text{ об/мин}$ при $t = 38,1 \text{ мм}$.

$$n_1 = 184,1 \text{ об/мин} < n_{max} = 1100 \text{ об/мин.}$$

Условие выполняется.

Число ударов:

$$v = 4 \cdot z_1 \cdot n_1 60 \cdot W = 4 \cdot 25 \cdot 184,160 \cdot 112 = 2,7 \text{ с}^{-1} < v = 20,0 \text{ с}^{-1}$$

Условие выполняется.

41

Удельное давление в шарнирах:

$$p = F_t \cdot K_{\Sigma A} \cdot K_m \leq p ,$$

где A - проекция опорных поверхностей шарниров, по табл. 4.8 [1] $A = 672 \text{ мм}^2$;

p - допускаемое среднее давление, $p = 29,4 \text{ МПа}$ по табл. 4.3 [1].

$$p = 6321,9 \cdot 2,93672 \cdot 1,7 = 16,2 \text{ МПа}.$$

Условие $p \leq p$ выполняется.

Статистическая прочность цепи:

$$n = Q_{\text{КД}} \cdot F_t + F_v + F_0 \geq n ,$$

2

где Q - разрушающая нагрузка, $Q = 254 \cdot 10^3 \text{ Н}$; 2

F_v - натяжение цепи от центробежных сил, Н:

$$F_v = q \cdot V^2 = 11 \cdot 0,962^2 = 93,8 \text{ Н},$$

где q - масса 1 м цепи, $q = 11 \text{ кг}$.

2 F_0 - предварительное натяжение цепи, Н:

$$F_0 = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a = 9,81 \cdot 6,3 \cdot 11 \cdot 1512 \cdot 10^{-3} = 1027,9 \text{ Н}$$

где $K_f = 6,3$ для горизонтальной передачи.

[n] 41 допускаемый коэффициент запаса прочности для цепей, берется по таблице 4.10 [1] ($n = 14$) .

$$n = 254 \cdot 1031,35 \cdot 6321,9 + 93,8 + 1027,9 = 26,3.$$

Условие $n \geq n$ выполняется.

41

Сила, действующая на опору вала:

$$F_{\text{оп}} = K_g \cdot F_t + 2 \cdot F_0 = 1,35 \cdot 6321,9 + 2 \cdot 1027,9 = 10582,5 \text{ Н}$$

Толщина пластины цепи:

$$S = b - b_1/2 = 36,2 - 25,4/2 = 5,4 \text{ мм},$$

где $b = 36,2 \text{ мм}$, $b_1 = 25,4 \text{ мм}$.

Амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_a = F_t/4 \cdot S \cdot (h - d) = 6321,9/4 \cdot 5,4 \cdot (45,44 - 11,12) = 8,5 \text{ МПа},$$

где $h = 45,44 \text{ мм}$, $d = 11,12 \text{ мм}$.

Принимая $\beta_\sigma = 1$, $q = 0,5$, $\alpha_0 = 2,9$, $\sigma_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

$$K_\sigma = 1 + q \cdot \alpha_0^{-1} = 1 + 0,5 \cdot 2,9^{-1} = 1,95$$

Запас прочности:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} \cdot \beta_\sigma \cdot \sigma_j \cdot K_\sigma = 200 \cdot 14,9 \cdot 1,95 = 20,9 > 3$$

Условие $n_\sigma > 3$ выполняется.

Удельное давление в шарнирах цепи:

$$P_y = F_t \cdot K_{\Sigma A} \cdot K_{\Sigma} \cdot K_m \leq P'_y ,$$

где K_{Σ} - коэффициент качества цепи; для цепей ПР $K_{\Sigma} = 0,85$;

P'_y - допускаемое (в условиях переменных нагрузок) давление в шарнирах, принимается по таблице 4.11 [1], $P'_y = 22,7 \text{ МПа}$.

$$P_y = 6321,9 \cdot 2,93672 \cdot 0,85 \cdot 1,7 = 19,1 \text{ МПа}$$

Условие $P_y \leq P'_y$ выполняется.

Стрела провисания цепи:

$$F=0,02 \cdot a=0,02 \cdot 1512=30,48 \text{ мм}$$

5. Расчет и конструирование валов

Исходные данные:

- вращающий момент на ведущем ведущего вала – $T_1 = 151,21 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- вращающий момент на ведомом валу – $T_2 = 958,07 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Предварительный расчёт проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям для валов одноступенчатого червячного цилиндрического редуктора.

Ведущий вал

55 3

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{v1} = 3T_{k1}^{0,2} \cdot [\tau_k] = 3151,21 \cdot 1030,2 \cdot 15 = 36,9 \text{ мм},$$

где T_{k1} – крутящий момент (из предварительного расчета $T_{k1} = 151,21 \cdot 103 \text{ Н} \cdot \text{м}$);

τ_k – допускаемое напряжение. Для валов из сталей 40, 45, Ст. 6 принимают пониженное значение $\tau_k = 15 \text{ МПа}$.

Принимаем $d_{v1} = 40 \text{ мм}$.

Примем под подшипниками $d_{п1} = 50 \text{ мм}$. Шестерню выполним за одно целое с валом.

Ведомый вал

Так как в редукторе имеется цепная передача, то учитывая влияние изгиба вала от натяжения цепи, принимаем $\tau_k = 15 \text{ МПа}$.

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{v2} = 3T_{k2}^{0,2} \cdot \tau_k = 3958,07 \cdot 1030,2 \cdot 15 = 68,3 \text{ мм},$$

где T_{k2} – крутящий момент (из предварительного расчета $T_{k2} = 958,07 \cdot 103 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда: $d_{v2} = 80 \text{ мм}$. Диаметр вала под подшипники принимаем $d_{п2} = 90 \text{ мм}$, под зубчатым колесом $d_{к2} = 100 \text{ мм}$.

Диаметры остальных участков валов назначаем исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

6. Подбор подшипников для валов червячного редуктора

Рассчитываем усилия в передачах, расположенных на валах, для которых подбираем подшипники.

