

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АМГУ»)

Институт компьютерных и инженерных наук
Кафедра стартовые и технические ракетные комплексы
Специальность 24.05.01 – Проектирование, производство и эксплуатация
ракет и ракетно-космических комплексов
Специализация – Эксплуатация стартовых и технических комплексов и
систем жизнеобеспечения

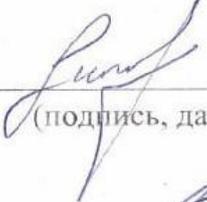
ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Зав. кафедрой

В.В. Соловьев
« ____ » _____ 2025 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

на тему: Модернизация открытой зубчатой передачи привода механизма
передвижения мобильной башни обслуживания

Исполнитель
студент группы 9111 – ос



(подпись, дата)

В.Д. Суханова

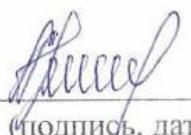
Руководитель
доцент, канд.техн.наук.



(подпись, дата)

В.В. Соловьев

Консультант по БЖД
доцент, канд.техн.наук.



(подпись, дата)

А.В. Козырь

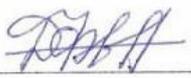
Нормоконтроль



(подпись, дата)

М.А. Аревков

Рецензент



(подпись, дата)

Д.В. Тарафонов

Благовещенск 2025

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)

Институт компьютерных и инженерных наук
Кафедра стартовые и технические ракетные комплексы

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой

 В.В. Соловьев
«___» _____ 2025 г.

ЗАДАНИЕ

К выпускной квалификационной работе студента Сухановой Виктории Денисовны

1. Тема выпускной квалификационной работы: Модернизация открытой зубчатой передачи привода механизма передвижения мобильной башни обслуживания

(утверждена приказом от 02.12.2024 г. № 3236-уч)

2. Срок сдачи студентом законченной работы: 06 февраля 2025 г.

3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе: научная литература, периодические издания, отчёты по практикам.

4. Содержание выпускной квалификационной работы: расчёт геометрии и величины напряжений для разных типов передач и сравнение их с исходным, выбор оптимального типа зубчатой передачи, меры безопасности труда, экономический расчет.

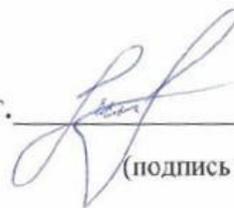
5. Перечень материалов приложения: тележка ходовая механизма передвижения, передача зубчатая цилиндрическая прямозубая, результаты, полученные при расчетах.

6. Консультанты по выпускной квалификационной работе: консультант по БЖД Козырь А. В., доцент, канд. техн. наук.

7. Дата выдачи задания: 20.01.2025 г.

Руководитель выпускной квалификационной работы: Соловьев Владислав
Викторович, доцент, канд. техн. наук.

Задание принял к исполнению (дата): 20.01.2025 г.



(подпись студента)

РЕФЕРАТ

Дипломная работа содержит 97 с., 39 рисунков, 24 таблицы, 12 источников.

МЕХАНИЗМ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ, МОБИЛЬНАЯ БАШНЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ, ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА, КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА, ШЕВРОННАЯ ПЕРЕДАЧА, ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ, T-FLEX CAD

МБО предназначена для осуществления предстартовой подготовки и пуска РКН «Союз-2» этапов 1а, 1б, 1в с КГЧ, включающими в свой состав автоматические КА, РБ «Фрегат» или БВ «Волга».

Механизм передвижения предназначен для обеспечения передвижения МБО по специальному рельсовому пути с заданными скоростями и ее остановки в конечных положениях с заданной точностью с учетом уклона рельсового пути и действия рабочей ветровой нагрузки.

Цель работы: уменьшение динамических нагрузок на механизм передвижения МБО за счет подбора характеристик зубчатых передач.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

- рассчитать геометрию и величину контактных и изгибающих напряжений для разных типов передач и сравнить с исходным;
 - моделирование передачи в программном комплексе Компас-3D;
 - провести анализ геометрических и прочностных параметров для исходного и выбранного зацепления в программном комплексе T-Flex CAD
- Зубчатые передачи.

СОДЕРЖАНИЕ

Определения, обозначения, сокращения	8
Введение	9
1 Общие теоретические сведения	10
1.1 Описание механизма передвижения МБО	10
1.2 Основные причины отказа зубчатых передач и виды их разрушений	17
1.3 Способы уменьшения динамических нагрузок и шума в механизме	20
2 Расчет зубчатых передач на прочность	22
2.1 Расчет прямозубой цилиндрической зубчатой передачи	22
2.1.1 Определение допускаемых контактных напряжений	23
2.1.2 Определение допускаемых напряжений изгиба	26
2.1.3 Определение усилий в зацеплении	27
2.1.4 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость	29
2.1.5 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе	33
2.2 Расчет косозубой цилиндрической зубчатой передачи	36
2.2.1 Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса	36
2.2.2 Определение числа зубьев шестерни и колеса	38
2.2.3 Уточнение угла наклона зубьев	38
2.2.4 Определение размеров зубчатых колес	39
2.2.5 Определение усилий в зацеплении	40
2.2.6 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость	41
2.2.7 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе	43
2.3 Расчет шевронной цилиндрической зубчатой передачи	45
2.3.1 Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса	45
2.3.2 Определение числа зубьев шестерни и колеса	46
2.3.3 Уточнение угла наклона зубьев	46
2.3.4 Определение размеров зубчатых колес	46
2.3.5 Определение усилий в зацеплении	47
2.3.6 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость	48

2.3.7 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе	49
2.4 Анализ параметров передач по результатам расчетов	51
3 Расчет зубчатых передач в программном комплексе T-Flex CAD	54
3.1 Расчет прямозубого зацепления в программном комплексе T-Flex CAD	54
3.2 Расчет косозубого и шевронного зацепления в программном комплексе T-Flex CAD	61
3.3 Анализ полученных при расчете данных	70
4 Безопасность жизнедеятельности	73
4.1 Опасные факторы при работе с механизмом	73
4.2 Общие меры безопасности	73
4.3 Меры безопасности при работе на открытом воздухе	75
4.3.1 Требования при работе в условиях пониженной температуры воздуха	75
4.3.2 Требования при работе в условиях повышенной температуры воздуха	75
4.3.3 Перечень СЗ при работе на открытом воздухе	76
4.4 Требования безопасности при работе с электрооборудованием	77
4.5 Меры пожарной безопасности	78
4.6 Требования к СИЗ для работы с механизмом	79
5 Экономическая часть	81
5.1 Расчет бюджета научно-технического исследования	81
5.1.1 Расчет материальных затрат научно-технического исследования	81
5.1.2 Расчет амортизации специального оборудования	82
5.1.3 Основная заработная плата исполнителей темы	82
5.1.4. Отчисления во внебюджетные фонды	85
5.1.5. Накладные расходы	85
5.1.6 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта	86
5.2 Расчет себестоимости изготовления шестерен и зубчатых колес	86
5.2.1 Расчет себестоимости сырья и материалов	87

5.2.2 Затраты на энергию на технологические нужды	88
5.2.3 Заработная плата основных производственных рабочих	88
5.2.4 Расчет общепроизводственных и общехозяйственных расходов	90
5.2.5 Расчет затрат на ремонт и содержание оборудование	91
5.2.6 Расчет полной себестоимости изделий	92
Заключение	94
Библиографический список	96

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ

БВ – блок выведения;

ВКМ – верхняя кабель мачта;

ДК – дренажная коммуникация;

ДПК – дренажно-предохранительный клапан;

ЗИП – запасные части, инструмент и принадлежности;

КА – космический аппарат;

КЗМ – кабель-заправочная мачта;

КГЧ – космическая головная часть;

МБО – мобильна башня обслуживания;

РБ – разгонный блок;

РКН – ракета космического назначения;

РН – ракета-носитель;

СЗ – средства защиты;

СИЗ – средства индивидуальной защиты;

СК – стартовый комплекс.

ВВЕДЕНИЕ

Мобильная башня обслуживания является объектом космодрома «Восточный», предназначенным для осуществления предстартовой подготовки и запуска РКН типа «Союз-2».

Передвижение МБО осуществляется по специальному рельсовому пути при помощи четырех балансирных ходов, называемых механизмом передвижения. Механизм передвижения обеспечивает перемещение с заданными скоростями и остановки в конечных положениях с заданной точностью с учетом уклона рельсового пути и действия рабочей ветровой нагрузки.

Из-за систематического образования повреждений на зубьях открытой зубчатой передачи ходовых тележек механизма передвижения МБО, становится актуальным вопрос о способе решения возникшей проблемы.

T-FLEX CAD — российская CAD-система, оснащенная средствами создания и оформления технической документации, возможностью моделирования как в 2D, так и в 3D. Входящее в состав программного комплекса приложение T-FLEX Зубчатые передачи предназначено для проектирования и расчетов зубчатых колес, а также зубчатых передач различных типов.

В дипломной работе рассматривается вариант снижения воздействий динамических нагрузок на открытую зубчатую передачу механизма передвижения МБО путем изменения типа зацепления передачи.

1 ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1 Описание механизма передвижения МБО

МБО предназначена для осуществления предстартовой подготовки и пуска РКН «Союз-2» этапов 1а, 1б, 1в с КГЧ, включающими в свой состав автоматические КА, РБ «Фрегат» или БВ «Волга».



Рисунок 1.1 – Мобильная башня обслуживания

МБО обеспечивает возможность проведения следующих операций:

- доступ к различным уровням РН и КГЧ при работах в ходе подготовки к пуску РКН, заключительных операциях после пуска, а также при проведении работ в случае несостоявшегося пуска;
- защиту от атмосферных осадков элементов стартовой системы, кабины обслуживания, верхней кабельной мачты, кабель-заправочной мачты в межпусковой период, а также РКН при предпусковых и пусковых работах,

заключительных операциях после пуска, а также при проведении работ в случае несостоявшегося пуска;

- возможность обслуживания в заданных зонах КГЧ;
- возможность доступа с площадок МБО к местам стыковки к РН коммуникаций связи «земля-борт», проложенных по КЗМ, ВКМ, а также к верхнему силовому поясу стартовой системы;
- возможность размещения оборудования, прокладки гидравлических, пневматических и электрических коммуникаций и стыковки их к РН;
- возможность размещения коммуникаций отвода паров горючего и жидкого кислорода за пределы МБО с учетом преобладающих направлений ветров;
- возможность подстыковки и отстыковки коммуникаций термостатирования отсеков РН «Союз-2» этапов 1а, 1б, 1в и КГЧ и коммуникаций отвода от ДК и ДПК РН «Союз-2» этапов 1а, 1б, 1в паров горючего и жидкого кислорода;
- возможность стыковки электрических, пневматических и гидравлических коммуникаций, проложенных по МБО, с соответствующими коммуникациями стартового сооружения;
- возможность размещения системы вентиляции зон обслуживания РН и КГЧ;
- возможность установки и крепления устройств (приспособлений) обезвешивания пристыкованных к КГЧ воздухопроводов системы термостатирования КГЧ воздухом низкого давления;
- возможность размещения оборудования системы газового контроля;
- возможность размещения на наружной поверхности МБО антенн;
- экстренную эвакуацию обслуживающего персонала с МБО в стартовое сооружение.

МБО в составе СК обеспечивает предстартовую подготовку и пуски РКН с производительностью не менее 10 пусков в год.

МБО работоспособна при следующих климатических условиях:

- температура окружающего воздуха от минус 40 до плюс 40 °С;
- относительная влажность окружающего воздуха до 98 % при температуре плюс 20 °С;
- диапазон изменений атмосферного давления от 700 до 780 мм рт. ст.; туман, пыль, град, снег, дождь;
- осредненная скорость ветра на высоте 10 м от поверхности Земли (с учетом порывов) до 25 м/с.

МБО обеспечивает:

- проведение работ по обслуживанию РКН при скорости ветра с двухминутным периодом осреднения на высоте 10 м от поверхности Земли до 10 м/с (с учетом порывов до 15 м/с);
- функционирование при скорости ветра с двухминутным периодом осреднения на высоте 10 м от поверхности Земли до 15 м/с (с учетом порывов до 22,5 м/с);
- при стоянии в зафиксированном положении МБО должна сохранять прочность и устойчивость при предельном ветровом воздействии с величиной скоростного напора ветра 460 Па, соответствующего 2-х минутному периоду осреднения на уровне 10 м от поверхности Земли до 25 м/с (с учетом порывов до 36 м/с).

Основные технические характеристики МБО представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики МБО

Наименование	Значение характеристики
Тип МБО	Подвижное закрытое самоходное сооружение, перемещающееся с помощью четырех самоходных балансирных ходов по двум параллельным рельсовым путям из двух рельсов каждый на стартовом сооружении. Оборудована воротами с обеих торцов, стационарными, поворотными и легкими площадками обслуживания, лифом, тельфером г/п 5 т, системой аварийной эвакуации.
Габариты МБО, мм:	
длина	31525
ширина	37410
высота	51863
Масса, т	1590
Колея МБО, мм	23300
Механизм продвижения	Дифференциальный редуктор с встроенными основным и резервным электродвигателями
Скорость передвижения, м/мин:	
основной режим работы	От 1,2 до 12
резервный режим работы	От 0,4 до 4
Количество балансирных ходов	4
Количество колес, шт:	
Приводных/общее	16/32

Тип колеса	Цилиндрическое одноробордное.
Тип рельса	Крановый КР140-А ГОСТ 4121-96

Механизм передвижения предназначен для обеспечения передвижения МБО по специальному рельсовому пути с заданными скоростями и ее остановки в конечных положениях с заданной точностью с учетом уклона рельсового пути и действия рабочей ветровой нагрузки.

Механизм передвижения состоит из четырех балансирных ходов 6, опоры которых крепятся к металлоконструкции (каркасу) МБО посредством болтов, образуя сдвигоустойчивые соединения.

Балансирный ход, в соответствии с рисунком 1.2, включает в себя балансир 6, опору 5, упор 7 и две тележки 1, 4.

Упор 7 служит для остановки МБО в крайних положениях при наезде на тупиковые упоры МБО. В упор встроен блок выключателя, который при наезде на тупиковый упор дает сигнал на отключение привода механизма передвижения.

На тележке 1 предусмотрено место для установки механизма противоугонного устройства.

Тележка содержит два приводных 2 и два холостых 3 ходовых колеса. Колеса через подшипники установлены на осях, шарнирно закрепленных в корпусе и имеющих возможность покачивания вокруг точки крепления, чем обеспечивается равномерное распределение опорных давлений между колесами.

В опорах 10 приводных колес установлен дифференциальный редуктор 8 с основным и резервным электродвигателями. От поворота редуктор закреплен на балке через серьгу и пальцы.

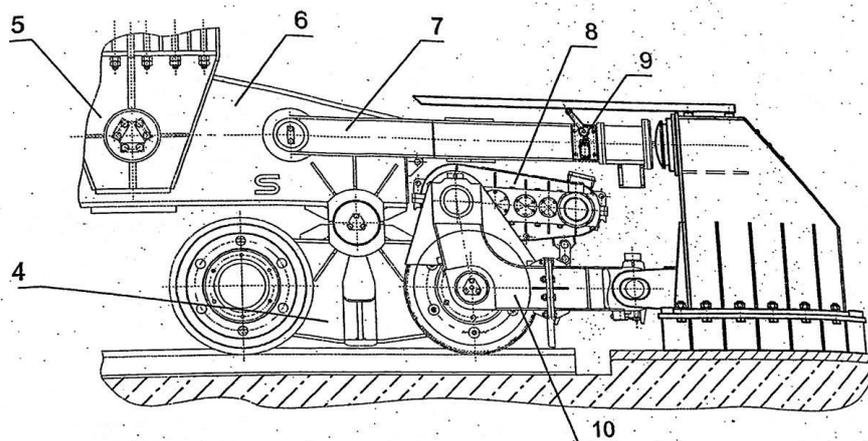


Рисунок 1.2 – Балансирный ход МБО

Механизм передвижения может работать в двух режимах: от основных электродвигателей (основной привод) или от резервных электродвигателей (резервный привод).

Переключение между приводами и включение механизма на подвод (отвод) МБО осуществляется оператором из кабины управления МБО. Электродвигатели имеют встроенные тормоза нормально закрытого типа. При включении основных электродвигателей резервные остаются в заторможенном состоянии и наоборот.

Вращение от электродвигателя передается на приводные колеса через редуктор и открытые зубчатые передачи, защищенные кожухами.

Редуктор и открытая зубчатая передача снижают число оборотов и одновременно увеличивают крутящий момент, передаваемый от электродвигателя на приводные колеса, до величины, необходимой для движения МБО.

Электродвигатели совместно с системой управления обеспечивают плавное регулирование скорости передвижения МБО, в том числе для точной остановки МБО в конечных положениях.

Технические характеристики механизма передвижения МБО представлены в таблице 1.2:

Таблица 1.2 – Технические характеристики механизма передвижения МБО

Наименование параметра		Размерность	Значение		
			Основной режим работы	Резервный режим работы	
Скорость передвижения		м/мин	1,2...12	0,4...4	
Группа режима работы механизма по ИСО 4301/1-86		M5			
Колесо	Тип		Цилиндрическое одноробордное		
	Приводное	Диаметр	мм	800	
		Ширина		196	
	Холостое	Диаметр		800	
		Ширина		191	
Тип рельса	КР140-А ГОСТ 4121-96				
Число колес		Общее	шт	32	
		Приводных	шт	16	
Общее передаточное число		-	208,88	903,77	
Передаточное число открытой передачи		-	2,7		
Редуктор		Тип	Цилиндрический дифференциальный		
		Передаточное число	-	74,4	334,73
Электродвигатель		Тип	-	SK160L/6	SK112M/4
		Мощность при ПВ 100%	кВт	11	4
		Частота вращения (синхронная)	мин ⁻¹	1000	1500

Электродвигатель	Напряжение	В	400	
	Количество	шт	8	8
Тормоз	Тип	-	BRE	
	Тормозной момент	Н*м	250	60
	Напряжение	В	400	
	Количество	шт	8	8

1.2 Основные причины отказа зубчатых передач и виды их разрушений

Поскольку в процессе эксплуатации механизма передвижения МБО возникают повреждения на поверхности зубьев открытой зубчатой передачи, появляется необходимость рассмотреть причины отказа зубчатых передач и виды их разрушений.

