

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Кафедра «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
М.П. Головин

« ____ » _____ 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств

**Разработка конструкции и технологического процесса сборки и
механической обработки корпуса коническо-цилиндрического редуктора**

Руководитель _____ доцент, канд. техн. наук Кулешов В.И.

Выпускник _____ Черноушко А.Л.

Красноярск 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЗОР КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ.....	5
1.1 Схемы коническо-цилиндрических редукторов.....	5
1.2 Особенности конструкции конической передачи	6
1.3 Патенты на коническую передачу редуктора	13
1.4 Аналоги коническо-цилиндрических редукторов и их рассмотрение	18
1.5 Вывод	21
2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА... 22	22
2.1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет	22
2.2 Расчет передач редуктора в SHAFT 2D.....	24
2.3 Расчет редуктора в KissSoft	29
2.4 Проектирование и расчет быстроходного вала	32
2.5 Расчет подшипников быстроходной ступени редуктора.....	37
2.6 Проектирование привода	39
2.7 Вывод по второму разделу.....	44
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСА И СБОРКИ РЕДУКТОРА.....	45
3.1 Технологический процесс изготовления корпуса	45
3.1.1 Конструкторско-технологический анализ корпуса.....	46
3.1.2 Методы и схемы контроля.....	49
3.1.3 Выбор варианта получения исходной заготовки	51
3.1.4 Обоснование выбора технологических баз и разработка последовательности изготовления	52
3.1.5 Определение припусков и межпереходных размеров	53
3.1.6 Проектирование технологических операций.....	57
3.1.7 Техническое нормирование	61
3.2 Технологический процесс сборки редуктора.....	66
3.2.1 Режим работы и фонды времени.....	66
3.2.2 Расчет по программе выпуска	67
3.2.3 Выбор методов достижения точности.....	69
3.2.4 Разработка последовательности сборки узла.....	73
3.2.5 Проектирование технологических операций сборки.....	73
3.2.6 Расчет числа рабочих мест и состава работающих	78
3.2.7 Технико-экономические показатели процесса сборки	79
3.3 Общий вывод по разделу	81
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	83
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	84
ПРИЛОЖЕНИЕ А	86
Патентный лист	86
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	87
Протокол по расчету цилиндрической передачи в KissSoft.....	87

ПРИЛОЖЕНИЕ В	88
Протокол по расчету конической передачи в KissSoft	88
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	89
Протокол по расчету вала в программе KissSoft	89
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	90
Коническо-цилиндрический редуктор.....	90
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	91
Привод.....	91
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	92
Последовательность обработки корпуса редуктора.....	92
ПРИЛОЖЕНИЕ З.....	93
Последовательность сборки редуктора	93
ПРИЛОЖЕНИЕ И	94
Технологическая карта механической обработки корпуса редуктора	94
ПРИЛОЖЕНИЕ К	95
Чертежи дополнительных деталей.....	95

ВВЕДЕНИЕ

Коническо-цилиндрический редуктор — механический редуктор, который содержит в себе одну коническую и цилиндрические передачи. Такой редуктор необходим, в случае если оси валов подвода и отбора мощности пересекаются.

Конические редукторы дороже цилиндрических, сложнее в изготовлении и монтаже. Несущая способность в них меньше, а вес и габариты больше.

Но из-за своей конструктивной особенности конические колеса широко используются и не только в автомобилестроении в качестве главной передачи. К тому же для хорошей работы главной передачи она должна иметь правильное взаимное положение колес, избегать высокого шума и концентрации напряжений при работе. В течении ряда времени фирма Глисон проводила исследования ведущих мостов на деформацию.

Объектом исследования данной выпускной квалификационной работы стали конструкции коническо-цилиндрического редуктора и методы ее проектирования.

При выполнении работы была поставлена цель: спроектировать электромеханический привод на основе коническо-цилиндрического редуктора с рассмотрением конструктивных решений применяемых в настоящее время в машиностроении, в частности для вала-шестерни и анализом ее жесткости.