Усилия, действующие в червячном зацеплении:

окружные:

$$F_{t1} = 2 \cdot T_1 \cdot 103 d_1 = 2 \cdot 151,21 \cdot 103 \cdot 100 = 3024,2 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 5 \cdot 103 d_2 = 2 \cdot 958,07 \cdot 103 \cdot 400 = 4790,4 \text{ Н}$$

осевые:

$$F_{a1} = -F_{t1} = 3024,2 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = -F_{t2} = 4790,4 \text{ Н}$$

радиальные:

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan 20^\circ \cos \gamma = 4790,4 \cdot \tan 20^\circ \cos 21,801 = 1877,9 \text{ Н}$$

С учетом диаметра вала выбираем из справочного материала внутренний диаметр подшипника.

Быстроходный вал - $d_{п1} = 50$ (52).

Тихоходный вал - $d_{п2} = 90$ мм

Назначаем с (52) ю подшипника.

Быстроходный вал - легкая серия.

Тихоходный вал - легкая серия.

С учетом выбранной серии и внутреннего диаметра подшипника выбираем из справочного материала ширину, наружный диаметр, статическую и динамическую грузоподъемность подшипника.

Быстроходный вал - подшипник 7210:

$$d_{п1} = 50 \text{ мм}, D_1 = 90 \text{ мм}, B = 32 \text{ мм}, C_0 = 55000 \text{ Н}, C_r = 70400 \text{ Н}$$

Тихоходный вал - подшипник 7218:

$$d_{п2} = 90 \text{ мм}, D_1 = 160 \text{ мм}, B = 55 \text{ мм}, C_0 = 150000 \text{ Н}, C_r = 183000 \text{ Н}$$

7. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Основной материал корпусов редукторов в случае серийного производства - серый чугун марки СЧ-15.

Определяем толщину стенки основания корпуса и крышки:

$$\delta_1 = \delta' \approx 1,8 \cdot 4T_T, \text{ но не менее } 8 \text{ мм},$$

где T_T - крутящий момент на ведомом валу, Н·м.

$$\delta_1 \approx 1,8 \cdot 4958,07 = 10 \text{ мм}$$

Полученное значение толщин стенок корпуса редуктора округляем до ближайшего большего значения $\delta = 10 \text{ мм}$.

Толщина ребер жесткости:

$$\delta \approx 0,9 \cdot \delta > 6 \text{ мм}$$

$$\delta \approx 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ мм}$$

Для соединения крышки с основанием используем болты с наружной нормальной шестигранной головкой.

Номинальный диаметр фланцевых болтов определяем по формуле:

$$d_{\text{фл}} = \delta \geq 10 \text{ мм}$$

$$d_{\text{фл}} = 10 \text{ мм}$$

Принимаем в качестве крепления крышки с основанием болт с резьбой М12.

Ширина фланца корпуса К и фундаментных лап назначается из условия свободного размещения головки болта (винта) или гайки и возможности поворота гаечного ключа на угол не менее 60° .

Высота фланца определяется графически исходя из условия размещения головки болта на плоской опорной поверхности. Необходимо, чтобы расстояние между опорными поверхностями под стяжные болты были не менее 3... 5 мм.

Для соединения подшипниковой бобышки крышки с основанием используем болты с наружной нормальной шестигранной головкой.

Номинальный диаметр фланцевых болтов определяем по формуле:

$$d_1 = 1,25 \cdot \delta \geq 10 \text{ мм}$$

$$d_1 = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ мм}$$

Принимаем в качестве крепления подшипниковой бобышки крышки с основанием болт с резьбой М14.

Номинальный диаметр фундаментных болтов (винтов) для крепления редуктора к фундаментной плите (раме):

$$d_{\text{осн}} = 1,25 \cdot d_1 = 1,25 \cdot 12,5 = 15,6 \text{ мм}$$

Принимаем в качестве крепления редуктора к фундаментной плите болты с резьбой М16.

8. Построение эпюр и нахождение наиболее опасного сечения

Ведущий вал

Силы, действующие в зубчатом зацеплении:

$F_{t1} = 3024,2 \text{ Н}$ - окружная сила

$F_{r1} = 1877,9 \text{ Н}$ - радиальная ²³ ла

$F_{a1} = 4790,4 \text{ Н}$ - осевая сила

Момент от действия осевой силы :

$$m_1 = F_{a1} \cdot d_{12} = 4790,4 \cdot 1002 = 239520 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Усилие на вал от открытой передачи: $F_{оп рем} = 2188,8 \text{ Н}$

Длины участков вала: $a = 153 \text{ мм}$, $b = 193 \text{ мм}$, $c = 187 \text{ мм}$

Определим реакции в опорах.

Вертикальная плоскость $Y^{23}Z$:

$$\sum M_A = 0; -3^1 \cdot b - m_1 + R_{by} \cdot b + c = 0$$

$$R_{by} = F_{r1} \cdot b + m_1 / b + c = 1877,9 \cdot 193 + 239520 / 193 + 187 = 1584 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; -R_{ay} \cdot b + c + F_{r1} \cdot c - m_1 = 0$$

$$R_{ay} = F_{r1} \cdot c - m_1 / b + c = 1877,9 \cdot 187 - 239520 / 193 + 187 = 293,9 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum F_{ky} = 0; R_{ay} - F_{r1} + R_{by} = 0$$

$$293,9 + 1877,9 + 1584 = 0$$

$$0 = 0 \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

Гори¹⁰ тальная плоскость XOZ :

$$10 \sum M_A = 0; F_{оп рем} \cdot a + F_{t1} \cdot b - R_{bx} \cdot b + c = 0$$

$$R_{bx} = F_{оп рем} \cdot a + F_{t1} \cdot b / b + c = 2188,8 \cdot 153 + 3024,2 \cdot 193 / 193 + 187 = 2417,3 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; F_{оп рем} \cdot a + b + c + R_{ax} \cdot b + c - F_{t1} \cdot c = 0$$