Основными причинами нарушений в работе зубчатых передач могут являться различные факторы, как воздействия извне, так и неточности при проектировании и изготовлении. К основным причинам отказа в работе можно отнести ошибки при проектировании, к которым относятся неверное определение параметров при расчете, а также выбор материала. Также, к основным факторам отказа можно отнести и неточности при изготовлении зубчатых колес и их непосредственной сборке. Нарушения условий эксплуатации является одной из самых существенных причин отказа в работе шестерен. К ним можно отнести абразивный износ, недостаточное количество смазки, а также не соблюдение заданных разработчиком условий [7].

Все виды повреждения поверхности зубьев связаны с контактными напряжениями и трением.



Рисунок 1.3 – Излом зубьев



Рисунок 1.4 – Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев



Рисунок 1.5 – Изнашивание зубьев

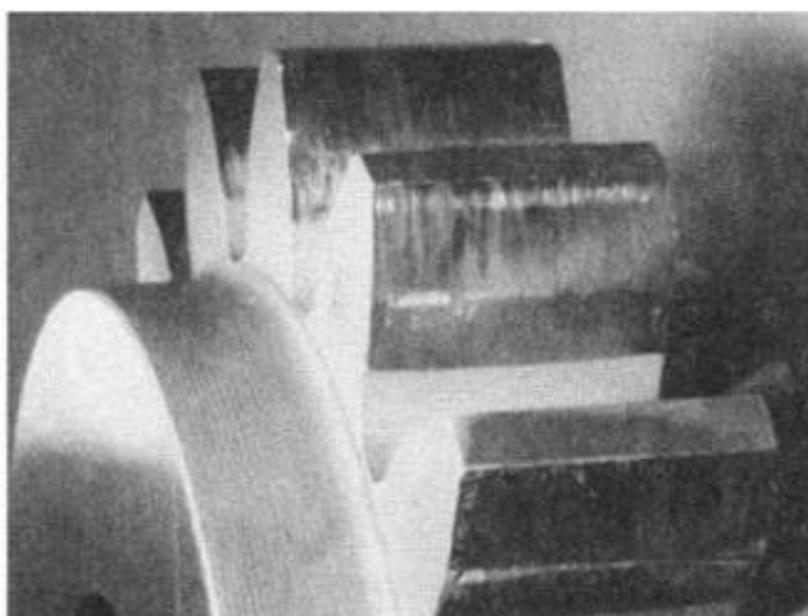


Рисунок 1.6 – Заедание зубьев.

К основным видам повреждений поверхностей относятся:

– излом зубьев (рисунок 1.3). К данному виду разрушений можно отнести повреждения, вызванные неравномерными перегрузками, а также усталостный излом, связанный с воздействием изгибающих напряжений на поверхность зубьев, из-за чего на поверхности основания зубьев образуются трещины.

– усталостное выкрашивание поверхностей зубьев (рисунок 1.4). Данный вид разрушения зубьев возникает в следствии воздействия контактных напряжений на их поверхность, что в свою очередь вызывает образование

микротрещин, а также способствует деформации материала. Появление поверхностных трещин может вызвать дальнейшее возникновение ямок, что в свою очередь образует разрыв слоя масляной пленки, провоцируя появление металлического контакта, что приводит к образованию износа поверхности зубьев.

– изнашивание зубьев (рисунок 1.5). Возникает из-за незащищенности открытых зубчатых передач от внешнего воздействия и загрязнений. Это приводит к образованию разрушений профиля зубьев шестерни, увеличивая зазоры в зацеплении. В свою очередь изнашивание зубьев приводит к повышенному воздействию динамических нагрузок, а также к снижению прочности поверхности зуба.

– заедание зубьев (рисунок 1.6). Возникает из-за образования разрыва слоя масляной пленки. Металлический контакт вызывает отрыв частиц металла от поверхности зуба, образуя наросты. Наросты провоцируют появление механических повреждений, а вследствие и разрушение зуба.

1.3 Способы уменьшения динамических нагрузок и шума в механизме

Как уже было сказано выше, основными причинами повреждений зубчатых передач является возникновение динамических нагрузок. Динамические нагрузки в свою очередь образуются из-за повышенных напряжений на изгиб, а также контактных напряжений. Сам нагрузки возникают из-за различных факторов, таких как неточность изготовления, вызывающая разность шага шестерни и зубчатого колеса.

Наиболее распространенным способом борьбы с воздействием повышенных нагрузок является замена типа зацепления зубчатых колес с прямозубого на косозубый, шевронный или колеса с криволинейным профилем. Такой тип зацепления позволяет передаче входит в зацепление более плавно, без удара, как это происходит в случае с прямозубым зацеплением. В следствие чего нагрузка на зубья уменьшается, а вероятность возникновения повреждений становится ниже.

В случаях, когда вышеуказанный способ применить не представляется возможным из-за разного рода причин, достигнуть снижения нагрузок на зубчатые колеса возможно с помощью модификации формы зуба, что позволяет снизить воздействие нагрузок, а также влияние перекоса валов. Чаще всего для этого рекомендуется использовать бочкообразную форму зубьев.

Материал шестерен также оказывает значительное влияние на способность к гашению динамических нагрузок при зацеплении. Для высокоскоростных передач при повышенных нагрузках рекомендуется заменить материал одной из шестерен на пластмассу, что поможет значительно снизить шум и нагрузки. Ведущее колесо рекомендуется изготавливать из более твердой стали и применять шлифовку на зубьях, в отличие от ведомого, что также является хорошим способом для снижения шума и ударных нагрузок.

Увеличение торцевого и осевого коэффициентов перекрытия способствует более плавной работе передачи, уменьшению воздействия вибрации, а также уровню нагрузок. Увеличение этих коэффициентов достигается за счет выбора минимального модуля шестерен, что ведет за собой появление недостатков, таких как уменьшение сечения ножки зуба, которые компенсируются путем увеличения делительного диаметра колеса и ширины венца.

Для снижения воздействия динамических нагрузок и уменьшения вероятности последующего образования разрушения на поверхности зубьев, для модернизации открытой зубчатой передачи, входящей в состав механизма передвижения МБО, был выбран способ замены типа зацепления с прямозубого на косозубый или шевронный и в последующем выбор оптимального из них.

2 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

2.1 Расчет прямозубой цилиндрической зубчатой передачи

Расчет цилиндрических зубчатых передач на прочность изложен в [10]. В таблице 2.1 представлены исходные данные для проведения расчета открытой прямозубой передачи.

Таблица 2.1 – Исходные данные

Наименование параметра	Условное обозначение	Значение
Межосевое расстояние, мм	a_w	575
Модуль передачи	m	10
Передаточное число	u	2,7
Число зубьев шестерни	z_1	31
Число зубьев колеса	z_2	84
Делительный диаметр шестерни, мм	d_1	310
Делительный диаметр колеса, мм	d_2	840
Частота вращения шестерни, мин ⁻¹	n_1	12,9
Частота вращения колеса, мин ⁻¹	n_2	4,7
Вращающий момент на шестерне, Н · м	T_1	7497
Расположение зубчатых колес	–	Консольное
Опоры валов	–	Роликовые подшипники

Материалы:

1. Для шестерни сталь 40ХН ГОСТ 4543-71, термообработка – закалка ТВЧ, твердость поверхности 40–45 HRC;

2. Для колеса сталь 40X ГОСТ 4543-71, термообработка – закалка ТВЧ, твердость поверхности 40– 45 HRC.

Средняя твердость находится по формуле (2.1):

$$HRC_0 = 0,5 \cdot (HRC_{min} + HRC_{max}); \quad (2.1)$$

$$HRC_0 = 0,5 \cdot (40 + 45) = 42,5.$$

Поскольку твердость поверхности колеса и шестерни одинакова, для обоих вариантов будет использовано одно и тоже значение HRC_0 .

2.1.1 Определение допустимых контактных напряжений

Допустимые контактные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} Z_N / S_H, \quad (2.2)$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости при N_{H0} (таблица 2.2);

Z_N – коэффициент долговечности;

S_H – коэффициент запаса прочности, $S_H = 1,2$ (таблица 2.2).

В соответствии с таблицей 2.2, σ_{Hlim} определяется по формуле:

$$\sigma_{Hlim} = 17HRC_0 + 200; \quad (2.3)$$

$$\sigma_{Hlim} = 17 \cdot 42,5 + 200 = 922,5 \text{ МПа.}$$

Таблица 2.2 – Пределы контактной выносливости σ_{Hlim} и коэффициенты запаса прочности S_H

Вид термической обработки зубьев	Твердость поверхности зубьев	Сталь	σ_{Hlim}	S_H
Нормализация, улучшение	$\leq 350 \text{ HB}$	Углеродистая и легированная	$2 \cdot HB0 + 70$	1,1

Поверхностная закалка ТВЧ	40–53 HRC		$17 \cdot HRC_0 + 200$	1,2
---------------------------	-----------	--	------------------------	-----

Базовое число циклов напряжений определяется по средней твердости поверхностей зубьев (таблица 2.2):

$$N_{H0} = 30 \cdot HRC_0^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7; \quad (2.4)$$

$$N_{H0} = 30 \cdot 42,5^{2,4} = 2,428 \cdot 10^5.$$

При постоянном режиме нагружения расчетное число циклов напряжений определяется по формуле:

$$N_K = 30 \cdot n \cdot c \cdot L_h, \quad (2.5)$$

где n – частота вращения шестерни, колеса, мин^{-1} ;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса. Принимаем $c = 1$;

L_h – срок службы передачи:

$$L_h = 2920 \cdot L \cdot K_r, \quad (2.6)$$

где L – число лет работы передачи, $L = 10$ лет;

K_r – коэффициент годового использования передачи, $K_r = 0,85$.

Тогда получаем:

$$L_h = 2920 \cdot 10 \cdot 0,85 = 2,482 \cdot 10^4 \text{ ч.}$$

По формуле (2.5), расчетное число циклов напряжений для шестерни:

$$N_{K1} = 30 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h = 30 \cdot 12,9 \cdot 1 \cdot 24820 = 1,921 \cdot 10^7. \quad (2.7)$$

Для колеса:

$$N_{K2} = 30 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h = 30 \cdot 4,7 \cdot 1 \cdot 24820 = 6,999 \cdot 10^6. \quad (2.8)$$

Для длительно работающих зубчатых передач, когда $N_K > N_{H0}$, коэффициент долговечности определяется по формуле:

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H0}}{N_K}} \geq 0,75. \quad (2.9)$$

Коэффициент долговечности для кратковременно работающих передач при $N_{K1} < N_{H0}$ определяется по формуле:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_K}} \leq Z_{Nmax}. \quad (2.10)$$

При термообработке предельные значения коэффициента долговечности: $Z_{Nmax} = 2,6$; при поверхностной закалке зубьев $Z_{Nmax} = 1,8$.

Поскольку $N_{K1} > N_{H0}$ и $N_{K2} > N_{H0}$, для длительно работающих передач коэффициент долговечности для шестерни равен:

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H0}}{N_{K1}}} = \sqrt[20]{\frac{2,428 \cdot 10^5}{1,921 \cdot 10^7}} = 0,804. \quad (2.11)$$

Для колеса:

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H0}}{N_{K2}}} = \sqrt[20]{\frac{2,428 \cdot 10^5}{6,999 \cdot 10^6}} = 0,845. \quad (2.12)$$

По формуле (2.2), допускаемые контактные напряжения для шестерни:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{N1}}{S_H} = \frac{922,5 \cdot 0,804}{1,2} = 736,232 \text{ МПа.} \quad (2.13)$$

Для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{N2}}{S_H} = \frac{922,5 \cdot 0,845}{1,2} = 774,353 \text{ МПа.} \quad (2.14)$$

Из полученных значений допускаемых контактных напряжений для дальнейших расчетов выбирается меньшее значение из полученных для шестерни $[\sigma_{H1}]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$, т.е.:

$$[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]). \quad (2.15)$$

Расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H1}] = 736,232 \text{ МПа.}$$

2.1.2 Определение допускаемых напряжений изгиба

Для открытых зубчатых передач допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса определяют по формуле:

$$[\sigma_F] = 0,4 \cdot \sigma_{Flim} \cdot Y_N, \quad (2.16)$$

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе (таблица 2.3).

Принимаем $\sigma_{Flim} = 700 \text{ МПа}$;

Y_N – коэффициент долговечности.

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_k}} \geq 1, \quad (2.17)$$

где N_{F0} – базовое число циклов напряжений. Для сталей $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_k – расчетное число циклов напряжений.

Таблица 2.3 – Пределы выносливости σ_{Flim} и коэффициенты запаса прочности S_F

Способ термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	σ_{Flim}	S_F
Нормализация, улучшение	$\leq 350 HB$	Углеродистая и легированная (40, 45, 40X, 40XH, 35XM)	$1,75 \cdot HB_0$	1,7
Поверхностная закалка ТВЧ	40–53 HRC		600 – 700	1,7

Так как расчетное число циклов напряжений для шестерни $N_{k1} = 1,921 \times 10^7$ и для колеса $N_{k2} = 6,999 \cdot 10^6$ больше базового числа циклов $N_{F0} = 4 \times 10^6$, то принимаем $Y_N = 1$.

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$[\sigma_F] = 0,4 \cdot 700 \cdot 1 = 280 \text{ МПа.}$$

2.1.3 Определение усилий в зацеплении

Силы, действующие в зацеплении прямозубой передачи, представлены на рисунке 2.1.

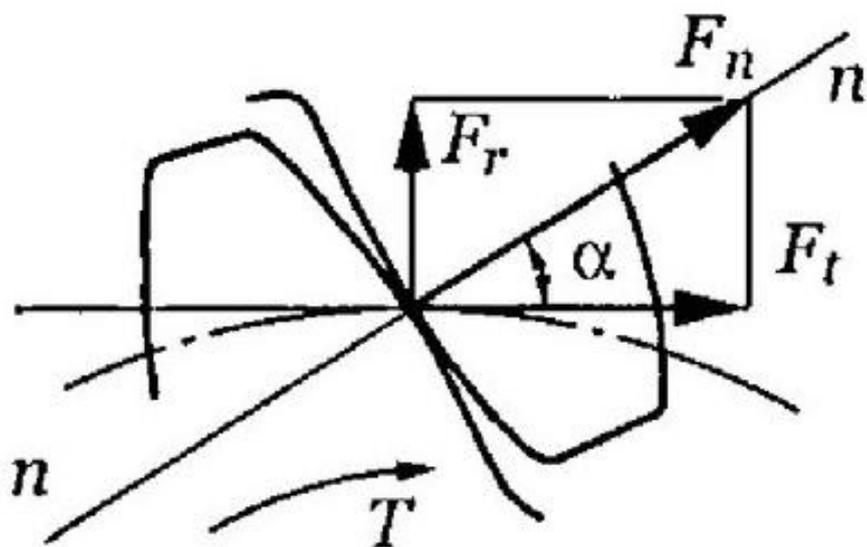


Рисунок 2.1 – Силы в зацеплении прямозубого колеса

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}; \quad (2.18)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 7497}{310} = 4,837 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (2.19)$$

$$F_r = \frac{4,837 \cdot 10^4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 1,76 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Нормальная сила:

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}; \quad (2.20)$$

$$F_n = \sqrt{(1,76 \cdot 10^4)^2 + (4,837 \cdot 10^4)^2} = 5,147 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

2.1.4 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

Расчетное значение контактного напряжения определяется по формуле:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u}} \leq [\sigma_H], \quad (2.21)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, МПа^{1/2}. Для стальных колес $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. Для прямозубых цилиндрических передач $Z_H \approx 2,49$;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

u – фактическое передаточное число;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

b_2 – ширина венца зубчатого колеса, мм;

K_H – коэффициент нагрузки;

$[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа.

Знак «плюс» – для внешнего зацепления, знак «минус» – для внутреннего зацепления.

Для прямозубых передач Z_ε равен:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (2.22)$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} \approx \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta; \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_{\alpha} \approx \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{84} \right) \right] \cdot \cos 0^{\circ} = 1,852.$$

Следовательно, по формуле (2.22), Z_{ε} равен:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - 1,852}{3}} = 0,846.$$

Коэффициент нагрузки при расчетах на контактную прочность:

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (2.24)$$

где K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1,0$.

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} определяют по таблице 2.5 в зависимости от степени точности передачи (таблица 2.4), окружной скорости и вида передачи.

Окружная скорость колес:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}; \quad (2.25)$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 310 \cdot 12,9}{60000} = 2,094 \text{ м/с.}$$

Таблица 2.4 – Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружная скорость колес, v , м/с		Область применения
	прямозубых	косозубых и шевронных	
7	до 12	до 20	Передачи промышленной точности
8	до 6	до 10	Передачи общего машиностроения (редукторы)
9	до 2	до 4	Тихоходные передачи низкой точности

Таблица 2.5 – Значения коэффициента динамической нагрузки $K_{H\beta}$

Степень точности	Вид передачи	Окружная скорость, v , м/с				
		1	3	5	8	10
7	Прямозубая	1,04	1,12	1,20	1,32	1,40
	Косозубая	1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
8	Прямозубая	1,05	1,15	1,24	1,38	1,48
	Косозубая	1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
9	Прямозубая	1,06	1,16	1,28	1,45	1,56
	Косозубая	1,02	1,06	1,11	1,18	1,22

Коэффициент динамической нагрузки принимаем равным $K_{H\beta} = 1,15$.

В зависимости от коэффициента ширины венца колеса относительно диаметра Ψ_{bd} , схемы передачи, в соответствии с рисунком 2.2, и твердости зубьев значения коэффициента $K_{H\beta}$ принимают по таблице 2.6.