Так же были поставлены задачи:

- рассмотреть серийно выпускаемые аналоги и сделать анализ по выявлению коэффициента технического уровня редукторов;
- спроектировать электромеханический привод на основе коническо-цилиндрического редуктора отвечающий требованиям по ресурсу, надежности и должной жесткости узлов;
- разработать технологию маршрутных и операционных технологических процессов изготовления корпуса редуктора, проектирование технологического процесса сборки редуктора.

1 ОБЗОР КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

1.1 Схемы коническо-цилиндрических редукторов

На виде 1 (рисунок 1) показан наиболее распространенный двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор, валы которого расположены в одной плоскости. Для увеличения жесткости вала ведущей шестерни применяют дополнительную опору, как показано на виде 2 (рисунок 1).

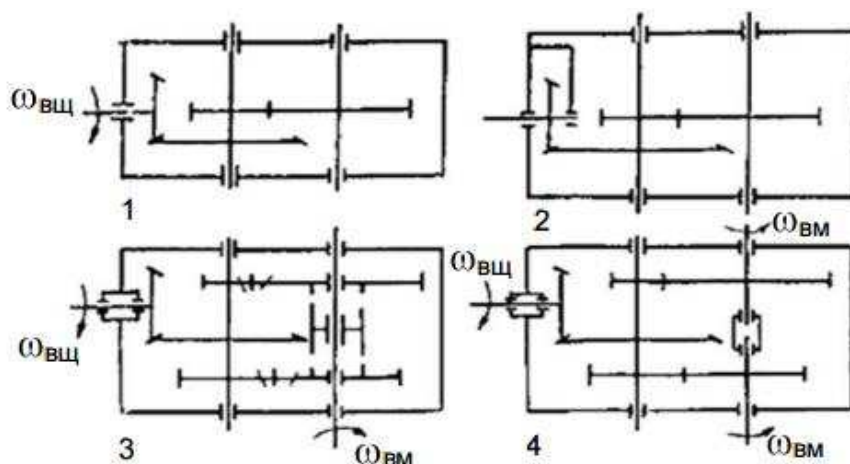


Рисунок 1 – Схемы коническо-цилиндрических редукторов

На виде 3 (рисунок 1) представлен двухступенчатый двух- скоростной редуктор. При введении зубчатой муфты в зацепление с одним из колес, расположенных на промежуточном валу, ведомый вал получает вращение с одной определенной скоростью, а при включении с другим колесом вал вращается с другой скоростью.

На виде 4 (рисунок 1) показан коническо-цилиндрический редуктор, передающий вращение на два отдельных ведомых вала, которые могут вращаться как с одинаковой, так и различной частотой вращения (как показано на схеме). Это зависит от соотношения количества зубьев ведущих и ведомых цилиндрических колес. Такие редукторы применяются, например, в механизмах привода к двум параллельно расположенным ленточным конвейерам.

На виде 5 (рисунок 2) показан трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор. Все валы редуктора расположены в одной плоскости. Возможно и другое расположение валов.

На виде 6 (рисунок 2) показан компактный трехступенчатый редуктор, но более сложный в изготовлении. Этот редуктор имеет три вала вместо четырех, как на предыдущих схемах. Направление спирали конического колеса и угла наклона зуба цилиндрического колеса, свободно расположенного на ведомом валу, должно быть подобрано, исходя из получения минимальной осевой силы. Это также относится и к зубчатым колесам промежуточного вала.

На виде 7 (рисунок 2) показан трехступенчатый редуктор, у которого цилиндрическая часть выполнена соосной, что уменьшает длину редуктора по сравнению с длиной редуктора на схеме 5.