$$R_{ax} = -F_{оп рем} \cdot a + b + c + F_{t1} \cdot c / b + c =$$

$$= -2188,8 \cdot 153 + 193 + 187 + 3024,2 \cdot 187 / 193 + 187 = -1581,9 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum F_{kx} = 0; F_{оп рем} + R_{ax} - F_{t1} + R_{bx} = 0$$

$$2188,8 + -1581,9 - 3024,2 + 2417,3 = 0$$

$$0 = 0 \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

Изгибающие моменты в плоскости XOZ :

$$M_{y1} = 0$$

$$M_{y2} = F_{оп рем} \cdot a = 2188,8 \cdot 0,153 = 334,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{y3} = F_{оп рем} \cdot a + b + R_{ax} \cdot b =$$

$$= 2188,8 \cdot 0,153 + 0,193 + -1581,9 \cdot 0,193 = 452 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{y4} = F_{оп рем} \cdot a + b + c + R_{ax} \cdot b + c - F_{t1} \cdot c =$$

$$= 2188,8 \cdot 0,153 + 0,193 + 0,187 + -1581,9 \cdot 0,193 + 0,187 - \\ -3024,2 \cdot 0,187 = 0$$

Изгибающие моменты в плоскости YOZ:

$$M_{x1} = 0$$

$$M_{x2} = 0$$

$$M_{x3 \text{ лев}} = R_{ay} \cdot b = 293,9 \cdot 0,193 = 56,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{x3 \text{ прав}} = R_{ay} \cdot b + m_1 = 293,9 \cdot 0,193 + 239,5 = 296,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{x4} = R_{ay} \cdot b + c - F_{r1} \cdot c + m_1 =$$

$$= 293,9 \cdot 0,193 + 0,187 - 1877,9 \cdot 0,187 + 239,5 = 0$$

По полученным данным строим эпюры (рис. 8.1).

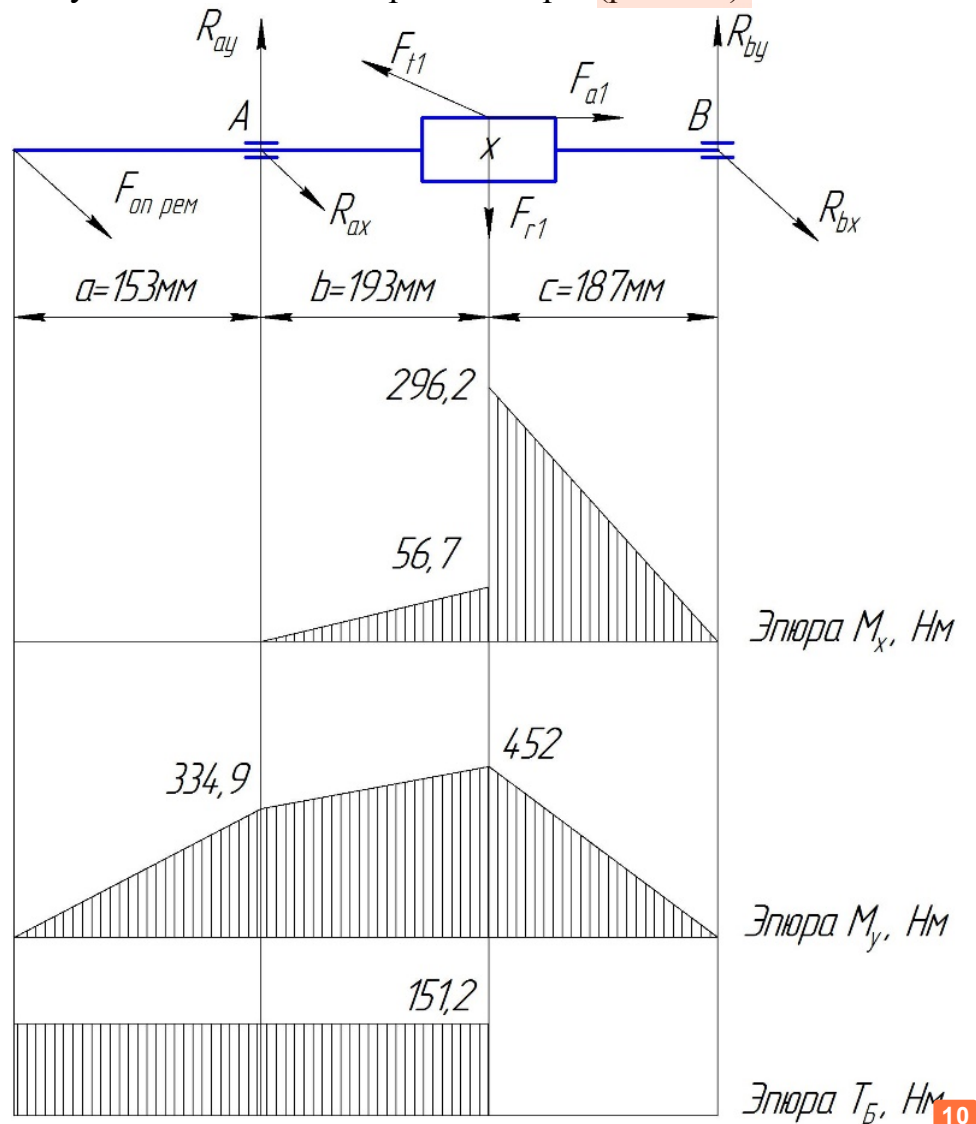


Рисунок 8.1 - Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Ведомый вал

Силы, действующие в зубчатом зацеплении:

$F_{t2} = 4790,4 \text{ Н}$ - окружная сила

$F_{r2} = 1877,9 \text{ Н}$ - радиальная **23** ла

$F_{a2} = 3024,2 \text{ Н}$ - осевая сила

Момент от действия осевой силы :

$$m_2 = F_{a2} \cdot d_{22} = 3024,2 \cdot 4002 = 604840 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Усилие на вал от открытой передачи: $F_{оп \text{ цеп}} = 10582,5 \text{ Н}$

Длины участков вала: $a = 75 \text{ мм}$, $b = 75 \text{ мм}$, $c = 229 \text{ мм}$

Определим реакции в опорах.