Коэффициент ширины венца колеса определяется по формуле:

$$\Psi_{bd} = b_2/d_1. \quad (2.26)$$

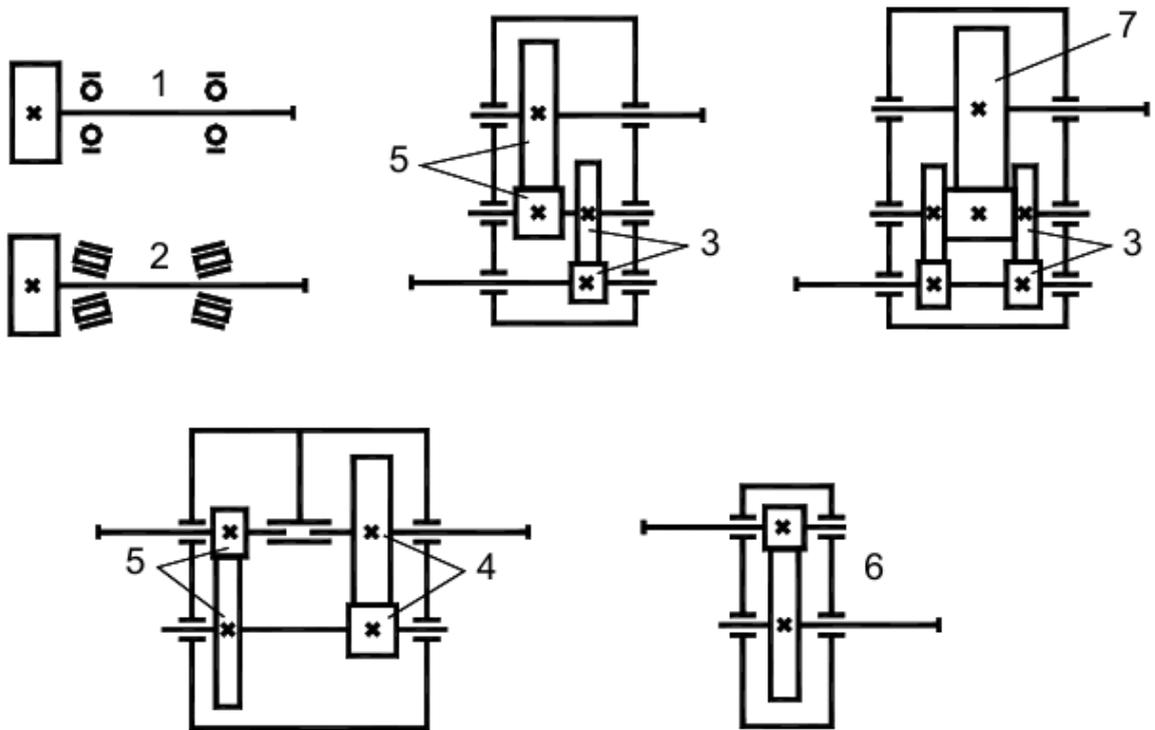


Рисунок 2.2 – Схемы расположения колес в цилиндрических редукторах

Таблица 2.6 – Коэффициент неравномерности распределения нагрузки $K_{H\beta}$

Ψ_{bd}	Твердость поверхности зубьев, НВ	Значения $K_{H\beta}$ для схемы передачи по рисунку 2.2						
		1	2	3	4	5	6	7
		0,4	≤ 350	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02
	> 350	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,6	≤ 350	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	> 350	–	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,8	≤ 350	1,45	1,27	1,12	1,08	1,08	1,03	1,02
	> 350	–	–	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
1,0	≤ 350	–	–	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	> 350	–	–	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
1,2	≤ 350	–	–	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	> 350	–	–	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08

1,4	≤ 350	–	–	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	> 350	–	–	–	1,42	1,31	1,20	1,12
1,6	≤ 350	–	–	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	> 350	–	–	–	–	–	1,26	1,16

При $\Psi_{bd} = 0,565$, твердости зубьев колес ≤ 350 НВ и консольном расположении колес относительно опор (рисунок 2.2, схема передачи 1) $K_{H\beta} = 1,27$.

По формуле (2.17), коэффициент нагрузки равен:

$$K_H = 1,15 \cdot 1,27 \cdot 1 = 1,46.$$

Расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,846 \cdot 2,49 \cdot \sqrt{\frac{48370 \cdot 1,46 \cdot (2,7 + 1)}{310 \cdot 95 \cdot 2,7}} = 674,47 \text{ МПа.}$$

Тогда:

$$\sigma_H = 674,47 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 736,232 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

2.1.5 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

Расчетное напряжение изгиба определяется по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \leq [\sigma_F], \quad (2.27)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

K_F – коэффициент нагрузки;

b_2 – ширина венца колеса, мм;

m_n – нормальный модуль. Для прямозубых передач окружной модуль m ;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес

$$Y_{\beta} = 1;$$

Y_{ε} – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для прямозубых передач $Y_{\varepsilon} = 1$;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба.

Для колес с наружными зубьями:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9 \cdot x}{z_v} + 0,092 \cdot x^2, \quad (2.28)$$

где z_v – эквивалентное число зубьев. Для прямозубых передач $z_v = z$;

x – коэффициент смещения, $x_1 = x_2 = 0$.

По формуле (2.28) коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни равен:

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - \frac{27,9 \cdot x}{z_{v1}} + 0,092 \cdot x^2 = 3,47 + \frac{13,2}{31} = 3,896. \quad (2.29)$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса, по формуле (2.28):

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - \frac{27,9 \cdot x}{z_{v2}} + 0,092 \cdot x^2 = 3,47 + \frac{13,2}{84} = 3,627. \quad (2.30)$$

Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную прочность:

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (2.31)$$

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (таблица 2.7);

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. По ГОСТ 21354–87 принимают $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (K_{H\beta} - 1); \quad (2.32)$$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (1,27 - 1) = 1,405.$$

Тогда, по формуле (2.31), K_F равен:

$$K_F = 1,3 \cdot 1,405 \cdot 1 = 1,827.$$

Таблица 2.7 – Значение коэффициента динамической нагрузки K_{Fv}

Степень точности	Вид передачи	Окружная скорость, v , м/с				
		1	3	5	8	10
7	Прямозубая	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80
	Косозубая	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
8	Прямозубая	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
	Косозубая	1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
9	Прямозубая	1,11	1,33	1,56	1,90	–
	Косозубая	1,04	1,12	1,22	1,36	1,45

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma_{F2}]; \quad (2.33)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{48370 \cdot 1,827}{95 \cdot 10} \cdot 3,627 \cdot 1 \cdot 1 = 183,106 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_{F1}]; \quad (2.34)$$

$$\sigma_{F1} = 183,106 \cdot \frac{3,896}{3,627} = 196,669 \text{ МПа.}$$

Тогда:

$$\sigma_{F1} = 196,669 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 280 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 183,106 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 280 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

2.2 Расчет косозубой цилиндрической зубчатой передачи

Исходные данные для расчета косозубой и шевронной передачи представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Исходные данные

Наименование параметра	Условное обозначение	Значение
Межосевое расстояние, мм	a_w	575
Модуль передачи	m	10
Передаточное число	u	2,7
Частота вращения шестерни, мин ⁻¹	n_1	12,9
Частота вращения колеса, мин ⁻¹	n_2	4,7
Вращающий момент на шестерне, Н · м	T_1	7497
Расположение зубчатых колес	–	Консольное
Опоры валов	–	Роликовые подшипники

2.2.1 Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса

Суммарное число зубьев для косозубых и шевронных передач:

$$z_S = \frac{2 \cdot a \cdot \cos\beta}{m}, \quad (2.35)$$

где β – угол наклона зубьев колес. Для косозубых колес $\beta = 8 \div 16^\circ$.

Угол наклона зубьев предварительно принимают $\beta = 10^\circ$, при выполнении условия:

$$\beta > \beta_{min} = \arcsin\left(\frac{4m}{b_2}\right), \quad (2.36)$$

где b_2 – ширина венца колеса, мм.

В противном случае принимают $\beta = \beta_{min}$.

Ширина венца колеса рассчитывается по формуле:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a, \quad (2.37)$$

где Ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса.

Величину коэффициента ширины венца колеса Ψ_{ba} выбирают из ряда стандартных чисел: 0,2; 0,25; 0,3; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0 в зависимости от положения прямозубых и косозубых колес относительно опор (таблица 2.9).

Таблица 2.9 – Значения коэффициента ширины венца колеса Ψ_{ba}

Вариант расположения колеса	Значение Ψ_{ba}
при симметричном расположении	0,3 – 0,5
при несимметричном расположении	0,25 – 0,4
при консольном расположении одного или обоих колес	0,2 – 0,25

Принимаем коэффициент ширины венца колеса равным $\Psi_{ba} = 0,25$.

Тогда ширина венца колеса:

$$b_2 = 0,25 \cdot 575 = 143,75 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 145$ мм.

$$\beta_{min} = \arcsin\left(\frac{4 \cdot 10}{145}\right) = 16,013^\circ.$$

Принимаем $\beta = 16^\circ$.

По формуле (2.35), суммарное число зубьев:

$$z_S = \frac{2 \cdot 575 \cdot \cos(16^\circ)}{10} = 110,545.$$

Принимаем равным $z_S = 111$.

2.2.2 Определение числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни рассчитывается по формуле:

$$z_1 = \frac{z_S}{(u \pm 1)} \geq z_{1min}. \quad (2.38)$$

Из условия отсутствия подрезания ножки зуба, для косозубых и шевронных колес z_{1min} :

$$z_{1min} = 17 \cos^3 \beta; \quad (2.39)$$

$$z_{1min} = 17 \cos^3 16^\circ = 15,1.$$

Тогда, по формуле (2.38), число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{111}{(2,7 + 1)} = 29,73.$$

Принимаем $z_1 = 30$.

Число зубьев колеса рассчитывается по формуле:

$$z_2 = z_S - z_1, \quad (2.40)$$

$$z_2 = 111 - 30 = 81.$$

2.2.3 Уточнение угла наклона зубьев

Для косозубых и шевронных передач определяют действительную величину угла наклона зубьев по формуле:

$$\beta = \arccos \left(\frac{m(z_1 + z_2)}{2a} \right); \quad (2.41)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{10 \cdot (30 + 81)}{2 \cdot 575}\right) = 15,156^\circ.$$

2.2.4 Определение размеров зубчатых колес

Делительные диаметры шестерни и колеса определяются по формуле:

$$d = \frac{m \cdot z_n}{\cos\beta}. \quad (2.42)$$

Тогда, по формуле (2.42):

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{10 \cdot 30}{\cos 15,156^\circ} = 310,811 \text{ мм}; \quad (2.43)$$

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta} = \frac{10 \cdot 81}{\cos 15,156^\circ} = 839,189 \text{ мм}. \quad (2.44)$$

Диаметры вершин зубьев определяются по формуле:

$$d_a = d + 2m. \quad (2.45)$$

Тогда, по формуле (2.45):

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 310,811 + 2 \cdot 10 = 330,811 \text{ мм}; \quad (2.46)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 839,189 + 2 \cdot 10 = 859,189 \text{ мм}. \quad (2.47)$$

Диаметры впадин зубьев определяются по формуле:

$$d_{f1} = d - 2,5m. \quad (2.48)$$

Тогда, по формуле (2.48):

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 310,811 - 2,5 \cdot 10 = 285,811 \text{ мм}; \quad (2.49)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 859,189 - 2,5 \cdot 10 = 814,189 \text{ мм}. \quad (2.50)$$

Ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5; \quad (2.51)$$

$$b_1 = 145 + 5 = 150 \text{ мм}.$$

2.2.5 Определение усилий в зацеплении

Силы, действующие в зацеплении косозубой передачи, представлены на рисунке 2.3.

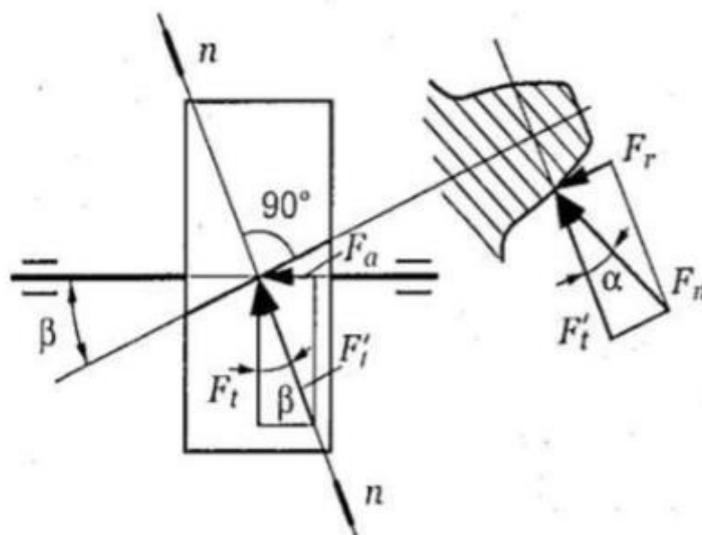


Рисунок 2.3 – Силы в зацеплении косозубого колеса

Окружная сила, по формуле (2.18):

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 7497}{310,811} = 4,824 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Радиальная сила по формуле (2.19):

$$F_r = \frac{4,824 \cdot 10^4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15,156^\circ} = 1,819 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (2.52)$$

$$F_a = 4,824 \cdot 10^4 \cdot \operatorname{tg} 15,156^\circ = 1,307 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Нормальная сила в зацеплении косозубой и шевронной передачи вычисляется по формуле:

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2}; \quad (2.53)$$

$$F_n = \sqrt{(4,824^2 + 1,819^2 + 1,307^2)} \cdot 10^4 = 5,319 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

2.2.6 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

Для косозубых и шевронных передач коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (2.54)$$

Коэффициент торцевого перекрытия, по формуле (2.23):

$$\varepsilon_\alpha \approx \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{81} \right) \right] \cdot \cos 15,156^\circ = 1,779.$$

По формуле (2.54), Z_ε равен:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,779}} = 0,75.$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления для косозубых и шевронных колес при $x_1 + x_2 = 0$, рассчитывается по формуле:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}}, \quad (2.55)$$

где α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении;

β_b – основной угол наклона зубьев.

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}\right); \quad (2.56)$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos15,156^\circ}\right) = 20,661^\circ.$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cdot \cos\alpha); \quad (2.57)$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin15,156^\circ \cdot \cos20^\circ) = 14,222^\circ.$$

По формуле (2.55) Z_H равен:

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20,661^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos14,222^\circ}{\operatorname{tg}20,661^\circ}} = 2,423.$$

Коэффициент динамической нагрузки в зависимости от степени точности передачи, окружной скорости и вида передачи, в соответствии с таблицей 2.4, принимаем равным $K_{Hv} = 1,06$.

При $\Psi_{bd} = 0,467$ (таблица 2.8), твердости зубьев колес ≤ 350 НВ и консольном расположении колес относительно опор (рисунок 2.2, схема передачи 1) $K_{H\beta} = 1,17$ (таблица 2.6).

Для косозубых и шевронных колес коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$ определяют по таблице 2.10 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи.

Окружная скорость колес по формуле (2.25):

$$v = \frac{3,14 \cdot 310,811 \cdot 12,9}{60000} = 2,099 \text{ м/с.}$$

Таблица 2.10 – Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач

Степень точности	Окружная скорость колес, м/с				
	до 1	3	5	10	15
7	1,02	1,03	1,05	1,07	1,10
8	1,06	1,07	1,09	1,13	1,15
9	1,10	1,13	1,16	–	–

При окружной скорости $v = 2,099$ м/с и 8-й степени точности передачи (таблица 2.3) принимаем $K_{H\alpha} = 1,07$.

Коэффициент нагрузки при расчетах на контактную прочность по формуле (2.24) равен:

$$K_H = 1,06 \cdot 1,17 \cdot 1,07 = 1,327.$$

Расчетное контактное напряжение, по формуле (2.21):

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,75 \cdot 2,423 \cdot \sqrt{\frac{48240 \cdot 1,327 \cdot (2,7 + 1)}{310,811 \cdot 145 \cdot 2,7}} = 481,559 \text{ МПа.}$$

Тогда:

$$\sigma_H = 481,559 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 736,232 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

2.2.7 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

Расчетное напряжение изгиба определяется по формуле (2.27).

Коэффициент, учитывающий наклон зуба для косозубых и шевронных передач рассчитывается по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{120}; \tag{2.58}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{15,156^\circ}{120} = 0,874.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых и шевронных передач рассчитывается по формуле:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}, \quad (2.59)$$

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{1,779} = 0,562.$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни, определятся по формуле (2.29), Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса, определятся по формуле (2.30).

Для косозубых и шевронных передач эквивалентное число зубьев определяется по формуле:

$$z_v = \frac{z_n}{\cos^3 \beta}. \quad (2.60)$$

Эквивалентное число зубьев для шестерни:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{30}{\cos^3 15,156^\circ} = 33. \quad (2.61)$$

Для колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{81}{\cos^3 15,156^\circ} = 90. \quad (2.62)$$

По формуле (2.29), коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни:

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{30} = 3,866.$$

По формуле (2.30), коэффициент, учитывающий форму зуба колеса:

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{81} = 3,617.$$

Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную прочность рассчитывается по формуле (2.31).

По таблице 2.7, коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, равен $K_{Fv} = 1,12$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, по ГОСТ 21354–87 принимают равным $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,07$.

По формуле (2.32), коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, равен:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (1,17 - 1) = 1,255.$$

Тогда, по формуле (2.31), K_F равен:

$$K_F = 1,12 \cdot 1,255 \cdot 1,07 = 1,504.$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса по формуле (2.33):

$$\sigma_{F2} = \frac{48240 \cdot 1,504}{155 \cdot 10} \cdot 3,617 \cdot 0,874 \cdot 0,562 = 88,852 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни по формуле (2.34):

$$\sigma_{F1} = 88,852 \cdot \frac{3,866}{3,617} = 94,972 \text{ МПа.}$$

Тогда:

$$\sigma_{F1} = 94,972 < [\sigma_F] = 280 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F2} = 88,852 < [\sigma_F] = 280 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

2.3 Расчет шевронной цилиндрической зубчатой передачи

Исходные данные для расчета берутся из таблицы 2.8, согласно 2.2.

2.3.1 Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса

Для косозубых и шевронных передач суммарное число зубьев шестерни и колеса рассчитывается по формуле (2.35).

Для шевронных колес угол наклона зубьев $\beta = 25 \div 40$.

Угол наклона зубьев предварительно принимают $\beta = 30^\circ$, при выполнении условия:

$$\beta > \beta_{min} = \arcsin\left(\frac{4m}{b_2}\right). \quad (2.63)$$

В противном случае принимают $\beta = \beta_{min}$.

Для шевронных передач $\Psi_{ba} = 0,5 - 1,0$. Принимаем коэффициент ширины венца колеса равным $\Psi_{ba} = 0,5$.

Тогда ширина венца колеса, по формуле (2.37):

$$b_2 = 0,5 \cdot 575 = 287,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 288$ мм.