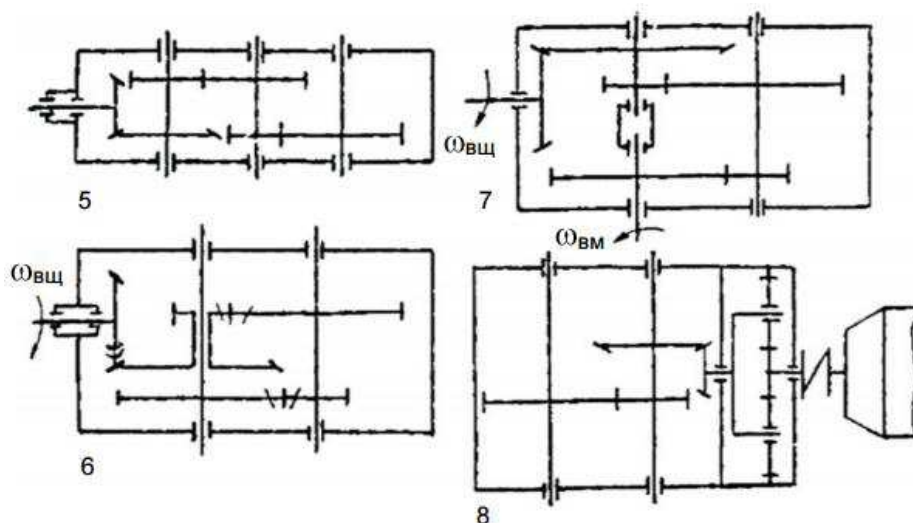


Рисунок 2 - Схемы коническо-цилиндрических редукторов

На виде 8 (рисунок 2) показан трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор, у которого первой ступенью является планетарный ряд, второй – коническая пара, а третьей – простая цилиндрическая передача. Электродвигатель в этом случае может быть фланцевым и может крепиться к картеру редуктора. Допускаются различные комбинации ступеней редуктора.

1.2 Особенности конструкции конической передачи

Передачи между валами с пересекающимися осями разделяют на конические и смешанно-конические. В конических передачах аксоидными поверхностями сопряженных колес являются круговые конусы. По форме зуба различают конические колеса прямозубые, косозубые или с тангенсальными и с криволинейными зубьями (рисунок 3). В прямозубых конических колесах направление зубьев совпадает с образующими делительной поверхности (кругового конуса) (расчет геометрии см. ГОСТ 19624-74). В косозубых конических колесах зубья расположены под постоянным углом наклона β к образующим начальной поверхности. К коническим колесам с криволинейным зубом относятся колеса с круговым зубом (расчет геометрии см. ГОСТ 19326-73) (фрезеруемые с помощью конической червячной фрезы), с циклоидальным (гипоциклоидальным, эпициклоидальным) и шевронным зубом. Шевронные конические колеса (а так же «Зерол») имеют зубья, подобные зубьям цилиндрических шевронных колес, но с противоположным направлением наклона линии зуба, благодаря чему при их работе не возникают дополнительные осевые силы, вызываемые наклоном линии зубьев. Принципиальное различие между указанными выше коническими колесами с криволинейными зубьями заключается в основном в методе обработки зубьев.

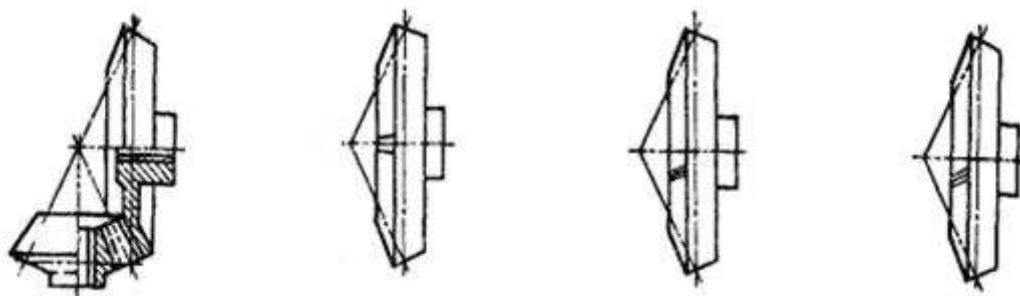


Рисунок 3 – Виды конической передачи

Конические передачи изготавливают нескольких видов: обкатные – обработка зубьев колес пары осуществляется методом огибания; полуобкатные – обработка зубьев колеса осуществляется методом копирования (профиль зубьев прямолинейный), а шестерни – методом огибания (профиль зубьев криволинейный и сопряжен с прямобочным профилем зубьев колеса); из прямозубых зубчатых колес с круговым профилем зубьев, обрабатываемых дисковой протяжкой методом кругового протягивания; с круговинтовым зацеплением, при котором обработка зубьев осуществляется методом огибания или полуобкатным методом.