Вертикальная ²³ плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0; F_{r2} \cdot a + R_{by} \cdot a + b - m_2 = 0$$

$$R_{by} = -F_{r2} \cdot a + m_2 / a + b = -1877,9 \cdot 75 + 604840 / 75 + 75 = 3093,1 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; -R_{ay} \cdot a + b - F_{r2} \cdot b - m_2 = 0$$

$$R_{ay} = -F_{r2} \cdot b - m_2 / a + b = -1877,9 \cdot 75 - 604840 / 75 + 75 = -4971 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum F_{ky} = 0; R_{ay} + F_{r2} + R_{by} = 0$$

$$-4971 + 1877,9 + 3093,1 = 0$$

$$0 = 0 \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

Горизонтальная ³ плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0; -F_{t2} \cdot a - R_{bx} \cdot a + b + F_{оп \text{ цеп}} \cdot a + b + c = 0$$

$$R_{bx} = -F_{t2} \cdot a + F_{оп \text{ цеп}} \cdot a + b + c / a + b =$$

$$= -4790,4 \cdot 75 + 10582,5 \cdot 75 + 75 + 229 / 75 + 75 = 24343,3 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; R_{ax} \cdot a + b + F_{t2} \cdot b + F_{оп \text{ цеп}} \cdot c = 0$$

$$R_{ax} = -F_{t2} \cdot b - F_{оп \text{ цеп}} \cdot c / a + b = -4790,4 \cdot 75 - 10582,5 \cdot 229 / 75 + 75 = -18551,2 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum F_{kx} = 0; R_{ax} + F_{t2} + R_{bx} - F_{оп \text{ цеп}} = 0$$

$$-18551,2 + 4790,4 + 24343,3 - 10582,5 = 0$$

$$0 = 0 \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

Изгибающие моменты в плоскости XOZ:

$$M_{y1} = R_{ax} \cdot a = -18551,2 \cdot 0,075 = -1391,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{y2} = R_{ax} \cdot a + b + F_{t2} \cdot b =$$

$$= -18551,2 \cdot 0,075 + 0,075 + 4790,4 \cdot 0,075 = -2423,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{y3} = R_{ax} \cdot a + b + c + F_{t2} \cdot b + c + R_{bx} \cdot c =$$

$$= -18551,2 \cdot 0,075 + 0,075 + 0,229 + 4790,4 \cdot 0,075 + 0,229 +$$

$$+ 24343,3 \cdot 0,229 = 0$$

Изгибающие моменты в плоскости YOZ:

$$M_{x1 \text{ лев}} = R_{ay} \cdot a = -4971 \cdot 0,075 = -372,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{x1 \text{ прав}} = R_{ay} \cdot a + m = -4971 \cdot 0,075 + 604,8 = 232 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{x2} = R_{ay} \cdot a + b + F_{r2} \cdot b + m_2 =$$

$$= -4971 \cdot 0,075 + 0,075 + 1877,9 \cdot 0,075 + 604,8 = 0$$

$$M_{x3} = R_{ay} \cdot a + b + c + F_{r2} \cdot b + c + m_2 + R_{by} \cdot c =$$

$$= -4971 \cdot 0,075 + 0,075 + 0,229 + 1877,9 \cdot 0,075 + 0,229 + 604,8 +$$

$$+ 3093,1 \cdot 0,229 = 0$$

По полученным данным строим эпюры (рис. 8.2).