По формуле (2.63), β_{min} равен:

$$\beta_{min} = \arcsin\left(\frac{4 \cdot 10}{288}\right) = 7,964^\circ.$$

Принимаем $\beta = 30^\circ$.

По формуле (2.35), суммарное число зубьев:

$$z_S = \frac{2 \cdot 575 \cdot \cos(30^\circ)}{10} = 99,593.$$

Принимаем $z_S = 100$.

2.3.2 Определение числа зубьев шестерни и колеса

По формуле (2.39) из условия отсутствия подрезания ножки зуба, для косозубых и шевронных колес z_{1min} :

$$z_{1min} = 17 \cos^3 30^\circ = 11,049.$$

Тогда, по формуле (2.38):

$$z_1 = \frac{111}{(2,7 + 1)} = 27,027.$$

Принимаем $z_1 = 27$.

Число зубьев колеса по формуле (2.40):

$$z_2 = 100 - 27 = 73.$$

2.3.3 Уточнение угла наклона зубьев

По формуле (2.41), для косозубых и шевронных передач действительная величина угла наклона зубьев:

$$\beta = \arccos\left(\frac{10(27 + 71)}{2 \cdot 575}\right) = 29,592^\circ.$$

2.3.4 Определение размеров зубчатых колес

Делительный диаметр шестерни, по формуле (2.43):

$$d_1 = \frac{10 \cdot 27}{\cos 29,592^\circ} = 310,5 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр колеса, по формуле (2.44):

$$d_2 = \frac{10 \cdot 73}{\cos 29,592^\circ} = 839,5 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев шестерни, по формуле (2.46):

$$d_{a1} = 310,5 + 2 \cdot 10 = 330,5 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев колеса, по формуле (2.47):

$$d_{a2} = 839,5 + 2 \cdot 10 = 859,5 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев шестерни, по формуле (2.49):

$$d_{f1} = 310,5 - 2,5 \cdot 10 = 285,5 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев шестерни, по формуле (2.50):

$$d_{f2} = 859,5 - 2,5 \cdot 10 = 814,5 \text{ мм.}$$

Ширина венца шестерни, по формуле (2.51):

$$b_1 = 288 + 5 = 293 \text{ мм.}$$

2.3.5 Определение усилий в зацеплении

Силы, действующие в зацеплении шевронной передачи, представлены на рисунке 2.4.

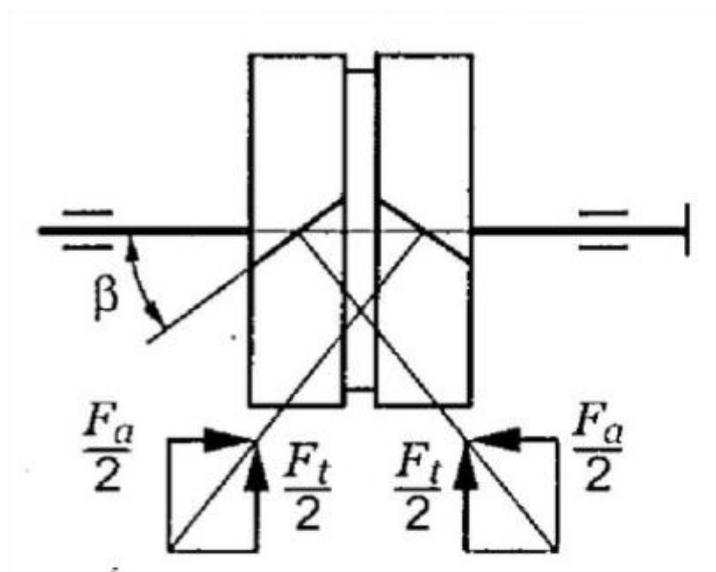


Рисунок 2.4 – Силы в зацеплении шевронного колеса

Окружная сила, по формуле (2.18):

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 7497}{310,5} = 4,829 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Радиальная сила, по формуле (2.19):

$$F_r = \frac{4,829 \cdot 10^4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 29,592^\circ} = 2,021 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Осевая сила, по формуле (2.52):

$$F_a = 4,829 \cdot 10^4 \cdot \operatorname{tg} 29,592^\circ = 2,742 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Нормальная сила, по формуле (2.53):

$$F_n = \sqrt{(4,829^2 + 2,021^2 + 2,742^2)} \cdot 10^4 = 5,909 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

2.3.6 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

Для косозубых и шевронных передач коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, по формуле (2.54):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,6}} = 0,79.$$

Коэффициент торцевого перекрытия, по формуле (2.23):

$$\varepsilon_\alpha \approx \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{27} + \frac{1}{73} \right) \right] \cdot \cos 29,592^\circ = 1,6.$$

Делительный угол профиля в торцевом сечении, по формуле (2.56):

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 29,592^\circ} \right) = 22,713^\circ.$$

Основной угол наклона зубьев, по формуле (2.57):

$$\beta_b = \operatorname{arcsin}(\sin 29,592^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 27,648^\circ.$$

По формуле (2.55), коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления для косозубых и шевронных колес при $x_1 + x_2 = 0$, равен:

$$Z_H = \frac{1}{\cos 22,713^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 27,648^\circ}{\operatorname{tg} 22,713^\circ}} = 2,23.$$

Коэффициент динамической нагрузки в зависимости от степени точности передачи, окружной скорости и вида передачи по табл. принимаем равным $K_{Hv} = 1,06$.

При $\Psi_{bd} = 0,928$, твердости зубьев колес ≤ 350 НВ и консольном расположении колес относительно опор $K_{H\beta} = 1,45$ (таблица 2.6).

Для косозубых и шевронных колес коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$ определяют по таблице 2.10 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи.

Окружная скорость колес по формуле (2.18):

$$v = \frac{3,14 \cdot 310,5 \cdot 12,9}{60000} = 2,097 \text{ м/с.}$$

При окружной скорости $v = 2,097$ м/с и 8-й степени точности передачи (таблица 2.4), принимаем равным $K_{H\alpha} = 1,07$.

Коэффициент нагрузки при расчетах на контактную прочность, по формуле (2.24), равен:

$$K_H = 1,06 \cdot 1,45 \cdot 1,07 = 1,645.$$

Расчетное контактное напряжение, по формуле (2.21):

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,79 \cdot 2,23 \cdot \sqrt{\frac{48290 \cdot 1,645 \cdot (2,7 + 1)}{310,5 \cdot 288 \cdot 2,7}} = 369,527 \text{ МПа.}$$

Тогда:

$$\sigma_H = 369,527 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 736,232 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

2.3.7 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

Расчетное напряжение изгиба определяется по формуле (2.27).

По формуле (2.58) коэффициент, учитывающий наклон зуба для косозубых и шевронных передач:

$$Y_\beta = 1 - \frac{29,592^\circ}{120} = 0,753.$$

По формуле (2.59), коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых и шевронных передач:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{1,6} = 0,625.$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни, определяются по формуле (2.29). Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса, определяются по формуле (2.30)

Эквивалентное число зубьев шестерни, по формуле (2.61):

$$z_{v1} = \frac{27}{\cos^3 29,592^\circ} = 41.$$

Эквивалентное число зубьев колеса, по формуле (2.62):

$$z_{v2} = \frac{73}{\cos^3 29,592^\circ} = 111.$$

По формуле (2.29) коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни равен:

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{27} = 3,791.$$

По формуле (2.30) коэффициент, учитывающий форму зуба колеса равен:

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{73} = 3,589.$$

Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную прочность рассчитывается по формуле (2.31).

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (таблица 2.7), равен $K_{Fv} = 1,12$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, по ГОСТ 21354–87 принимают равным $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,07$.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, по формуле (2.32) равен:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (1,45 - 1) = 1,675.$$

Тогда, по формуле (2.31), K_F равен:

$$K_F = 1,12 \cdot 1,675 \cdot 1,07 = 2,007.$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса по формуле (2.33):

$$\sigma_{F2} = \frac{48290 \cdot 2,007}{288 \cdot 10} \cdot 3,589 \cdot 0,753 \cdot 0,625 = 56,864 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни по формуле (2.34):

$$\sigma_{F1} = 56,864 \cdot \frac{3,791}{3,589} = 60,703 \text{ МПа.}$$

Тогда:

$$\sigma_{F1} = 60,703 < [\sigma_F] = 280 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F2} = 56,864 < [\sigma_F] = 280 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

2.4 Анализ параметров передач по результатам расчетов

Для упрощения анализа полученных данных при расчете разных типов зубчатых зацеплений была составлена сводная таблица 2.11 с полученными в ходе расчета параметрами.

Таблица 2.11 – Расчетные параметры зубчатых передач

Наименование параметра	Прямозубая передача	Косозубая передача	Шевронная передача
Допускаемые контактные напряжения, МПа	$[\sigma_H] = 736,232$		
Допускаемые напряжения изгиба, МПа	$[\sigma_F] = 280$		
Геометрические параметры			
Межосевое расстояние, мм	575		
Модуль передачи	10		
Передаточное число	2,7		
Число зубьев			
Шестерни	31	30	27
Колеса	84	81	73
Делительные диаметры, мм			
Шестерни	310	310,811	310,5

Продолжение таблицы 2.11

Колеса	840	839,189	839,5
Диаметры впадин зубьев, мм			
Шестерни	285	285,811	285,5
Колеса	815	814,189	814,5
Диаметры вершин зубьев, мм			
Шестерни	330	330,811	330,5
Колеса	860	859,189	859,5
Ширина зубчатого венца, мм			
Шестерни	110	150	293
Колеса	95	145	288
Усилия в зацеплении			
Окружная сила, Н	$4,837 \cdot 10^4$	$4,824 \cdot 10^4$	$4,829 \cdot 10^4$
Радиальная сила, Н	$1,76 \cdot 10^4$	$1,819 \cdot 10^4$	$2,021 \cdot 10^4$
Осевая сила, Н	0	$1,307 \cdot 10^4$	$2,742 \cdot 10^4$
Нормальная сила, Н	$5,147 \cdot 10^4$	$5,319 \cdot 10^4$	$5,909 \cdot 10^4$
Расчетное значение контактного напряжения, МПа	674,47	481,559	369,527
Расчетное напряжение изгиба, МПа			
Шестерни	196,669	94,972	60,073
Колеса	183,106	88,852	56,864

Анализируя полученные при расчете данные можно сказать, что передачи с косозубым и шевронным типом зацепления в действительности будут иметь большую нагрузочную способность, что отражается в гораздо меньших значениях контактных и изгибающих напряжений в сравнение с прямозубым типом зацепления.

Таким образом, для уменьшения динамических нагрузок на механизм передвижения МБО необходимо модифицировать зубчатые колёса и шестерни

открытой зубчатой передачи, путем замены прямозубой передачи на косозубый тип зацепления. По геометрическим параметрам данный вид передачи будет не так сильно отличен от существующей, но воздействие нагрузки на зубья при зацеплении существенно снизится, что повысит надёжность изделия и как следствие приведет увеличение сроков эксплуатации механизма передвижения МБО.

3 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ T-FLEX CAD

3.1 Расчет прямозубого зацепления в программном комплексе T-Flex CAD

Для проведения сравнительного анализа воздействия нагрузок при исходном и сравниваемых типах зацепления используется программный комплекс T-Flex CAD с встроенным приложением T-Flex Зубчатые передачи.

Для задания исходных данных вызывается окно ввода данных (рисунок 3.1), куда задаются входные параметры для расчета геометрии зацепления, такие как тип зацепления, значение модуля передачи, а также способ расчета.

Цилиндрическое зацепление

Параметры расчёта геометрии

Построение 3D моделей: Шестерня и колесо

Исходный контур: ГОСТ 13755-2015

Модуль, стандарт: ГОСТ 9563-60

Модуль, значение: 10

Расчёт, стандарт: ГОСТ 16532-70, ГОСТ 19274-73

Тип зацепления:

Модель:

Расчёт: В номинал

Расчёт смещения: Равнораспределённое

Построить 2D модель

Основные параметры передачи

Передаточное отношение: 2.709677

Наклон зубьев: 0

Межосевое расстояние: 575 мм

Число зубьев: Шестерня: 31 Колесо: 84

Ширина венца: Шестерня: 110 мм Колесо: 95 мм

Смещение: Шестерня: 0 Колесо: 0

Рисунок 3.1 – Ввод параметров для расчета геометрии прямозубой передачи

Далее, по заданным параметрам программа рассчитывает основные геометрические параметры для ведущего и ведомого колес. После чего полученные значения выводятся в отдельное окно (рисунок 3.2).

Геометрические расчётные параметры				
	Шестерня		Колесо	
d	310	мм	840	мм
db	291.305	мм	789.342	мм
d_z	330	мм	860	мм
df	285	мм	815	мм
dw	310	мм	840	мм
s_n	15.708	мм	15.708	мм
s_t	15.708	мм	15.708	мм
p_n	31.416		мм	
p_t	31.416		мм	
aw	575		мм	
awt	20		°	
$\varepsilon\alpha$	1.746			
$\varepsilon\beta$	0			
$\varepsilon\gamma$	1.746			
$j\beta_n$	0		мм	
$j\alpha_t$	0		мм	
j_r	0		мм	

Рисунок 3.2 – Расчетные геометрические параметры прямозубой передачи

По рассчитанным параметрам программа в отдельном окне отображает визуализацию зацепления, опираясь на значения угла зацепления и коэффициент торцевого перекрытия (рисунок 3.3).

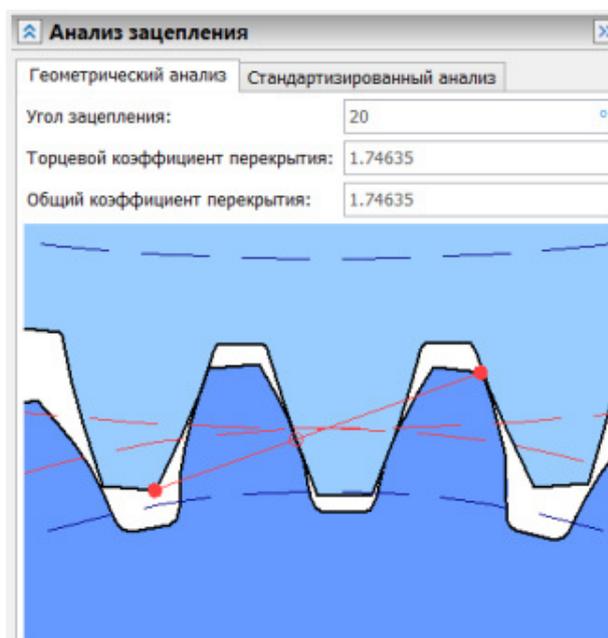


Рисунок 3.3 – Анализ прямозубого зацепления

Далее, для проведения анализа передачи на прочность, во вкладке «Анализ прочности» вводятся все необходимые параметры зацепления, шестерни и колеса для расчета контактных и изгибающих напряжений.

На вкладке «Эксплуатационные характеристики» (рисунок 3.4) задаются материалы зубчатых колес и параметры привода. В поля «Количество оборотов» и «Крутящий момент» вводятся известные значения, после чего программа проводит расчеты параметров мощности, а также окружной, нормальной и радиальной сил.

Для шестерни был выбран материал сталь 40ХН по ГОСТ 4543-2016, для колеса – сталь 40Х по ГОСТ 4543-2016. Материал определяет значения необходимые для проведения расчётов по анализу прочности.

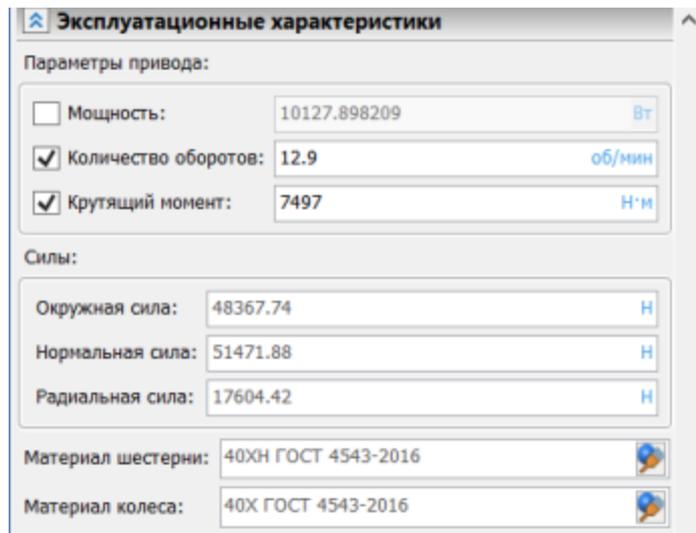


Рисунок 3.4 – Эксплуатационные характеристики прямозубой передачи

По полученным расчётным данным программный комплекс выстраивает графики зависимости рассчитываемых параметров от времени, что помогает оценить влияние отдельных параметров, таких как материал ведущего и ведомого колеса, на типы нагружения, воздействующих на передачу. Программный комплекс выстраивает следующие графики:

- график зависимости длины линии зацепления от времени (рисунок 3.5)
- график зависимости скорости проскальзывания от времени (рисунок 3.6);
- график зависимости контактных напряжений от времени (рисунок 3.7);
- график зависимости изгибающих напряжений от времени для шестерни (рисунок 3.8);
- график зависимости изгибающих напряжений от времени для зубчатого колеса (рисунок 3.9).

Значение времени отражает продолжительность нахождения одой пары зубьев в зацеплении. Где ноль – время входа в зацепление, а конечное значение – время выхода из него.