Передачи между валами со скрещивающимися осями, к ним относятся гипоидные и спироидные (рисунок 4) передачи. Межосевой угол этих передач может находиться в пределах от 10° до 90° , но в практике чаще всего применяются ортогональные передачи с межосевым углом 90 градусов. Общим недостатком этих передач является повышенное скольжение зубьев, вследствие чего КПД их ниже, чем передач с параллельными и пересекающимися осями валов. Продольное скольжение способствует более интенсивному износу боковых поверхностей зубьев, разрыву масляной пленки при больших скоростях и передаваемых нагрузках и заеданию зубьев.

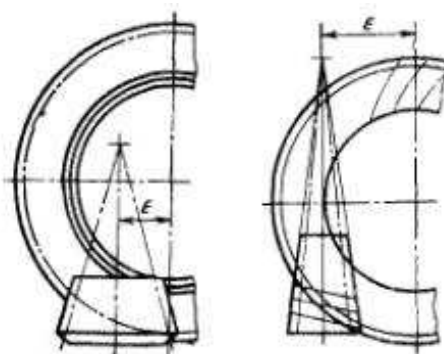


Рисунок 4 – Виды конической передачи со смещением

Кинематика гипоидных передач аналогична кинематике винтовых передач. Начальными поверхностями гипоидных передач являются однополые гиперболоиды вращения, которые заменяются приближенными к ним усеченными конусами. Гипоидные колеса выполняют с косыми или круговыми зубьями. Зубья косозубых гипоидных колес, как у прямозубых цилиндрических и конических колес, соприкасаются при работе передачи одновременно по всей

своей длине. Гипоидные колеса с круговым зубом по внешнему виду не отличаются от конических колес с круговым зубом. В этих передачах имеется гипоидное смещение E (рисунок 4) оси ведущего (малого) колеса относительно оси ведомого (большого) колеса. Ввиду гипоидного смещения сопряженные колеса должны быть выполнены с различными углами наклона, а так же различными профильными углами на противоположных сторонах зубьев. Обычно угол наклона линии зуба шестерни колеблется в пределах $45-50^\circ$, а колеса – в пределах $23-25^\circ$.

Гипоидные передачи теоретически имеют точечный контакт боковых поверхностей зубьев, по виду небольшого отхода сопряженных поверхностей зубьев гипоидные передачи по своей несущей способности не уступают передачам с линейчатым контактом, в то время они позволяют расширить допуски на точность изготовления и монтаж колес. Большой угол линии наклона зубьев малого колеса (β до 50°) дает возможность значительно увеличить коэффициент продольного перекрытия, уменьшить приведенный радиус кривизны и увеличить диаметр шестерни при сохранении диаметра большего колеса по сравнению с теми же параметрами конических передач. Вследствие большего диаметра шестерни увеличивается толщина зубьев колеса при сохранении общих габаритов передачи. Указанные особенности гипоидных зубчатых колес обеспечивают плавную и бесшумную работу передачи, высокую несущую способность, долговечность и прочность зубьев.

Спироидные передачи. По внешнему виду спироидные передачи очень похожи на гипоидные, имеющие большой угол наклона и малое число зубьев ведущего колеса. Ведущим звеном спироидной передачи является спироидный конический червяк с постоянным шагом и углом наклона боковой поверхности витка (винтовые зубья). Смещение E конического червяка относительно оси ведомого колеса в спироидных передачах значительно больше аналогичного смещения ведущего колеса гипоидной передачи.

По кинематике зацепления спироидные передачи аналогичны червячным; они так же имеют значительное число зубьев в одновременном зацеплении и поэтому могут передавать большие крутящие моменты по сравнению с передачами других видов.