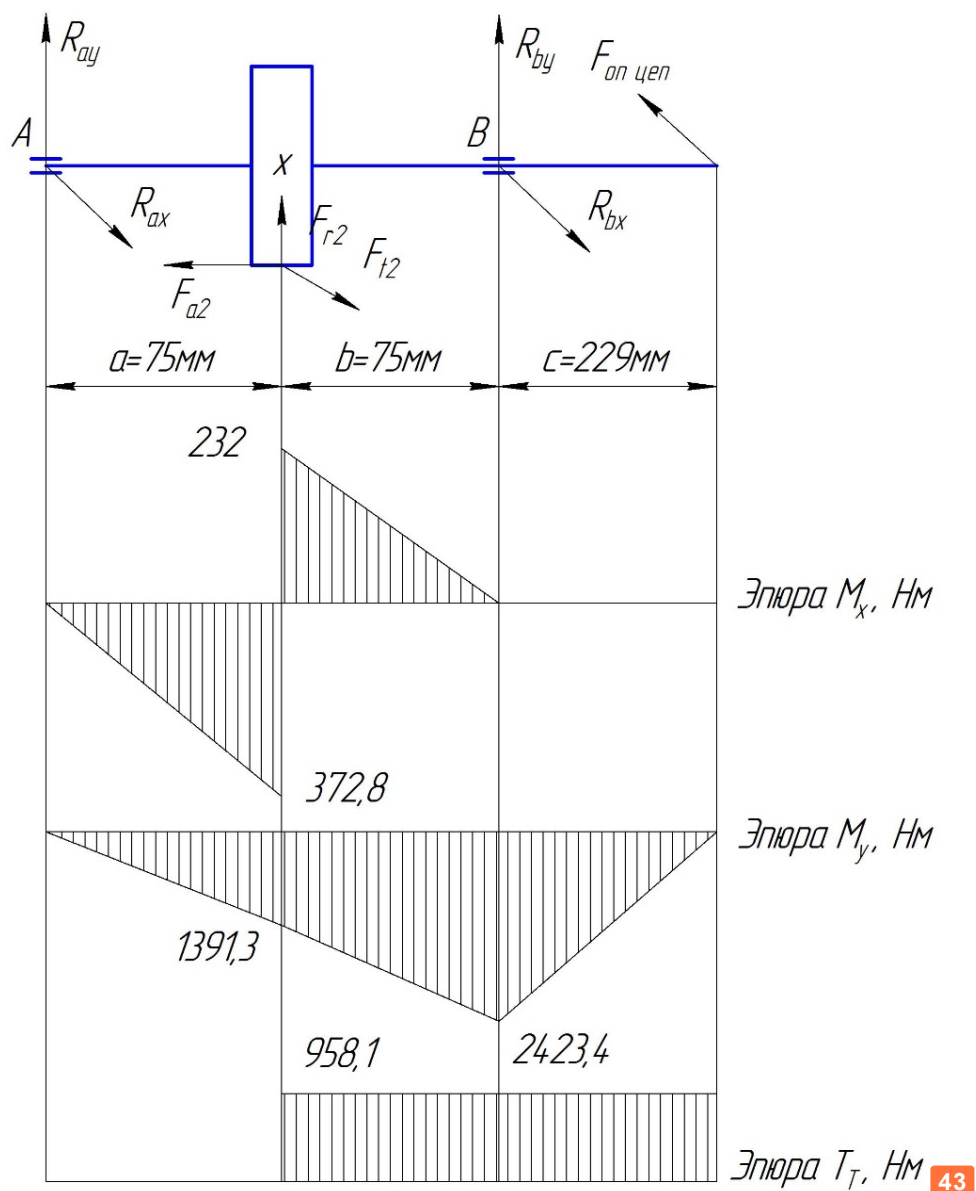


Рисунок 8.2 - Эпюры изгибающих и крутящих моментов

9. Проверочный расчет подшипников

Ведущий вал

Исходные данные:

Требуемая долговечность - $L_h = 23000$ ч.

Осевая нагрузка, действующая на вал - $F_a = 4790,4$ Н.

Частота вращения вала $n = 1472,5$ об/мин.

Выбраны роликовые конические подшипники 7210 по ГОСТ 27365-87:

- динамическая грузоподъемность - $C = 70400$ Н ;

- статическая грузоподъемность - $C_0 = 55000$ Н.

Суммарные реакции:

$$P_1 = Pr_1 = R_{X12} + R_{Y12} = -1581,92 + 293,92 = 1609 \text{ Н}$$

$$P_2 = Pr_2 = R_{X22} + R_{Y22} = 2417,32 + 1584,2 = 2890,1 \text{ Н}$$

Определяем отношение:

$$i \cdot F_a C_0 r = 2 \cdot 4790,455000 = 0,174,$$

где i - число рядов тел качения.

Принимаем коэффициент осевого нагружения [5, с.212-213, табл. 9.18]:

$$e = 0,42$$

Осевые составляющие [5, с.216]:

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot Pr_1 = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 1609 = 560,9 \text{ Н}$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot Pr_2 = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 2890,1 = 1007,5 \text{ Н},$$

Определяем соотношение сил:

$$S_1 < S_2$$

$$F_a > S_2 - S_1$$

Тогда осевые нагрузки подшипников [5, с.217, табл. 9.21]:

$$F_{a1} = S_1 = 560,9 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 5351,3 \text{ Н}$$

Вычисляем отношения:

$$F_{a1} V \cdot Pr_1 = 560,91 \cdot 1609 = 0,349 < e$$

$$F_{a2} V \cdot Pr_2 = 5351,31 \cdot 2890,1 = 1,852 > e$$

где V - коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца $V = 1$;

Принимаем коэффициенты [5, с.212-213, табл. 9.18]:

$X_1 = 1$; $X_2 = 0,4$ - коэффициенты радиальной нагрузки;

$Y_1 = 0$; $Y_2 = 1,429$ - коэффициенты осевой нагрузки;

$k_b = 1,3$ - коэффициент безопасности [5, с.214, табл. 9.19];

$k_t = 1$ - температурный коэффициент [5, с.214, табл. 9.20].

10

По результатам отношений выбираем соответствующую формулу для определения эквивалентных нагрузок [5, с. 209]:

$$P_{e1} = V \cdot Pr_1 \cdot k_b \cdot k_t = 1 \cdot 1609 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2091,7 \text{ Н}$$

$$P_{e2} = X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot F_{a2} \cdot k_b \cdot k_t =$$

$$= 0,4 \cdot 1 \cdot 2890,1 + 1,429 \cdot 5351,3 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3757,1 \text{ Н},$$

Наиболее нагружен подшипник под опорой 2.

Расчетная долговечность, млн. об. [5, с.211]:

$$L = \text{CP} \cdot 10^3 = 704003757,110/3 = 17304 \text{ млн.об.}$$

Расчетная долговечность, ч [5, с.211]:

$$L_h = L \cdot 10660 \cdot n = 17304 \cdot 10660 \cdot 1472,5 = 195862 \text{ ч},$$

что больше требуемого.

55

Ведомый вал

Исходные данные:

3

Требуемая долговечность - $L_h = 23000$ ч ³ в.

Осевая нагрузка, действующая на вал - $F_a = 3024,2 \text{ Н}$.

Частота вращения вала $n = 184,1$ об/мин.

Выбраны роликовые конические подшипники 7218 по ГОСТ 27365-87:

- динамическая грузоподъемность - $C_{0r} = 183000 \text{ Н}$;

- статическая грузоподъемность - $C_{0r} = 150000 \text{ Н}$.

Суммарные реакции:

3

$$P_1 = Pr_1 = R_{X12} + R_{Y12} = -18551,22 + 49712 = 19205,7 \text{ Н}$$

$$P_2 = Pr_2 = R_{X22} + R_{Y22} = 24343,32 + 3093,12 = 24539 \text{ Н}$$

Определяем отношение:

$$i \cdot F_a C_{0r} = 1 \cdot 3024,2150000 = 0,02,$$

где i - число рядов тел качения.