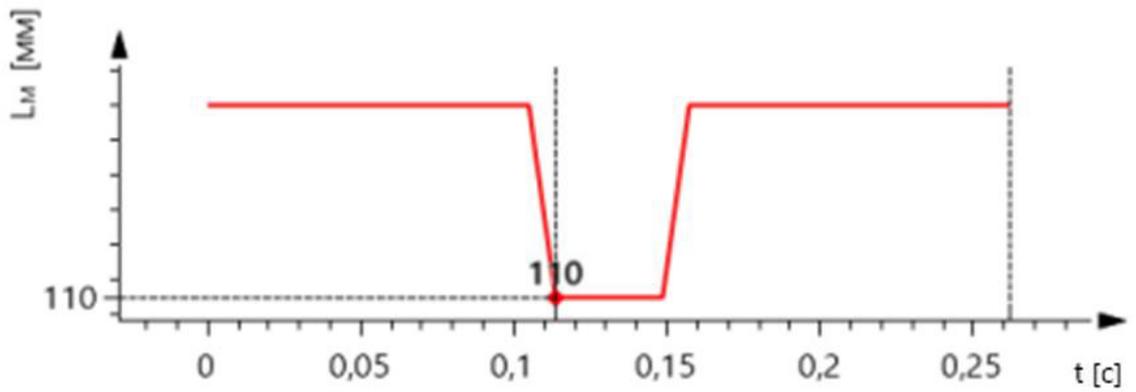


Рисунок 3.5 – График зависимости длины линии зацепления от времени для прямозубого зацепления

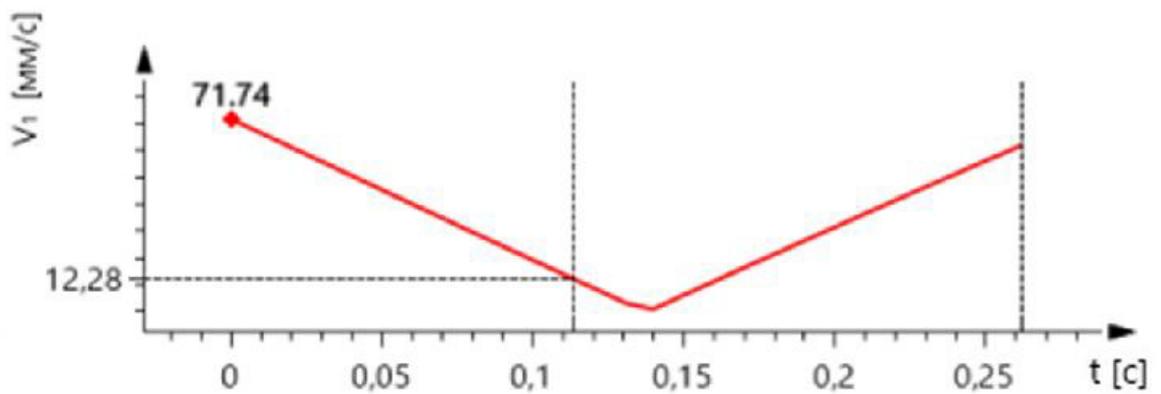


Рисунок 3.6 – График зависимости скорости проскальзывания от времени для прямозубого зацепления

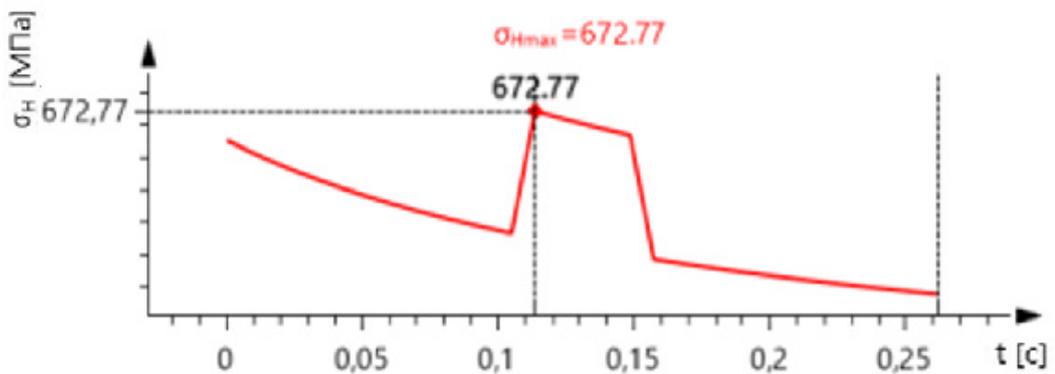


Рисунок 3.7 – График зависимости контактных напряжений от времени для прямозубого зацепления

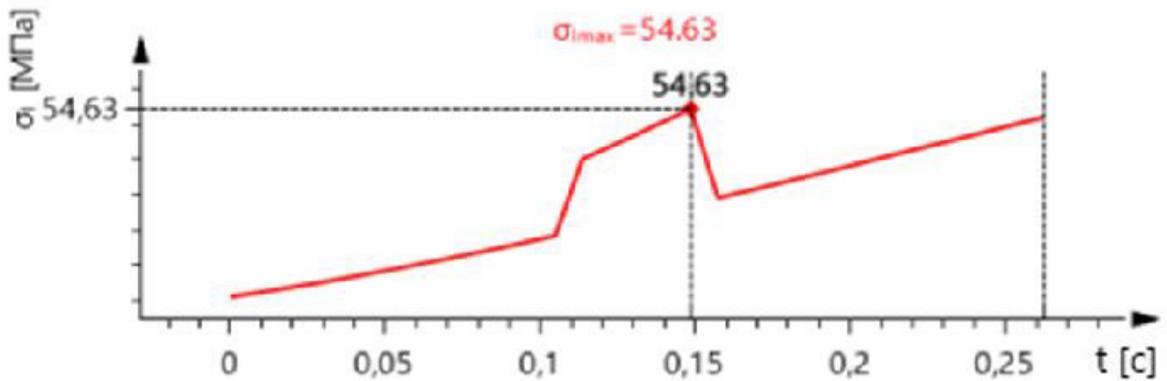


Рисунок 3.8 – График зависимости изгибающих напряжений от времени для шестерни для прямозубого зацепления

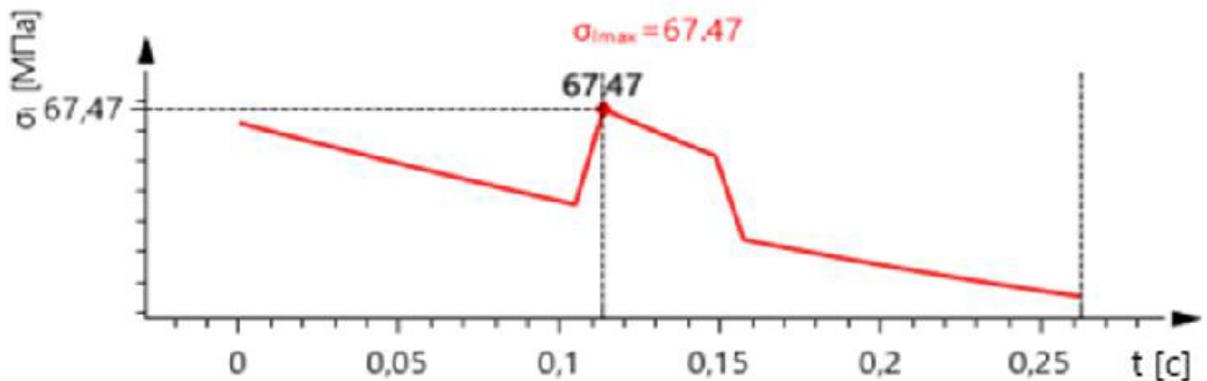


Рисунок 3.9 – График зависимости изгибающих напряжений от времени для зубчатого колеса для прямозубого зацепления

График длины линии зацепления отображает положение пары зубьев на момент времени нахождения в зацеплении.

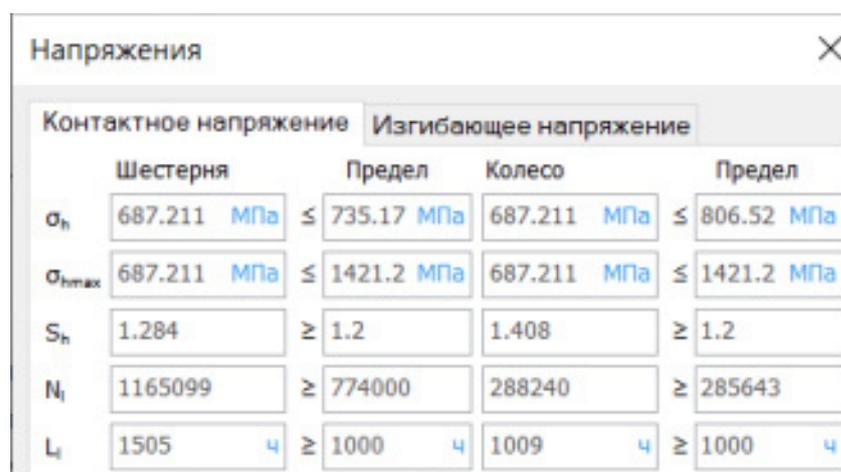
График отображает изменение скорости проскальзывания в зависимости от текущего момента времени нахождения пары зубьев в зацеплении.

График контактных напряжений отображает изменения значения контактных напряжений в зависимости от положения зацепления. Программа производит расчет по модели контакта двух цилиндров, где радиусы двух цилиндров эквивалентны радиусам эвольвент в точке их зацепления. Также на график оказывают влияние параметры заданных материалов, иначе говоря модуль Юнга и коэффициент Пуассона.

График изгибающих напряжений визуализирует изменение значений изгибающих напряжений в зависимости от положения пары зубьев в зацеплении в текущий момент времени.

Далее, по характеристикам выбранных для шестерни и колеса материалов и рассчитанным геометрическим параметрам производится анализ прочности зацепления.

Анализ прочностных характеристик представляет собой сравнение допускаемых контактных и изгибающих напряжений, полученных по параметрам выбранных материалов для ведущего и ведомого колес, с прочностными характеристиками передачи при заданных параметрах. При том, что для долговечной работы расчетные параметры напряжений не должны превышать допускаемые. Сами результаты расчетов программный комплекс выводит отдельно для контактных (рисунок 3.10) и изгибающих напряжений (рисунок 3.11) для шестерни и колеса.



	Контактное напряжение		Изгибающее напряжение	
	Шестерня	Предел	Колесо	Предел
σ_n	687.211 МПа	≤ 735.17 МПа	687.211 МПа	≤ 806.52 МПа
σ_{nmax}	687.211 МПа	≤ 1421.2 МПа	687.211 МПа	≤ 1421.2 МПа
S_n	1.284	≥ 1.2	1.408	≥ 1.2
N_l	1165099	≥ 774000	288240	≥ 285643
L_l	1505 ч	≥ 1000 ч	1009 ч	≥ 1000 ч

Рисунок 3.10 – Значения контактных напряжений для прямозубого зацепления

Напряжения ×

	Контактное напряжение		Изгибающее напряжение	
	Шестерня	Предел	Колесо	Предел
σ_f	258.603 МПа	≤ 283.41 МПа	264.598 МПа	≤ 330.08 МПа
$\sigma_{f_{max}}$	258.603 МПа	≤ 1219.... МПа	264.598 МПа	≤ 1140 МПа
S_f	1.7	≥ 1.2	1.7	≥ 1.2
N_t	1341103	≥ 774000	1076436	≥ 285643
L_t	1732 ч	≥ 1000 ч	3768 ч	≥ 1000 ч

Рисунок 3.11 – Значения изгибающих напряжений для прямозубого зацепления

После ввода всех необходимых параметров, по полученным данным автоматически выстраивается модель зацепления, а расчет завершается.

3.2 Расчет косозубого и шевронного зацепления в программном комплексе T-Flex CAD

Расчет косозубой и шевронной передачи производится по тому же принципу, что и прямозубой. При вводе данных в окно параметров расчета геометрии задается угол наклона зубьев, а также направление наклона. Значения угла наклона зубьев, а также ширины венца шестерни и колеса берутся из расчета параметров, в соответствии с разделом 2. После вводятся данные для расчета мощности и сил в зацеплении, а также выбирается материал для шестерни и зубчатого колеса.

Параметры расчёта геометрии

Построение 3D моделей: Шестерня и колесо

Исходный контур: ГОСТ 13755-2015

Модуль, стандарт: ГОСТ 9563-60

Модуль, значение: 10

Расчёт, стандарт: ГОСТ 16532-70, ГОСТ 19274-73

Тип зацепления:  

Модель:  

Расчёт: В номинал

Расчёт смещения: Равнораспределённое

Построить 2D модель

Основные параметры передачи

Передаточное отношение: 2.7

Наклон зубьев: 15.156 °   

Межосевое расстояние: 575 мм

Число зубьев: Шестерня: 30 Колесо: 81

Ширина венца: Шестерня: 150 мм Колесо: 145 мм

Смещение: Шестерня: 0.000007 Колесо: 0.000003

Рисунок 3.12 – Ввод параметров для расчета геометрии косозубой передачи

Параметры расчёта геометрии

Построение 3D моделей: Шестерня и колесо

Исходный контур: ГОСТ 13755-2015

Модуль, стандарт: ГОСТ 9563-60

Модуль, значение: 10

Расчёт, стандарт: ГОСТ 16532-70, ГОСТ 19274-73

Тип зацепления:  

Модель:  

Расчёт: В номинал

Расчёт смещения: Равнораспределённое

Построить 2D модель

Основные параметры передачи

Передаточное отношение: 2.703704

Наклон зубьев: 29.592 °   

Межосевое расстояние: 575 мм

Число зубьев: Шестерня: 27 Колесо: 73

Ширина венца: Шестерня: 293 мм Колесо: 288 мм

Смещение: Шестерня: -0.000064 Колесо: -0.000024

Ширина канавки: Шестерня: 0 мм Колесо: 0 мм

Рисунок 3.13 – Ввод параметров для расчета геометрии шевронной передачи

Геометрические расчётные параметры			
	Шестерня		Колесо
d	310.811 мм		839.189 мм
db	290.821 мм		785.217 мм
d_s	330.811 мм		859.189 мм
df	285.811 мм		814.189 мм
dw	310.811 мм		839.189 мм
s_n	15.708 мм		15.708 мм
s_t	16.274 мм		16.274 мм
p_n	31.416 мм		
p_t	32.548 мм		
aw	575 мм		
awt	20.661 °		
$\varepsilon\alpha$	1.653		
$\varepsilon\beta$	1.207		
$\varepsilon\gamma$	2.86		
j_{b_n}	0 мм		
j_{w_t}	0 мм		
j_r	0 мм		

Рисунок 3.14 – Расчетные геометрические параметры косозубого зацепления

Геометрические расчётные параметры			
	Шестерня		Колесо
d	310.5 мм		839.501 мм
db	286.422 мм		774.401 мм
d_s	330.499 мм		859.501 мм
df	285.499 мм		814.501 мм
dw	310.5 мм		839.5 мм
s_n	15.707 мм		15.708 мм
s_t	18.064 мм		18.064 мм
p_n	31.416 мм		
p_t	36.128 мм		
aw	575 мм		
awt	22.712 °		
$\varepsilon\alpha$	1.407		
$\varepsilon\beta$	2.264		
$\varepsilon\gamma$	3.67		
j_{b_n}	0 мм		
j_{w_t}	0 мм		
j_r	0 мм		

Рисунок 3.15 – Расчетные геометрические параметры шевронного зацепления

Эксплуатационные характеристики	
Параметры привода:	
<input type="checkbox"/> Мощность:	10127.898209 Вт
<input checked="" type="checkbox"/> Количество оборотов:	12.9 об/мин
<input checked="" type="checkbox"/> Крутящий момент:	7497 Н*м
Силы:	
Окружная сила:	48241.57 Н
Нормальная сила:	51557.46 Н
Радиальная сила:	18191.26 Н
Материал шестерни:	40ХН ГОСТ 4543-2016
Материал колеса:	40Х ГОСТ 4543-2016

Рисунок 3.16 – Эксплуатационные характеристики косозубой передачи

Эксплуатационные характеристики	
Параметры привода:	
<input type="checkbox"/> Мощность:	10127.898209 Вт
<input checked="" type="checkbox"/> Количество оборотов:	12.9 об/мин
<input checked="" type="checkbox"/> Крутящий момент:	7497 Н*м
Силы:	
Окружная сила:	48289.78 Н
Нормальная сила:	52349.2 Н
Радиальная сила:	20212.27 Н
Материал шестерни:	40ХН ГОСТ 4543-2016
Материал колеса:	40Х ГОСТ 4543-2016

Рисунок 3.17 – Эксплуатационные характеристики шевронной передачи

По значениям коэффициента торцевого перекрытия и угла зацепления визуализируется зацепление. Также строятся графики анализа напряжений от времени.