С помощью осевого перемещения червяка в спироидных передачах можно регулировать боковой зазор между зубьями колеса и червяка, а также компенсировать износ зубьев в процессе эксплуатации передачи. Передача дает возможность достигать передаточного числа $300:1$ (и больше). С увеличением передаточного числа и смещения конического червяка, КПД спироидной передачи уменьшается. При передаточном числе в пределах до $25:1$ КПД тот же, что у червячных передач. В пределах передаточных чисел ниже $25:1$ КПД спироидных колес заметно возрастает. Вследствие небольшого межосевого расстояния между колесом и червяком корпус спироидной передачи может быть очень компактным.

Спироидные передачи целесообразно применять в тех случаях, когда требуется получить высокую точность деления, беззазорное зацепление, а также большие передаточные числа в одной паре колес.

Шестерня конических передач в большинстве случаев устанавливается консольно, для достижения наилучших масса-габаритных показателей, а так же для более удобной регулировки зацепления.

Из-за своей конструктивной особенности конические колеса широко используются в автомобилестроении в качестве главной пары. Для хорошей работы главной передачи она должна иметь жесткие опоры, обеспечивающее правильное взаимное положение шестерен. Чтобы при нагрузках избежать сильного шума при работе шестерен и чрезмерной концентрации напряжений, установлены пределы допустимых деформаций. В течении ряда времени фирма Глисон проводила испытания ведущих мостов на деформацию и наблюдение за поведением этих мостов в эксплуатации.

В результате таких исследований установлены допустимые значения деформации, которые приведены ниже:

- вертикальное перемещение шестерни вверх или вниз не более 0,076 мм,
- осевое перемещение шестерни в любую сторону не более 0,076 мм.

Применяются два основных вида установки шестерни: первый вид – шестерня устанавливается между двумя подшипниками, второй вид – два подшипника находятся с одной стороны шестерни. При расположении шестерни между двумя опорами расстояние между двумя подшипниками обычно небольшое, что является преимуществом и позволяет уменьшить длину вала шестерни. Иногда это имеет значение для уменьшения угла в карданном шарнире, соединяющем шестерню с карданным валом.

Расположение подшипников особенно важно при консольной установке шестерни, чтобы обеспечить ее правильное положение. Задний подшипник должен быть расположен как можно ближе к зубьям шестерни. Для обеспечения жесткости диаметр шейки шестерни должен быть не менее длины консольной части шестерни от середины заднего подшипника до середины ширины зубчатого венца, а расстояние между двумя подшипниками должно равняться, примерно удвоенному значению той же величины. Увеличение расстояния между подшипниками желательно при соответствующем увеличении диаметра вала шестерни на участке между подшипниками.

Распространенная схема установки вала-шестерни в главной паре автомобилей показана на рисунке 5.

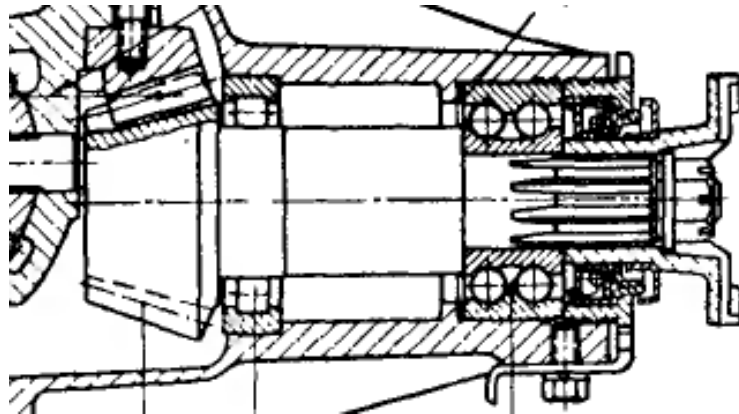


Рисунок 5 – Схемы конического вала-шестерни
 Наиболее распространенные схемы валов показаны на рисунке 6.