10

Принимаем коэффициент осевого нагружения [5, с.212-213, табл. 9.18]:

$$e = 0,42$$

Осевые составляющие [5, с.216]:

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot Pr_1 = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 19205,7 = 6695,1 \text{ Н}$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot Pr_2 = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 24539 = 8554,3 \text{ Н},$$

Определяем соотношение сил:

$$S_1 < S_2$$

$$F_a > S_2 - S_1$$

Тогда осевые нагрузки подшипников [5, с.217, табл. 9.21]:

$$F_{a1} = S_1 = 6695,1 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 9719,3 \text{ Н}$$

Вычисляем отношения:

$$F_{a1} V \cdot Pr_1 = 6695,11 \cdot 19205,7 = 0,349 < e$$

$$F_{a2} V \cdot Pr_2 = 9719,31 \cdot 24539 = 0,396 < e$$

где V - коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца $V = 1$;

Принимаем коэффициенты [5, с.212-213, табл. 9.18]:

$X_1 = 1$; $X_2 = 1$ - коэффициенты радиальной нагрузки;

$Y_1 = 0$; $Y_2 = 0$ - коэффициенты осевой нагрузки;

78

$k_b = 1,3$ - коэффициент безопасности [5, с.214, табл. 9.19];

$k_T = 1$ - температурный коэффициент [5, с.214, табл. 9.20].

По результатам отношений выбираем соответствующую формулу для определения эквивалентных нагрузок [5, с. 209]:

$$P_{e1} = V \cdot P_{r1} \cdot k_b \cdot k_T = 1 \cdot 19205,7 \cdot 1,3 \cdot 1 = 24967,4 \text{ Н}$$

$$P_{e2} = V \cdot P_{r2} \cdot k_b \cdot k_T = 1 \cdot 24539 \cdot 1,3 \cdot 1 = 31900,7 \text{ Н}$$

Наиболее нагружен подшипник под опорой 2.

Расчетная долговечность, млн. об. [5, с.211]:

$$L = C_{P\frac{10}{3}} = 18300031900,710/3 = 336 \text{ млн.об.}$$

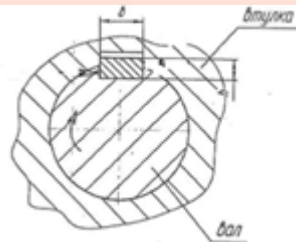
Расчетная долговечность, ч [5, с.211]:

$$L_h = L \cdot 10660 \cdot n = 336 \cdot 1066 \cdot 184,1 = 30416 \text{ ч,}$$

что больше требуемого.

10. Подбор и расчет шпонок

Для закрепления на валах зубчатых колес и муфт, применены призматические шпонки, выполненные по ГОСТ 23360-78.



10

Рисунок 10.1 – Схема установки шпонки

Проверим шпоночное соединение по напряжениям смятия. Условие прочности на смятие [4, с. 170]:

$$\sigma_{см} = 2 \cdot T \cdot d \cdot h \cdot t_1 \cdot l \cdot b \leq \sigma_{см},$$

где T - передаваемый вращающий момент, Н · мм ;

d - диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

h - высота шпонки, мм;

t_1 - глубина шпоночного паза на валу, мм;

l - полная длина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм;

$\sigma_{см}$ - допускаемое напряжение на смятие. При стальной ступице $\sigma_{см} = 100 \dots 120$ МПа [4, с.170].

Исчисляем шпонку выходного участка быстроходного вала.

Шпонка $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 151,21 \cdot 10340 \cdot 8 \cdot 5 \cdot 50 \cdot 12 = 66,3 \text{ МПа} < \sigma_{см}$$

Условие прочности выполняется.

Исчисляем шпонку выходного участка тихоходного вала.

Шпонка $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 110$

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 958,07 \cdot 10380 \cdot 14 \cdot 9 \cdot 110 \cdot 22 = 54,4 \text{ МПа} < \sigma_{см}$$

Условие прочности выполняется.

Исчисляем шпонку участка вала под зубчатым колесом.

Шпонка $b \times h \times l = 28 \times 16 \times 80$

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 958,07 \cdot 103100 \cdot 16 \cdot 10 \cdot 80 \cdot 28 = 31,4 \text{ МПа} < \sigma_{см}$$

Условие прочности выполняется.

11. Проверочный расчет валов на прочность

Проверочный расчет заключается в определении коэффициентов запаса прочности для опасного сечения и сравнении с требуемым (допускаемым) значением.

Условие прочности имеет вид [4, с.280]:

$$s \geq s_{\text{доп}}$$

где s - коэффициент запаса прочности для опасного сечения;

$s_{\text{доп}}$ - допускаемое значение коэффициента запаса прочности, $s_{\text{доп}} = 1,5 \dots 2,5$.

Ведущий вал

Исходные данные:

- диаметр вала в опасном сечении - $d = 70$ мм ;
- суммарный изгибающий момент - $M_{\text{сум}} = 540,4$ Н·м ;
- крутящий момент - $T = 151,2$ Н·м ;
- материал вала - Сталь 45 [4, с.273, табл.12.8]:

$$\sigma_{\text{в}} = 780 \text{ Н/мм}^2, \sigma_{\text{т}} = 540 \text{ Н/мм}^2, \sigma_{-1} = 335 \text{ Н/мм}^2, \tau_{-1} = 194,3 \text{ Н/мм}^2$$

Амплитуды напряжений цикла в опасном сечении [4, с.280]:

$$\sigma_{\text{а}} = \sigma_{\text{и}} = M_{\text{сум}} \cdot 10^3 / W_{\text{изг}} = 540,4 \cdot 10^3 / 34300 = 15,8 \text{ Н/мм}^2$$

$$\tau_{\text{а}} = \tau_{\text{и}} = T \cdot 10^3 / W_{\text{кр}} = 151,2 \cdot 10^3 / 68600 = 2,2 \text{ Н/мм}^2$$

где W - момент сопротивления сечения вала при изгибе:

$$W_{\text{изг}} = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 70^3 = 34300 \text{ мм}^3$$

$W_{\text{кр}}$ - момент сопротивления сечения вала при кручении:

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 70^3 = 68600 \text{ мм}^3$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении [4, с.280]:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} K_{\sigma D} = 335 \cdot 1,1 = 368,5$$

$$\tau_{-1D} = \tau_{-1} K_{\tau D} = 194,3 \cdot 1,1 = 213,7$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручении для принятого материала:

$$\sigma_{-1} = 335 \text{ Н/мм}^2, \tau_{-1} = 194,3 \text{ Н/мм}^2$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ - коэффициенты снижения предела выносливости. Вычисляются по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = K_{\sigma} K_{d\sigma} + 1 K_{F\sigma} / K_{\sigma D} = 4 + 10,9 / 1 = 4,11$$

$$K_{\tau D} = K_{\tau} K_{d\tau} + 1 K_{F\tau} / K_{\tau D} = 2,4 + 10,933 / 1 = 2,48$$

где K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений [4, с.282, табл.12.16]. При $\sigma_{\text{в}} = 780 \text{ Н/мм}^2$, $t/r=3$, $r/d=0,03$:

$$K_{\sigma} = 2,25, K_{\tau} = 1,75$$

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения [4, с.281, табл.12.13].