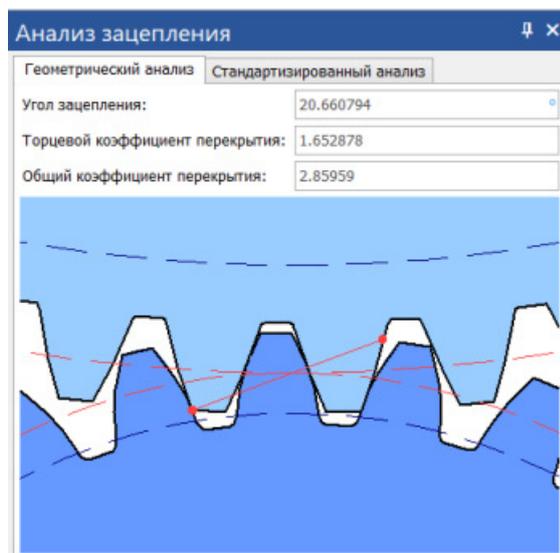


Рисунок 3.18 – Визуализация косозубого зацепления

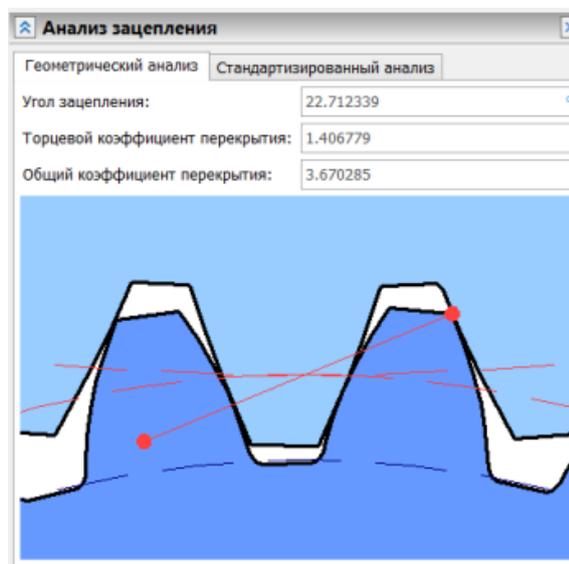


Рисунок 3.19 – Визуализация шевронного зацепления

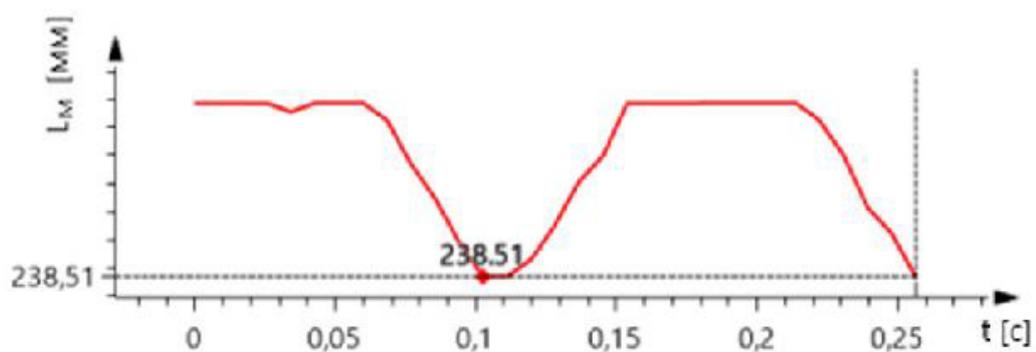


Рисунок 3.20 – График зависимости длины линии зацепления от времени для косозубого зацепления

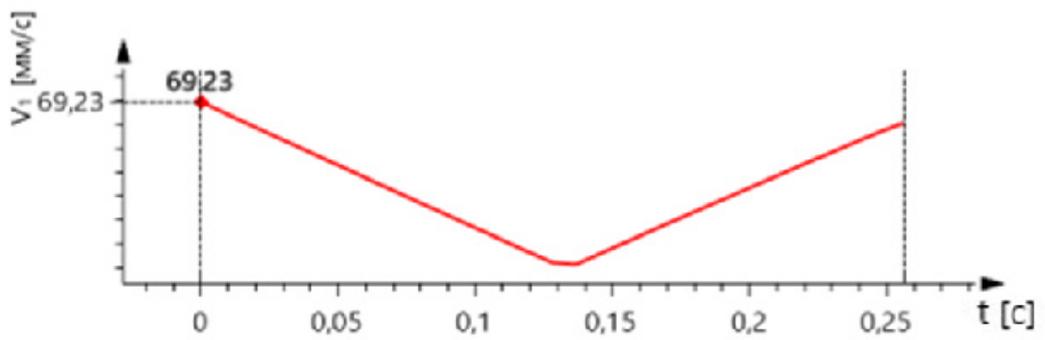


Рисунок 3.21 – График зависимости скорости проскальзывания от времени для косозубого зацепления

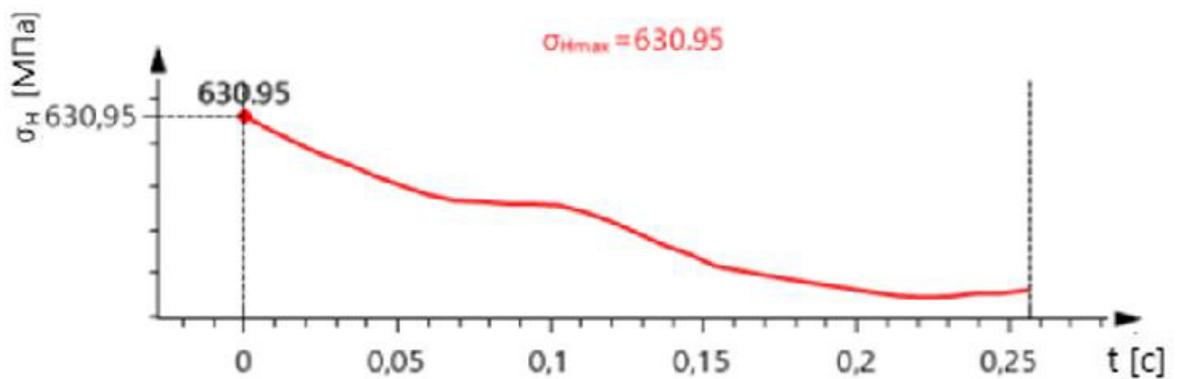


Рисунок 3.22 – График зависимости контактных напряжений от времени для косозубого зацепления

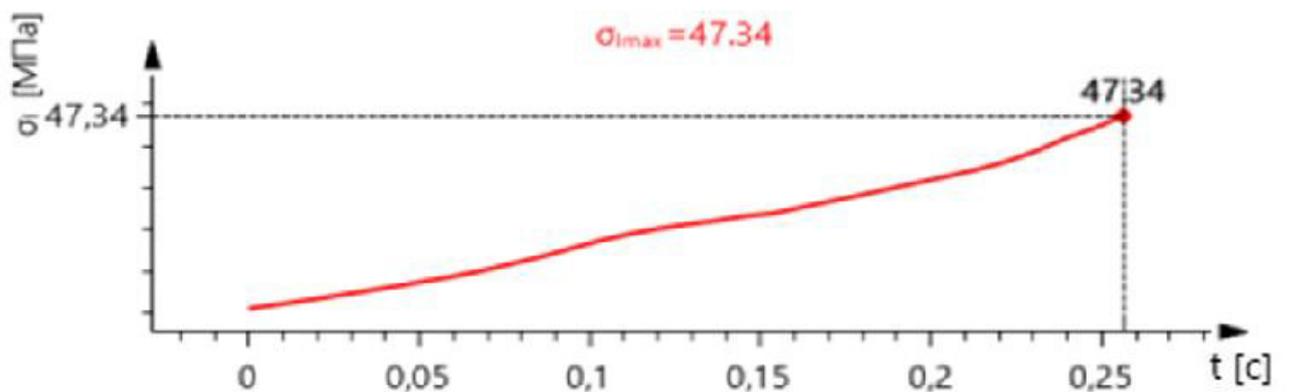


Рисунок 3.23 – График зависимости изгибающих напряжений от времени для шестерни для косозубого зацепления

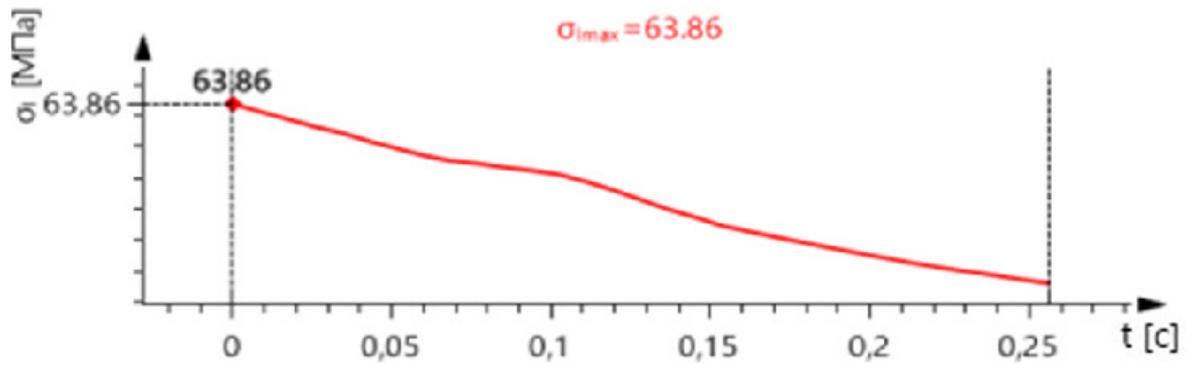


Рисунок 3.24 – График зависимости изгибающих напряжений от времени для зубчатого колеса для косозубого зацепления

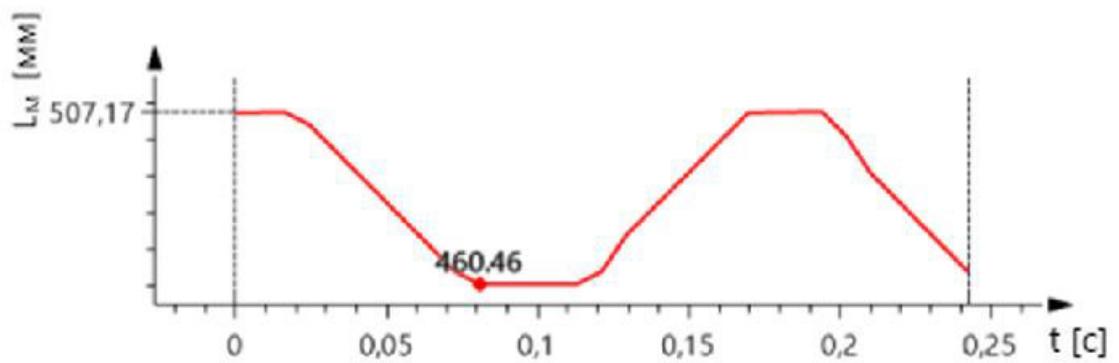


Рисунок 3.25 – График зависимости длины линии зацепления от времени для шевронного зацепления

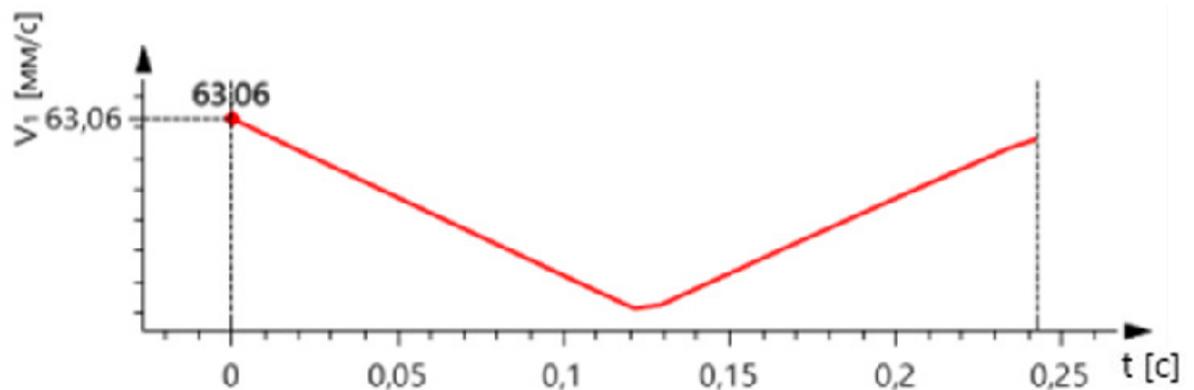


Рисунок 3.26 – График зависимости скорости проскальзывания от времени для шевронного зацепления

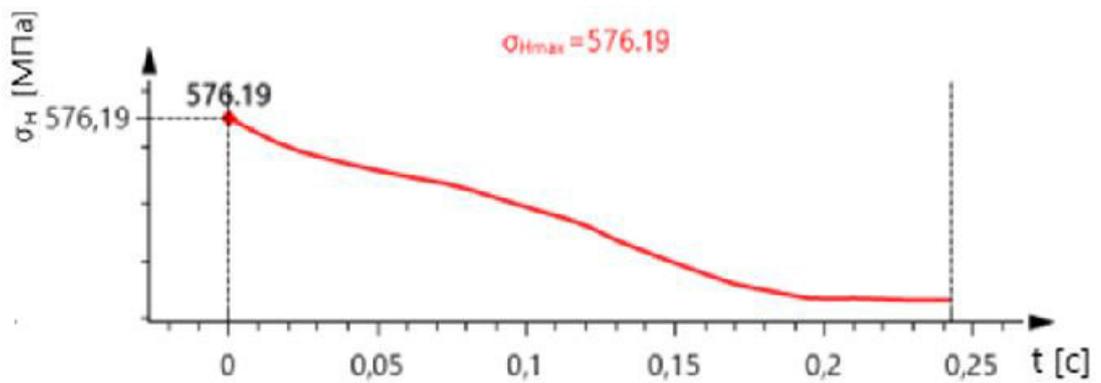


Рисунок 3.27 – График зависимости контактных напряжений от времени для шевронного зацепления

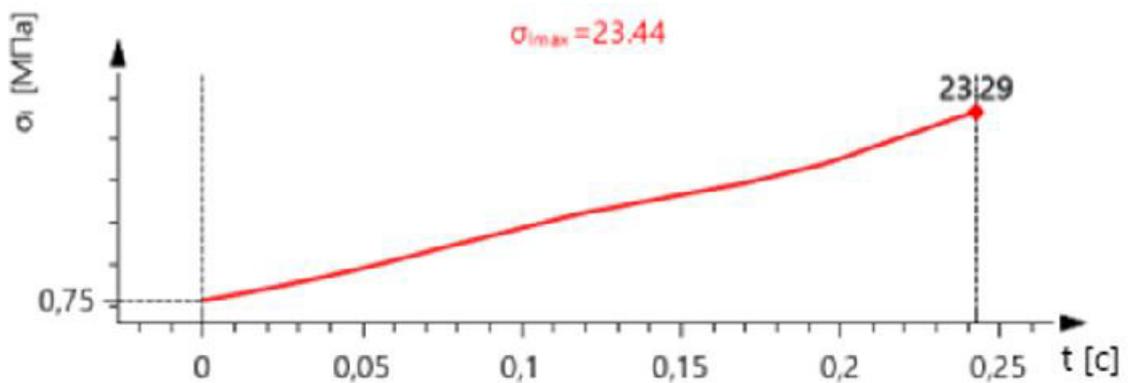


Рисунок 3.28 – График зависимости изгибающих напряжений от времени для шестерни для шевронного зацепления

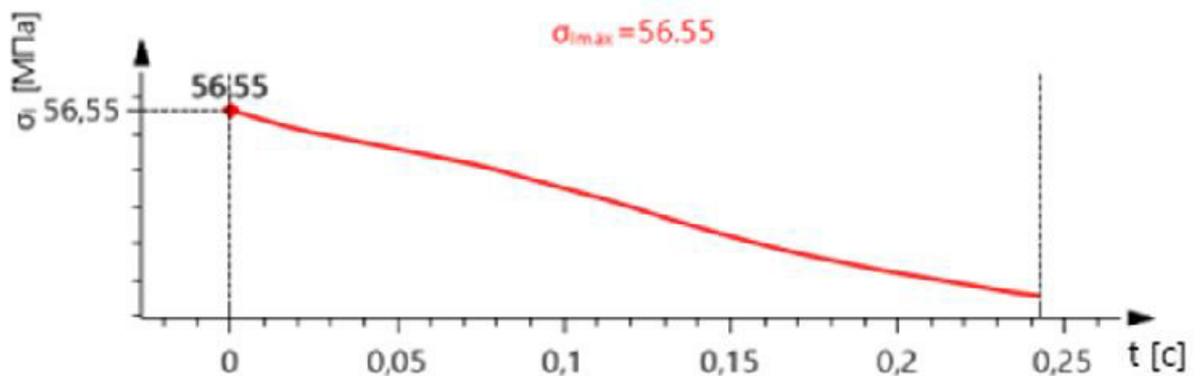


Рисунок 3.29 – График зависимости изгибающих напряжений от времени для зубчатого колеса для шевронного зацепления

Результаты расчета на прочность выводятся в отдельном окне для контактных напряжений (рисунок 3.30 и 3.32) и напряжений изгиба (рисунок 3.31 и 3.33).

Напряжения ×

	Контактное напряжение		Изгибающее напряжение	
	Шестерня	Предел	Колесо	Предел
σ_h	518.366 МПа	≤ 735.36 МПа	518.366 МПа	≤ 806.48 МПа
σ_{hmax}	518.366 МПа	≤ 1421.2 МПа	518.366 МПа	≤ 1421.2 МПа
S_h	1.702	≥ 1.2	1.867	≥ 1.2
N_l	6335216	≥ 774000	289273	≥ 286667
L_l	8185 ч	≥ 1000 ч	1009 ч	≥ 1000 ч

Рисунок 3.30 – Значения контактных напряжений для косозубого зацепления

Напряжения ×

	Контактное напряжение		Изгибающее напряжение	
	Шестерня	Предел	Колесо	Предел
σ_f	165.834 МПа	≤ 283.38 МПа	152.801 МПа	≤ 329.86 МПа
σ_{fmax}	165.834 МПа	≤ 1219.8 МПа	152.801 МПа	≤ 1140.... МПа
S_f	1.7	≥ 1.2	1.7	≥ 1.2
N_l	4095164	≥ 774000	4039307	≥ 286667
L_l	5290 ч	≥ 1000 ч	14090 ч	≥ 1000 ч

Рисунок 3.31 – Значения изгибающих напряжений для косозубого зацепления

Напряжения ×

	Контактное напряжение		Изгибающее напряжение	
	Шестерня	Предел	Колесо	Предел
σ_h	374.822 МПа	≤ 735.29 МПа	374.822 МПа	≤ 806.5 МПа
σ_{hmax}	374.822 МПа	≤ 1421.2 МПа	374.822 МПа	≤ 1421.2 МПа
S_h	2.354	≥ 1.2	2.582	≥ 1.2
N_l	147712145	≥ 774000	288876	≥ 286274
L_l	190842 ч	≥ 1000 ч	1009 ч	≥ 1000 ч

Рисунок 3.32 – Значения контактных напряжений для шевронного зацепления

Напряжения ×

	Контактное напряжение		Изгибающее напряжение	
	Шестерня	Предел	Колесо	Предел
σ_f	135.147 МПа	≤ 283.4 МПа	124.861 МПа	≤ 329.94 МПа
$\sigma_{f_{max}}$	135.147 МПа	≤ 1219.... МПа	124.861 МПа	≤ 1140.... МПа
S_f	1.7	≥ 1.2	1.7	≥ 1.2
N_f	4095164	≥ 774000	4033809	≥ 286274
L_f	5290 ч	≥ 1000 ч	14090 ч	≥ 1000 ч

Рисунок 3.33 – Значения изгибающих напряжений для шевронного зацепления.