Для $d=70$ мм, $\sigma_{\text{в}} = 900 \text{ Н/мм}^2$:

$$K_{\sigma}K_{d\sigma} = 4 ; K_{\tau}K_{d\tau} = 2,4$$

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ - коэффициенты влияния качества поверхности [4, с.281, табл.12.14]:

$$K_{F\sigma} = 0,9 , K_{F\tau} = 0,93$$

18

K_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения [4, с.281, табл.12.15]:

$$K_v = 1$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям [4, с.278]:

$$s_{\sigma} = \sigma_{-1}D_{\sigma a} + \Psi_{\sigma}D_{\sigma} \cdot \sigma$$

$$s_{\tau} = \tau_{-1}D_{\tau a} + \Psi_{\tau}D_{\tau} \cdot \tau ,$$

где σ_a и τ_a - амплитуды напряжений цикла;

$\Psi_{\sigma}D$ и $\Psi_{\tau}D$ - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения;

σ_m и τ_m - средние напряжения цикла.

В расчетах принимаем, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, т.е. $\sigma_a = \sigma_i$ и $\sigma_m = 0$, а касательные напряжения – по отнулевому циклу, т.е. $\tau_a = \tau_k / 2$ и $\tau_m = \tau_k / 2$.

Тогда:

$$s_{\sigma} = \sigma_{-1}D_{\sigma a} = 81,515,8 = 5,2$$

$$s_{\tau} = \tau_{-1}D_{\tau a} = 78,31,1 = 71,2$$

Коэффициент запаса прочности для опасного сечения [4, с.280]:

$$s = s_{\sigma} \cdot s_{\tau} \cdot s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2 = 5,2 \cdot 71,25,22 + 71,22 = 5,2 > s = 1,5 \dots 2,5$$

Условие $s \geq s$ выполняется.

Ведомый вал

Исходные данные:

- диаметр вала в опасном сечении - $d = 90$ мм ;
- суммарный изгибающий момент - $M_{\text{сум}} = 2423,4$ Н·м ;
- крутящий момент - $T = 958,1$ Н·м ;
- материал вала - Сталь 45 [4, с.273, табл.12.8]:

$$\sigma_{\text{в}} = 780 \text{ Н/мм}^2 , \sigma_{\text{т}} = 540 \text{ Н/мм}^2 , \sigma_{-1} = 335 \text{ Н/мм}^2 , \tau_{-1} = 194,3 \text{ Н/мм}^2$$

Амплитуды напряжений цикла в опасном сечении [4, с.280]:

$$\sigma_a = \sigma_i = M_{\text{сум}} \cdot 103 = 2423,4 \cdot 10372900 = 33,2 \text{ Н/мм}^2$$

$$\tau_a = \tau_k = T \cdot 1032W_k = 958,1 \cdot 1032 \cdot 145800 = 3,3 \text{ Н/мм}^2 ,$$

где W - момент сопротивления сечения вала при изгибе:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 90^3 = 72900 \text{ мм}^3$$

W_k – момент сопротивления сечения вала при кручении:

$$W_k = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 90^3 = 145800 \text{ мм}^3$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении [4, с.280]:

$$\sigma_{-1}D = \sigma_{-1}K_{\sigma}D = 3354,31 = 77,7$$

25

$$\tau_{-1}D = \tau_{-1}K_{\tau}D = 194,32,58 = 75,3 ,$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручении для принятого материала:

$$\sigma_{-1} = 335 \text{ Н/мм}^2, \tau_{-1} = 194,3 \text{ Н/мм}^2$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

Вычисляются по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = K_{\sigma} K_{d\sigma} + 1 K_{F\sigma} K_V = 4,2 + 10,9 / 1 = 4,31$$

$$K_{\tau D} = K_{\tau} K_{d\tau} + 1 K_{F\tau} / K_V = 2,5 + 10,933 / 1 = 2,58,$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений [4, с.282, табл.12.16]. При $\sigma_b = 780 \text{ Н/мм}^2$, $t/r=3$, $r/d=0,03$:

$$K_{\sigma} = 2,25, K_{\tau} = 1,75$$

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения [4, с.281, табл.12.13].

Для $d=90 \text{ мм}$, $\sigma_b = 900 \text{ Н/мм}^2$:

$$K_{\sigma} K_{d\sigma} = 4,2; K_{\tau} K_{d\tau} = 2,5$$

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности [4, с.281, табл.12.14]:

$$K_{F\sigma} = 0,9, K_{F\tau} = 0,93$$

K_V – коэффициент влияния поверхности 3-го упрочнения [4, с.281, табл.12.15]:

$$K_V = 1$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям [4, с.278]:

$$s_{\sigma} = \sigma_{-1} D_{\sigma a} = 77,733,2 = 2,3$$

$$s_{\tau} = \tau_{-1} D_{\tau a} = 75,33,3 = 22,8$$

Коэффициент запаса прочности для опасного сечения [4, с.280]:

$$s = s_{\sigma} \cdot s_{\tau} s_{\sigma 2} + s_{\tau 2} = 2,3 \cdot 22,82,32 + 34,32 = 2,3 > s = 1,5 \dots 2,5$$

Условие $s \geq s$ выполняется.

12. Тепловой расчет червячного редуктора

При установившемся режиме работы редуктора все выделяющееся тепло должно отдаваться через его стенки в окружающую среду.