3.3 Анализ полученных при расчете данных

Для упрощения анализа полученных при расчете в программном комплексе T-Flex CAD данных была составлена сводная таблица 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры зубчатых передач (T-Flex CAD)

Наименование параметра	Прямозубая передача	Косозубая передача	Шевронная передача
Допускаемые контактные напряжения, МПа			
Шестерни	$[\sigma_{H1}] = 735,36$		
Колеса	$[\sigma_{H2}] = 806,48$		
Допускаемые напряжения изгиба, МПа			
Шестерни	$[\sigma_{F1}] = 283,38$		
Колеса	$[\sigma_{F2}] = 330,86$		
Геометрические параметры			
Межосевое расстояние	575		
Модуль передачи	10		
Передаточное число	2,71	2,7	2,704
Угол наклона зубьев β , град	0	15,156	29,592

Число зубьев, мм			
Шестерни	31	30	27
Колеса	84	81	73
Делительные диаметры, мм			
Шестерни	310	310,811	310,499
Колеса	840	839,189	839,501
Диаметры впадин зубьев, мм			
Шестерни	285	285,811	330,499
Колеса	815	814,189	814,501
Диаметры вершин зубьев, мм			
Шестерни	330	330,811	330,499
Колеса	860	859,189	859,501
Ширина зубчатого венца, мм			
Шестерни	110	150	293
Колеса	95	145	288
Параметры привода			
Окружная сила, Н	48367,742	48241,573	48289,781
Радиальная сила, Н	17604,418	18191,257	20212,273
Нормальная сила, Н	51471,876	51557,456	52349,202
Расчетное значение контактного напряжения, МПа	687,211	518,336	374,822
Расчетное напряжение изгиба, МПа			
Шестерни	258,603	165,834	135,147
Колеса	264,698	152,801	124,861

Анализируя полученные при расчете данные можно сделать вывод, что передачи с косозубым и шевронным типом зацепления в действительности будут

иметь большую нагрузочную способность, что отражается в гораздо меньших значениях контактных и изгибающих напряжений в сравнении с прямозубым типом зацепления. Также, анализируя полученные при расчете в программном комплексе графики, можно визуальнo оценить, что распределение напряжений при зацеплении у косозубых и шевронных передач происходит гораздо плавней, благодаря чему уменьшаются динамические нагрузки на зубчатую передачу, а также риск деформации и появления шума в процессе работы.

Таким образом, для уменьшения динамических нагрузок на механизм передвижения МБО необходимо модифицировать зубчатые колёса и шестерни открытой зубчатой передачи, путем замены прямозубой передачи на косозубый тип зацепления. По геометрическим параметрам данный вид передачи будет не так сильно отличен от существующей, но воздействие нагрузки на зубья при зацеплении существенно снизится, что повысит надёжность изделия и как следствие приведет увеличение сроков эксплуатации механизма передвижения МБО.

Кроме того, косозубая передача, в отличие от шевронной, не требует высокой точности, а также проще и дешевле в изготовлении.

4 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

4.1 Опасные факторы при работе с механизмом

Во время эксплуатации движущегося механизма возможно возникновение опасных ситуаций, связанных с вероятностью получения повреждений и иных травм частей тела человека и внутренних органов.

На открытом воздухе при повышенных и пониженных температурах, высокой скорости ветра, низкой влажности воздуха возможно появление заболеваний дыхательных путей, обморожений либо термических ожогов лица и открытых участков тела. Наиболее подвержены указанным повреждениям пальцы рук и ног. При контакте с металлическими поверхностями могут возникать обморожения либо ожоги в зависимости от времени года и нагрева элементов механизма.

4.2 Общие меры безопасности

В соответствии с ГОСТ 54317-2021 «Комплексы стартовые и технические ракетно-космических комплексов. Требования безопасности» ответственность за соблюдение правил безопасности при эксплуатации механизма возлагается на руководителя работ.

Обслуживающий персонал должен знать устройство механизма, руководствоваться указаниями инструкций по эксплуатации и изложенными в инструкциях правилами эксплуатации, и мерами безопасности при работе с механизмом.

Все работы с механизмом, проводимые обслуживающим персоналом, выполнять только под личным наблюдением и руководством лица, ответственного за выполнение этих работ.

О всех замеченных неисправностях или о нарушениях условий эксплуатации механизма необходимо сообщать руководителю работ.

Перед проведением работ руководитель работ должен проинструктировать обслуживающий персонал, участвующий в работе, по мерам безопасности, при

этом особое внимание обратить на безопасность работ с электрооборудованием и на пожарную безопасность.

Перед началом работ все составные части и ЗИП должны быть проверены на наличие повреждений, а обнаруженные неисправности устранены.

Обслуживающий персонал в обязательном порядке должен пройти медицинское освидетельствование и иметь допуск для работы с механизмом в соответствии со спецификацией.

При эксплуатации механизма запрещается:

- приступать к работе при наличии неисправностей;
- выполнять операции без команды руководителя работ;
- покидать рабочее место без разрешения руководителя работ;
- допускать посторонние лица к механизму во время работы;
- применять неисправные или с истекшим сроком очередного освидетельствования и поверки оборудование и средства измерения; использовать незакрепленные (на руке или на элементах конструкции) инструменты;
- применение нештатных или неисправных инструментов и принадлежностей;
- находиться на рельсовом пути при движении механизма;
- работать на площадках без установленных ограждений;
- эксплуатировать незаземленное электрическое оборудование.
- производить работы в условиях ограниченной видимости;
- производить работы при отключенных или неисправных приборах, или тормозах;
- включать механизмы при нахождении людей в непосредственной близости от механизмов;
- включать механизмы без предварительной подачи звукового сигнала;
- допускать к работе механизм с неисправными составными частями;
- устранять неисправности в процессе работы механизма;

– оставлять на составных частях механизма посторонние предметы и инструменты;

– применять инструменты, принадлежности и материалы, не предусмотренные эксплуатационной документацией.

4.3 Меры безопасности при работе на открытом воздухе

Работники предприятий, осуществляющие эксплуатацию наземной космической инфраструктуры, реализуют свою деятельность, в том числе, на открытом воздухе в условиях пониженной или повышенной температуры окружающей среды.

4.3.1 Требования при работе в условиях пониженной температуры воздуха

Согласно МР 2.2.7.2129-06 «Физиология труда и эргономика. Режимы труда и отдыха работающих в холодное время на открытой территории или в неотапливаемых помещениях. Методические рекомендации» при проведении работ на открытом воздухе в условиях пониженной температуры необходимо учитывать следующие требования:

– допускать к трудовой деятельности только после положительного прохождения медицинского обследования в соответствии с приказами Минздравсоцразвития России;

– проводить инструктаж работников о влиянии температурных факторов окружающей среды в условиях отрицательных температур на организм;

– наличие СИЗ и спецодежды, согревающей работников предприятия;

– установление времени для отдыха и обогрева работников;

– обустройство помещений для отдыха и обогрева работников с температурой воздуха внутри не менее двадцати одного – двадцати пяти °С, с устройствами для обогрева конечностей с температурой не выше плюс сорока градусов °С.

– не планировать работ, связанных с большой интенсивностью расхода энергии при температуре воздуха ниже минус тридцати °С.

4.3.2 Требования при работе в условиях повышенной температуры воздуха

Согласно ИОТ-50-2022 «Инструкция по охране труда при работе на открытом воздухе в условиях высоких температур» при проведении работ на открытом воздухе в условиях повышенной температуры необходимо учитывать следующие требования:

- допускать к трудовой деятельности только после положительного прохождения медицинского обследования в соответствии с приказами Минздравсоцразвития России;

- проводить инструктаж работников о влиянии температурных факторов окружающей среды в условиях высоких положительных температур на организм;

- наличие СИЗ и спецодежды у работников предприятия;

- установление времени для отдыха и охлаждения работников;

- обустройство помещений для отдыха и охлаждения работников с температурой воздуха внутри не менее более двадцати четырёх – двадцати пяти °С;

- обеспечение питьевой водой;

- оборудование душевого помещения с прохладной водой.

4.3.3 Перечень СЗ при работе на открытом воздухе

Согласно ГОСТ 12.4.011-89 «Средства защиты работающих», к коллективным средствам защиты от повышенных или пониженных температур воздуха и температурных перепадов относятся устройства:

- оградительные;

- автоматического контроля и сигнализации;

- термоизолирующие;

- дистанционного управления;

- для радиационного обогрева и охлаждения.

Согласно приказу Минтруда РФ от 29.10.2021 №767Н «Об утверждении единых типовых норм выдачи средств индивидуальной защиты и смывающих средств», к СИЗ при работе в условиях пониженных температур относят:

- одежда специальная для защиты от пониженных температур и ветра;
- обувь специальная для защиты от пониженных температур;
- средства индивидуальной защиты рук для защиты от пониженных температур;
- средства индивидуальной защиты головы: головной убор для защиты от пониженных температур.

К СИЗ при работе в условиях повышенных температур относят:

- одежда специальная облегченная;
- обувь специальная, в том числе с перфорационными отверстиями;
- средства индивидуальной защиты головы: головной убор для защиты от прямого воздействия солнечных лучей.

4.4 Требования безопасности при работе с электрооборудованием

Согласно ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты», при работе с электрооборудованием должны выполняться следующие требования:

- прохождение работниками предприятий специализированного обучения для получения допуска для эксплуатации электрооборудования;
- прохождение обучения работниками предприятия по оказанию доврачебной помощи пострадавшим, а также способам избавления людей, подвергшихся поражению электрическим током с учетом особенностей эксплуатируемых электрических устройств и оборудования;
- проведение проверки знаний правил техники безопасности работников предприятия перед началом работы с электрическими устройствами и оборудованием и иметь соответствующую группу электробезопасности, согласно Правилам по охране труда при эксплуатации электроустановок, утвержденным приказом Минтруда России от 24.07.2013 № 328н;
- работник обязан соблюдать требования правил, инструкций по охране труда и указаний, полученных при инструктажах.

Персоналу при работе с электрооборудованием запрещается:

- приступать к работе при неисправности заземляющих устройств;

- пользоваться загрязненными и поврежденными диэлектрическими средствами;
- открывать для осмотра и ремонта находящееся под напряжением электрооборудование;
- производить замену сгоревших или неисправных электроламп под напряжением;
- подавать напряжение на ремонтируемый аппарат.

Согласно СО 153-34.03.603-2003 «Инструкции по применению и испытанию средств защиты, используемых в электроустановках» при работе с электрооборудованием необходимо использование электробезопасных средств. К ним относятся:

- изолирующие штанги всех видов;
- изолирующие клещи;
- указатели напряжения;
- сигнализаторы наличия напряжения индивидуальные и стационарные;
- устройства и приспособления для обеспечения безопасности работ при измерениях и испытаниях в электроустановках;
- диэлектрические перчатки, галоши, боты;
- диэлектрические ковры и изолирующие подставки;
- защитные ограждения;
- изолирующие накладки и колпаки;
- ручной изолирующий инструмент;
- переносные заземления;
- плакаты и знаки безопасности;
- лестницы приставные и стремянки изолирующие стеклопластиковые.

4.5 Меры пожарной безопасности

Согласно ГОСТ 12.1.004-91 «Пожарная безопасность. Общие требования» личный персонал обязан:

– знать правила и строго выполнять требования пожарной безопасности при выполнении работ, уметь пользоваться первичными средствами пожаротушения и содержать их в постоянной готовности к применению;

– использованный при работе обтирочный материал собирать и выносить в специально отведенное место;

– при возникновении пожара или обстоятельств, ведущих к возникновению пожара (короткое замыкание в сети, воспламенение электрических машин и т.д.), отключить напряжение в сети, доложить руководителю работ, сообщить пожарной охране и приступить к тушению пожара имеющимися средствами пожаротушения;

– тушить горящее электрооборудование, находящееся под напряжением, только углекислотными или порошковыми огнетушителями.

Для обеспечения мер пожарной безопасности запрещается:

– хранить и оставлять на месте проведения работ легковоспламеняющиеся жидкости;

– вносить в зону размещения механизма приборы для разведения открытого огня и осветительные приборы на легковоспламеняющихся жидкостях;

– применять открытый огонь и курить;

– оставлять пятна от пролитых жидкостей и масел, загромождать трапы, проходы и доступы к огнетушителям.

4.6 Требования к СИЗ для работы с механизмом

Согласно ГОСТ 12.4.011-89 «Средства защиты работающих» СЗ должны соответствовать следующим требованиям:

– СИЗ должны обеспечивать защиту работников предприятия от воздействия травмоопасных предметов и травмирующих факторов;

– СИЗ не должны причинять вреда работникам;

– СИЗ должны иметь эстетический вид и быть удобными для ношения;

– СИЗ должны быть предназначены для конкретных производственных процессов и работ;

– применять СИЗ когда конструкция производственного оборудования, рабочие процессы и планировка производственных помещений, не может обеспечить безопасность работников предприятия;

– СИЗ не должны деформироваться и терять своих защитных свойств при их очистке от загрязняющих веществ;

– СИЗ должны иметь инструкцию с указанием назначения и срока службы изделия, правил его эксплуатации и хранения.

– средства коллективной защиты работающих конструктивно должны быть соединены с производственным оборудованием или его элементами управления таким образом, чтобы, в случае необходимости, возникло принудительное действие средства защиты.

– расположение на рабочем месте средства коллективной защиты для постоянного обеспечения возможности контроля его работоспособности.

Согласно приказу Минтруда от 29 октября 2021 г. № 766н «Об утверждении правил обеспечения работников средствами индивидуальной защиты и смывающими средствами», работник обязан:

– использовать СИЗ только по назначению;

– строго следовать правилам использования СИЗ;

– осматривать и проверять работоспособность и пригодность к использованию СИЗ;

– уведомлять ответственное лицо об изменении параметров головы и тела;

– осуществлять возврат ответственному должностному лицу вышедших из строя СИЗ;

– осуществлять возврат ответственному должностному лицу СИЗ в случае увольнения работника предприятия или по истечении срока годности.

5 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

5.1 Расчет бюджета научно-технического исследования

Расчет себестоимости на проведение научно-технического исследования изложен в [11, с. 18].

5.1.1 Расчет затрат на материальную часть

Данная статья расходов включает в себя стоимость покупки всех необходимых материалов для проведения научно-технического исследования. К ним относят расходы на основные средства, к которым относятся оборудование, приобретенное непосредственно для работ, а также транспортно-заготовительные расходы, включающие в себя все транспортировочные процессы, включая хранение.

Таблица 5.1 – Расчет затрат на материалы

Наименование материала	Цена за ед., у.е.	Кол-во	Сумма, у.е.
Услуги печати:			
А4	6	95	2730
А1	180	12	
Канцелярия:			
тетрадь	66	1	97
ручка	19	1	
пишущий стержень	6	2	
Лицензия:			
КОМПАС – 3D v23 Home	1499	1	151399
T-Flex-CAD v17	149900	1	
Итого			154226

Обычно транспортно-заготовительные расходы принимают равными 5 % от общих затрат на материалы. Следовательно, с учетом ТЗР, Суммарные затраты на материалы составляют:

$$Z_{\text{мат}} = 154226 + 154226 \cdot 0,05 = 161937,31 \text{ у.е.}$$

5.1.2 Расчет амортизации специального оборудования

Затраты на амортизацию специального оборудования рассчитываются по формуле:

$$Z_{AM} = \frac{N_A \cdot C_{об} \cdot t_{рф} \cdot n}{F_d}, \quad (5.1)$$

где N_A – годовая норма амортизации оборудования;

$C_{об}$ – балансовая стоимость единицы оборудования с учетом ТЗР;

$t_{рф}$ – фактическое время работы оборудования в ходе выполнения проекта, учитывается исполнителем проекта, ч.;

n – число задействованных однотипных единиц оборудования;

F_d – действительный годовой фонд времени работы оборудования, ч.

Для ПК в 2024 г. (248 рабочих дней при пятидневной рабочей неделе) действительный годовой фонд времени работы следует принимать равным:

$$F_d = 248 \cdot 8 = 1984 \text{ ч.}$$

Сроки амортизации определяются согласно постановлению правительства РФ «О классификации основных средств, включенных в амортизационные группы». Для ПК это значение составляет 2,5 года. Годовая норма амортизации оборудования N_A определяется как значение обратное срокам амортизации:

$$N_A = \frac{1}{2,5} = 0,4.$$

Стоимость ПК принимаем равным $C_{об} = 80999$ у.е., время использования $t_{рф} = 496$ часов, тогда, по формуле (5.1), начисленная амортизация составит:

$$Z_{AM} = \frac{0,4 \cdot 80999 \cdot 496 \cdot 1}{1984} = 8099,91 \text{ у. е.}$$

5.1.3 Основная заработная плата исполнителей темы

В статью расходов «Основная заработная плата» включается заработная плата научного руководителя и исполнителя проекта, основываясь на величине

месячного оклада, трудоемкости работ, а также премии и дополнительную заработную плату:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп}, \quad (5.2)$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата;

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12 – 20 % от $Z_{осн}$).

Основная заработная плата $Z_{осн}$ руководителя (исполнителя) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = Z_{дн} \cdot T_p, \quad (5.3)$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, раб.дн.;

$Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата одного работника, у.е.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d}, \quad (5.4)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, у.е.;

M – количество месяцев работы без отпусков в течение года. При отпуске в 24 раб. дня и пятидневной рабочей неделе, принимаем $M = 11,2$ месяца;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени, раб. дн.

Месячный должностной оклад работника рассчитывается в соответствии с формулой (5.5):

$$Z_m = Z_{тс} \cdot (1 + k_{пр} + k_d) \cdot k_p, \quad (5.5)$$

где $Z_{тс}$ – заработная плата по тарифной ставке, у.е.;

$k_{пр}$ – премиальный коэффициент. Принимается равным 30 % от $Z_{тс}$;

$k_{д}$ – коэффициент доплат и надбавок. В научно-исследовательских институтах принимается равным 15 – 20 % от $Z_{тс}$;

$k_{р}$ – районный коэффициент. Для Благовещенска принимается равным $k_{р} = 1,3$.

Оклад рассчитывается при помощи тарифной сетки, используемой на предприятии.

Месячный должностной оклад руководителя, по формуле (5.5), равен:

$$Z_{мр} = 33246 \cdot (1 + 0,3 + 0,2) \cdot 1,3 = 64829,7 \text{ у. е.}$$

Месячный должностной оклад исполнителя, по формуле (5.5), равен:

$$Z_{ми} = 17935 \cdot (1 + 0,3 + 0,2) \cdot 1,3 = 34973,25 \text{ у. е.}$$

Среднедневная заработная плата руководителя, по формуле (5.4), равна:

$$Z_{дн} = \frac{64829,7 \cdot 11,2}{248} = 2927,79 \text{ у. е.}$$

Среднедневная заработная плата исполнителя, по формуле (5.4), равна:

$$Z_{дн} = \frac{34973,25 \cdot 11,2}{248} = 1579,43 \text{ у. е.}$$

По полученным данным величина основной заработной платы руководителя, по формуле (5.3) равняется:

$$Z_{осн} = 2927,79 \cdot 16 = 46844,64 \text{ у. е.}$$

Основная заработная плата исполнителя:

$$Z_{осн} = 1579,43 \cdot 82 = 129513,26 \text{ у. е.}$$

Таблица 5.2 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	$Z_{тс}$, у.е.	$k_{пр}$	$k_{д}$	$k_{р}$	$Z_{м}$, у.е.	$Z_{дн}$, у.е	$T_{р}$, раб. дн.	$Z_{осн}$, у.е.
Руководитель	33246	0,3	0,2	1,3	64829,71	2927,79	16	46844,64
Исполнитель	17935	0,3	0,2	1,3	34973,25	1579,43	82	129513,26
Итого								176357,91

Согласно Трудовому кодексу РФ дополнительная заработная плата складывается из доплат, связанных с отклонениями от нормальных условий труда, а также из компенсационных выплат. Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}}, \quad (5.6)$$

где $k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы. Принимается равным $0,12 \div 0,15$.