Расчетная формула для расчета червячной передачи на нагрев, полученная из уравнения теплового баланса, т.е. из равенства теплоты, выделяемой в передаче, теплоте, отводимой в окружающую среду, имеет вид:

$$t_{m0} = 46 \cdot 15 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \eta \cdot \varphi_0 \cdot k_t \cdot S + t_{в0} \leq t_{mp0},$$

где P_1 - подводимая мощность, кВт;

η - к.п.д. червячной передачи;

S - площадь поверхности охлаждения корпуса передачи, m^2 ;

k_t - коэффициент, учитывающий число килокалорий, отводимых с $1 m^2$ поверхности корпуса в течение одного часа при разности температур в один градус. Коэффициент K_t принимаем для передач, предназначенных для работы в помещениях с интенсивной циркуляцией или на открытом воздухе, $12-15^\circ$.

φ_0 - коэффициент, учитывающий фактическое время работы передачи в течение одного часа. Коэффициент φ_0 при непрерывной работе передачи принимается равным единице.

t_{m0} - температура масла, $^\circ C$;

$t_{в0}$ - температура окружающей среды (воздуха) $^\circ C$. Температура окружающей среды (воздуха) $t_{в0}$ обычно принимается $20^\circ C$;

t_{mp0} - допускаемая температура масла, $^\circ C$. Допускаемая температура масла $t_{mp0} = 80...90^\circ C$ при нижнем расположении червяка.

Площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора S определяется после проектирования передачи (редуктора).

Для проведения предварительного расчета передачи на нагрев площадь поверхности охлаждения корпуса можно ориентировочно определить по следующей формуле:

$$S = 20 \cdot a_w^2 + K_p \cdot S_p = 20 \cdot 250 \cdot 10^{-32} + 1 \cdot 1 = 2,25 m^2$$

где a_w - межосевое расстояние червячной передачи, м;

S_p - площадь поверхности ребер корпуса редуктора;

K_p - коэффициент эффективности ребер (при вертикальном расположении ребер $K_p = 1$).

Уточненное значение КПД передачи (редуктора):

$$\eta = 0,96 \cdot \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \gamma + \varphi = 0,96 \cdot 21,801^\circ \operatorname{tg} 21,801^\circ + 1,5^\circ = 0,892$$

где угол трения φ определяется в зависимости от фактической скорости скольжения $\varphi = 1,5^\circ$.

Числовой коэффициент 0,96 в формуле введен для учета потерь в опорах и на перемешивание масла.

Подводимая мощность:

$$P = n_1 \cdot T_{19550} = 1472,5 \cdot 151,219550 = 23,3 \text{ кВт}$$

$$t_{m0} = 465 \cdot 23,3 \cdot 1 - 0,892 \cdot 115 \cdot 2,25 + 20 = 54,8^\circ < t_{mp0} ,$$

Условие $t_{m0} \leq t_{mp0}$ в 15 выполняется, следовательно передача (редуктор) будет работать без перегрева.

13. Смазка редуктора

Смазывание червячных зацеплений и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей.

Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом ка⁴³рным непроточным способом (окунанием).²⁰ Данный способ применяют для червячных передач при окружных скоростях до 10 м/с.

Выбор сорта масла зависит от расчетного контактного напряжения и⁴³ фактической окружной скорости колес. При контактных напряжениях $\sigma_H = 123,4$ МПа и скорости $V = 8,3$ м/с принимаем масло индустриальное для гид⁴³лических систем без присадок И-Т-Д-68 по ГОСТ 17479.4-87 [4, табл. 10.29, с.255].

Уровень масла [4, с.255]:

$$h_m = 0,1 \dots 0,5 \cdot d_1 > h_{\min} = 2,2 \text{ м}$$

$$h_m = 0,1 \dots 0,5 \cdot 100 = 10 \dots 50 \text{ мм} > h_{\min} = 2,2 \cdot 12,5 = 27,5 \text{ мм}$$

Принимаем $h_m = 50$ мм.

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируем жезловым маслоуказателем, так как он удобен для осмотра, его конструкция проста и достаточно надежна.

При работе передач масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусма⁴³ивают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой.

Заключение

При выполнении курсового проекта, пройдя от кинематического расчета до сведения привода в графическом материале, был разработан привод общего назначения, состоящий из электродвигателя, открытой клиноременной передачи, червячного редуктора и открытой цепной передачи.

1. Спроектированный в данной работе привод общего назначения с червячным редуктором соответствует техническому заданию.

2. Проведенные расчеты показывают, что разработанная конструкция привода отвечает требованиям надежности, долговечности, удобства эксплуатации и ремонтпригодности.

3. После изготовления, сборки, регулировки и монтажа привод может быть использован по назначению.

4. Составные части привода, соединительные и крепежные детали максимально унифицированы и стандартизованы.

В результате освоили и приобрели навыки конструирования и расчетов, научились правильно и с **38**снованно применять полученные знания для решения конкретных задач.

Список используемой литературы

1. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта «Привод общего назначения» по курсу «Детали машин и основы конструирования (Механика 4)».
2. Гуревич, Ю.Е. Расчет и основы конструирования деталей машин [Электронный ресурс] : учебник для вузов. В 2 т. Т. 1. Исходные положения. Соединения деталей машин. Детали передач / Ю.Е. Гуревич, А.Г. Схиртладзе. – М. : ИНФРА-М, 2018. – 239 с. Ссылка ЭБС : <http://znanium.com/catalog/product/854569>
3. Гуревич, Ю.Е. Расчет и основы конструирования деталей машин [Электронный ресурс] : учебник для вузов. В 2 т. Т. 2. Механические передачи / Ю.Е. Гуревич, А.Г. Схиртладзе. – М. : ИНФРА-М, 2018. – 247 с. Ссылка ЭБС : <http://znanium.com/catalog/product/924023>
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. – 5-е издание дополн. - М.: Машиностроение, 2004 г.
5. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/С.А.Чернавский, К.Н.Боков и др. - 3-е изд., стереотипное. - М: ООО ТИД Альянс, 2005.
6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: у⁴⁷⁵. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. – Калининград: Янтар. сказ. – 2002.