Дополнительная заработная плата, по формуле (5.6), равна:

$$З_{\text{доп}} = 0,15 \cdot 176357,91 = 26453,68 \text{ у. е.}$$

5.1.4. Отчисления во внебюджетные фонды

Статья расходов «Отчисления во внебюджетные фонды» включает в себя отчисления из заработной платы работников органам социального страхования, пенсионному фонду, а также взносы на обязательное медицинское страхование. Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}), \quad (5.7)$$

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды. На 2024 г. в соответствии с НК РФ от 05.08.2000 №117-ФЗ размер страховых взносов равен 30%.

Тогда, по формуле (5.7):

$$З_{\text{внеб}} = 0,3 \cdot (176357,91 + 26453,68) = 54961,94 \text{ у. е.}$$

5.1.5. Накладные расходы

Прочие затраты предприятия, не учтенные в предыдущих статьях расходов, сводятся в смете затрат «Накладные расходы». Величина коэффициента накладных расходов принимается равной 16 %.

$$Z_{\text{проч}} = (Z_{\text{мат}} + Z_{\text{АМ}} + Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} + Z_{\text{внеб}}) \cdot 0,16, \quad (5.8)$$

$$Z_{\text{проч}} = (161937,3 + 8099,9 + 176357,91 + 26453,68 + 54961,94) \times 0,16 = 64256,61 \text{ у. е.}$$

5.1.6 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Исходя из расчетов всех затрат на исполнение проекта, сведенных в соответствующих статьях расходов, составляется смета затрат на общую себестоимость разработки проекта (таблица 5.3).

Таблица 5.3 – Смета затрат на общую себестоимость проекта

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма, у.е.
Материалы и покупные изделия	$Z_{\text{мат}}$	161937,31
Основная заработная плата	$Z_{\text{осн}}$	176357,91
Дополнительная заработная плата	$Z_{\text{доп}}$	26453,68
Отчисления в социальные фонды	$Z_{\text{внеб}}$	54961,94
Амортизационные отчисления	$Z_{\text{АМ}}$	8099,91
Накладные расходы	$Z_{\text{проч}}$	64256,61
Итого		492067,42

Таким образом, затраты на разработку составили $Z = 492067,42$ у. е.

5.2 Расчет себестоимости изготовления шестерен и зубчатых колес

Расчет себестоимости изготовления ведущего и ведомого зубчатого колеса (далее - шестерня и зубчатое колесо, соответственно) изложен в [3].

Оборудование, необходимое для изготовления зубчатого колеса:

- токарный станок – 1 шт.;
- зубофрезерный станок – 1 шт.;
- шлифовальный станок – 1 шт.

Таблица 5.4 – Исходные данные для шестерни

Наименование	Значение
Программа выпуска, шт.	16

Продолжение таблицы 5.4

Масса изделия, кг	54,6
Масса заготовки, кг	60,2
Цена материала, у.е./кг.	62
Цена отходов, у.е./кг.	23,5

Таблица 5.5 – Исходные данные для зубчатого колеса

Наименование	Значение
Программа выпуска, шт.	16
Масса изделия, кг	167,2
Масса заготовки, кг	184,3
Цена материала, у.е./кг.	70
Цена отходов, у.е./кг.	23,5

Таблица 5.6 – Общие исходные данные

Тариф на электроэнергию, у.е./кВт.ч.	8,081
Тарифные ставки рабочих по разрядам, у.е./ч.	
1	19,242
2	23,091
3	26,939
4	30,787
5	34,635
6	38,481

Себестоимость производства единицы продукции складывается в соответствии с затратами по статьям расходов.

5.2.1 Расчет себестоимости сырья и материалов

Затраты на сырье и материалы, с учетом вычета отходов можно рассчитать по следующей формуле:

$$Z_M = M_3 \cdot C_M - (M_3 - M_D) \cdot C_{OTX}, \quad (5.9)$$

где M_3 – масса заготовки;

C_M – стоимость одного килограмма материала, у.е.;

M_D – масса детали, кг;

C_{OTX} – стоимость одного килограмма реализуемых отходов, у.е.

Сырье и материалы за вычетом отходов для шестерни, по формуле (5.9):

$$Z_M = 60,2 \cdot 62 - (60,2 - 54,6) \cdot 23,5 = 3600,81 \text{ у. е.}$$

Сырье и материалы за вычетом отходов для зубчатого колеса, по формуле (5.9):

$$Z_M = 184,3 \cdot 70 - (184,3 - 167,2) \cdot 23,5 = 12499,15 \text{ у. е.}$$

5.2.2 Затраты на энергию на технологические нужды

Энергия на технологические нужды находится по формуле:

$$Z_3 = \sum_i^n P_{дв} \cdot K_3 \cdot C_{1кВт.ч}, \quad (5.10)$$

где $\sum_i^n P_{дв}$ – суммарная мощность электродвигателей всего используемого оборудования. Принимается равным $\sum_i^n P_{дв} = 45$ кВт;

K_3 – коэффициент загрузки оборудования по мощности, $K_3 = 0,88$;

$C_{1кВт.ч}$ – цена 1кВт/ч.

Следовательно, по формуле (5.10) цена энергии на технологические нужды будет равна:

$$Z_3 = 45 \cdot 0,88 \cdot 8,08 = 42,556 \text{ у. е.}$$

5.2.3 Заработная плата основных производственных рабочих

Заработная плата рабочих в соответствии с выполняемыми операциями рассчитывается по формуле:

$$Z_{осн} = Z_{зчi} \cdot k_{при} \cdot k_{дзи} \cdot k_{Ci} \cdot t_i \cdot n_i, \quad (5.11)$$

где $Z_{зчci}$ – средняя часовая заработная плата по тарифу рабочих, занятых при выполнении i -й операции;

$k_{при}$ – коэффициент, учитывающий приработок на i -й операции;

$k_{дзи}$ – коэффициент, учитывающий дополнительную заработную плату;

k_{Ci} – коэффициент, учитывающий отчисления в социальные фонды;

t_i – норма времени на i -ю операцию изготовления изделия;

n_i – коэффициент, учитывающий численность бригады при выполнении i -й операции.

Коэффициент $k_{при}$ учитывает действительный вклад рабочего по итогам выполнения работы. Величина принимается равной $1,2 \div 1,4$.

Коэффициент $k_{дзи}$ учитывает дополнительные выплаты рабочим, в том числе выплаты по отпускам. Принимается равным $1,08 \div 1,1$.

Коэффициент, k_{Ci} учитывает величину отчисления в страховые фонды в зависимости от заработной платы рабочего.

Для обслуживания оборудования необходимы рабочие следующих специальностей: 1 токарь, 1 фрезеровщик, 1 шлифовальщик. Нормы времени в часах на выполнение операции для шестерни и колеса приведены в таблице 5.7.

Таблица 5.7 – Нормы времени в часах на выполнение операции

Наименование операции	Норма времени для шестерни, ч.	Норма времени для колеса, ч
Токарная обработка	1,25	2,1
Зубонарезание	3,10	4,5
Шлифовка	0,3	0,7

Разряд работы, необходимый для выполнения i -ой операции:

- токарная обработка: 2 разряд;
- зубонарезание: 4 разряд;
- шлифовка: 5 разряд.

Тарифные ставки для операций, по таблице 5.6:

- токарная: 23,091 у. е./ч.;
- зубонарезание: 30,787 у. е./ч.;
- шлифовка: 34,635 у. е./ч.

Заработная плата основных рабочих по операциям, выполняемым для шестерни, по формуле (5.11):

Токарная:

$$Z_T = 23,091 \cdot 1,2 \cdot 1,08 \cdot 6,93 \cdot 1,25 \cdot 1 = 259,235 \text{ у. е.}$$

Зубонарезание:

$$Z_3 = 30,787 \cdot 1,2 \cdot 1,08 \cdot 9,23 \cdot 3,1 \cdot 1 = 1141,657 \text{ у. е.}$$

Шлифование:

$$Z_{ш} = 34,635 \cdot 1,2 \cdot 1,08 \cdot 10,39 \cdot 0,3 \cdot 1 = 139,912 \text{ у. е.}$$

Всего на изделие:

$$Z_{осн} = 259,235 + 1141,657 + 139,912 = 1540,804 \text{ у. е.}$$

Заработная плата основных рабочих по операциям, выполняемым для колеса.

Токарная:

$$Z_T = 23,091 \cdot 1,2 \cdot 1,08 \cdot 6,93 \cdot 2,1 \cdot 1 = 435,512 \text{ у. е.}$$

Зубонарезание:

$$Z_3 = 30,787 \cdot 1,2 \cdot 1,08 \cdot 9,23 \cdot 4,5 \cdot 1 = 1657,244 \text{ у. е.}$$

Шлифование:

$$Z_{ш} = 34,635 \cdot 1,2 \cdot 1,08 \cdot 10,39 \cdot 0,7 \cdot 1 = 326,462 \text{ у. е.}$$

Всего на изделие:

$$Z_{осн} = 435,512 + 1657,244 + 326,462 = 2419,218 \text{ у. е.}$$

5.2.4 Расчет общепроизводственных и общехозяйственных расходов

Общепроизводственные расходы составляют 150 % от основной заработной платы задействованных на производстве рабочих.

Общепроизводственные расходы для шестерни:

$$Z_{оп} = 1540,804 \cdot 1,5 = 2311,206 \text{ у. е.}$$

Общепроизводственные расходы для зубчатого колеса:

$$Z_{оп} = 2419,218 \cdot 1,5 = 3628,827 \text{ у. е.}$$

Общехозяйственные расходы составляют 50 % от основной заработной платы задействованных на производстве рабочих.

Общехозяйственные расходы для шестерни:

$$Z_{ох} = 1540,804 \cdot 0,5 = 770,402 \text{ у. е.}$$

Общехозяйственные расходы для зубчатого колеса:

$$Z_{ох} = 2419,218 \cdot 0,5 = 1209,609 \text{ у. е.}$$

Коммерческие расходы принимаются в размере 4% от производственной себестоимости продукции.

5.2.5 Расчет затрат на ремонт и содержание оборудование

На ремонт и содержание необходимого для производства оборудования отводится 3 ÷ 5 % от стоимости самого оборудования.

Стоимость установленного оборудования:

- стоимость токарного станка – 1176736 у. е. ;
- стоимость зубофрезерного станка – 6590000 у. е.;
- стоимость шлифовального станка – 1770013 у. е.

Общая стоимость установленного оборудования:

$$Z_{об} = 1176736 + 6590000 + 1770013 = 9536749 \text{ у. е.}$$

Ремонт и содержание оборудования:

$$Z_p = 9536749 \cdot 0,03 = 286102,47 \text{ у. е.}$$

Для определения стоимости ремонта и содержания оборудования на единицу продукции, затраты на ремонт и содержание Z_p относят к приведенной годовой программе $N_{пр}$. Принимаем равным $N_{пр} = 32$.

Ремонт и содержание оборудования на единицу продукции рассчитывается по формуле:

$$Z_{р.ед} = \frac{Z_p}{N_{пр}}, \tag{5.12}$$

$$Z_{р.ед} = \frac{286102,47}{32} = 8972,0 \text{ у. е.}$$

5.2.6 Расчет полной себестоимости изделий

Исходя из расчетов всех затрат на изготовление изделия, сведенных в соответствующих статьях расходов, составляется смета затрат на общую себестоимость изготовления продукции для шестерни (таблица 5.9) и для зубчатого колеса (таблица 5.10).

Таблица 5.9 – Полная себестоимость для шестерни

Статья калькуляции	Затраты	
	На единицу, у.е.	На 16 шт, у.е.
Сырье и основные материалы	3600,804	57612,864
Энергия на технологические нужды	42,556	680,896
Заработная плата	1540,804	24652,864
4.Ремонт и содержание оборудования	8054,686	128874,976
5.Общепроизводственные расходы	2311,26	36980,16
6.Общефабричные расходы	770,402	12326,432
Итого: производственная себестоимость	16320,511	261128,201
7.Коммерческие расходы	652,8205	10445,135
Итого: полная себестоимость	16973,331	271573,357

Таблица 5.10 – Полная себестоимость для колеса

Статья калькуляции	Затраты	
	На единицу, у.е.	На 16 шт, у.е.
Сырье и основные материалы	12499,15	199986,4
Энергия на технологические нужды	42,556	680,896
Заработная плата	2419,218	38707,49
Ремонт и содержание оборудования	8054,686	128874,976
Общепроизводственные расходы	3628,827	58061,23
Общефабричные расходы	1209,609	19353,74

Продолжение таблицы 5.10

Производственная себестоимость	27854,05	445664,8
Коммерческие расходы	1114,162	17826,59
Итого: полная себестоимость	28968,21	463491,4

Итого, общие затраты на изготовление 16 шестерен и 16 зубчатых колес составят $Z = 735064,7$ у. е.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения дипломной работы были проанализированы технические характеристики мобильной башни обслуживания для РН «Союз-2» и механизма передвижения МБО. Также были рассмотрены основные виды разрушений поверхностей зубьев и выбран способ снижения динамических нагрузок, воздействующих на зубчатые передачи, посредством смены типа зацепления на косозубый или шевронный.

Был произведен расчет геометрии и контактных и изгибающих напряжений для косозубой и шевронной передач. По результатам расчетов были получены значения контактных и изгибающих напряжений равные: для прямозубой передачи $\sigma_H = 647,47$ МПа, $\sigma_{F1} = 196,669$ МПа, $\sigma_{F2} = 183,106$ МПа; для косозубой передачи $\sigma_H = 481,559$ МПа, $\sigma_{F1} = 94,972$ МПа, $\sigma_{F2} = 88,852$ МПа; для шевронной передачи $\sigma_H = 369,527$ МПа, $\sigma_{F1} = 60,037$ МПа, $\sigma_{F2} = 56,864$ МПа. Сравнение полученных параметров с параметрами исходной зубчатой передачи показали, что косозубое и шевронное зацепления имеют большую нагрузочную способность, чем существующая прямозубая передача.

При помощи программного комплекса T-Flex CAD во встроенном приложении T-Flex Зубчатые передачи, был произведен расчет и анализ исходной и расчетных передач. Полученные результаты показывают меньшие значения напряжений на контакт и изгиб для косозубого и шевронного типа зацепления, а графики зависимости расчетных параметров от времени визуально отражают более плавное распределение напряжений в точке контакта на поверхности косозубых колес, в отличие от прямозубых.

Проанализировав результаты, полученные при расчете инженерным методом и при помощи программного комплекса T-Flex CAD, было принято решение для модификации выбрать косозубый тип зацепления, так как по геометрическим параметрам передача не так сильно отличается от существующей, но воздействие нагрузки на зубья при зацеплении существенно

снижается. Еще одно преимущество косозубой передачи перед шевронной – такая передача не требует высокой точности, она также проще и дешевле в изготовлении.

Выполнение экономического расчета себестоимости проектирования и изготовления зубчатых колес показало, что общая себестоимость научно-исследовательской работы составит $Z = 492067,42$ у. е., затраты на изготовление 16 шестерен и 16 зубчатых колес составят $Z = 735064,7$ у. е.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – Т.2. – 960 с.
- 2 Водейко, В.Ф. Детали машин и основы конструирования. В 2 ч. Ч. 1. Зубчатые и червячные передачи: учебно-методическое пособие / В. Ф. Водейко. – М. : МАДИ, 2017. – 96 с.
- 3 Галиуллина, И.И. Организация и планирование производства. Методические указания для выполнения курсовой работы и экономической части дипломного проекта / И. И. Галиуллина, Х. Я. Галиуллин. – Димитровград : Из-во ДИТУД УлГТУ, 2005. – 26с.
- 4 ГОСТ 12.4.011-89 Система стандартов безопасности труда. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация.; введ. 1989 – 10 – 27 – Москва: Издательство стандартов, 2004. – 8 с.
- 5 ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.; введ. 1989 – 07 – 01 – Москва: Издательство стандартов, 1993. – 130 с.
- 6 ГОСТ 54317-2021. Комплексы стартовые и технические ракетно-космических комплексов. Требования безопасности.; введ 2021 – 06 – 01 – Москва : Стандартиформ, 2021. – 23 с.
- 7 Детали машин. Характер и причины отказов зубчатых передач / [Электронный ресурс] // k-a-t.ru : офиц. сайт. – URL: https://k-a-t.ru/detali_mashin/24-dm_zubchatye3/?ysclid=m53z73k41394587180. – 15.10.2024.
- 8 Луганцева, Т.А. Зубчатые передачи: учебно-методическое пособие / Т. А. Луганцева, И. Н. Кузьмин. – Благовещенск : Изд-во АмГУ, 2019 – 59 с.
- 9 Лыков, А.В. Исследование шума в работе зубчатых передач и способов его устранения / А. В. Лыков, А. М. Лахин // Студенческий научно-технический журнал «ИНЖЕНЕР». – № 1(21) – 2 (22), 2016. – С. 146 – 148.

10 Расчет цилиндрических зубчатых передач: методические указания / сост. М. В. Аввакумов, В. М. Гребенникова, А. Б. Коновалов. – СПб. : ВШТЭ СПбГУПТД, 2017. – 45 с.

11 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие/ И. Г. Видяев [и др.]– Томск: Из-во Томский политехнический университет, 2014. – С. 18 – 31.

12 T-FLEX Зубчатые передачи — новое приложение в составе комплекса T-FLEX PLM для проектирования, анализа и расчета зубчатых передач / [Электронный ресурс] // tflex.ru : офиц. сайт. – URL: <https://www.tflex.ru/about/publications/detail/index.php?ID=4611>. – 20.11.2024.