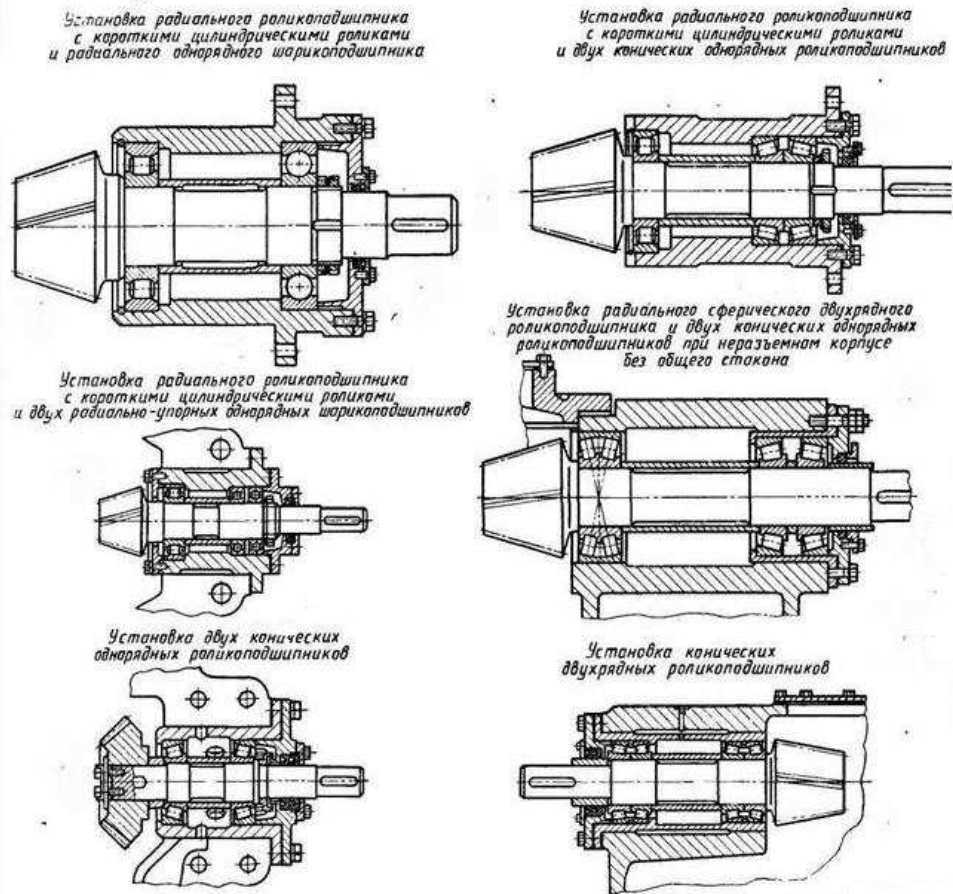


Рисунок 6 – Схемы конического вала-шестерни

Особенности технологии изготовления конических колес. Технологический процесс изготовления конических зубчатых колес заключается в методе обката и воспроизведении станочного зацепления. Эти методы позволяют изготавливать конические шестерни и с круговыми и спиралевидными зубьями. Изготовление шестерни возможно на обрабатывающем центре, но при этом сложно добиться идеальной поверхности зуба на колесах с малым модулем. Так же это занимает большее время производства, что увеличивает конечную стоимость передачи. Данный метод имеет право на существование, но только в мелкосерийном и штучном производстве.

Печать на 3D принтере является еще одним из методов получения шестерни. Печать возможна твердыми сплавами, а полученное изделие гораздо прочнее и менее пористое, чем аналогичное изготовленное традиционным способом. Данный метод применим при единичном производстве, так как стоимость изготовления слишком велика.

Метод горячего накатывания (рисунок 7) разработан НИИТавтопромом (Научно-исследовательский институт автомобильной промышленности) совместно с ЗИЛом и внедрен в производство при накатывании зубьев конического колеса ($z=40$, $m_n = 8,017$ мм, $b=42.5$ мм, $\beta_m = 33^\circ 37'$, сталь 12Х2Н4А) как метод чернового нарезания зубьев. Данная технология применяется для изготовления колес с круговым зубом и так же может применяться при изготовлении колес с криволинейным профилем зуба.

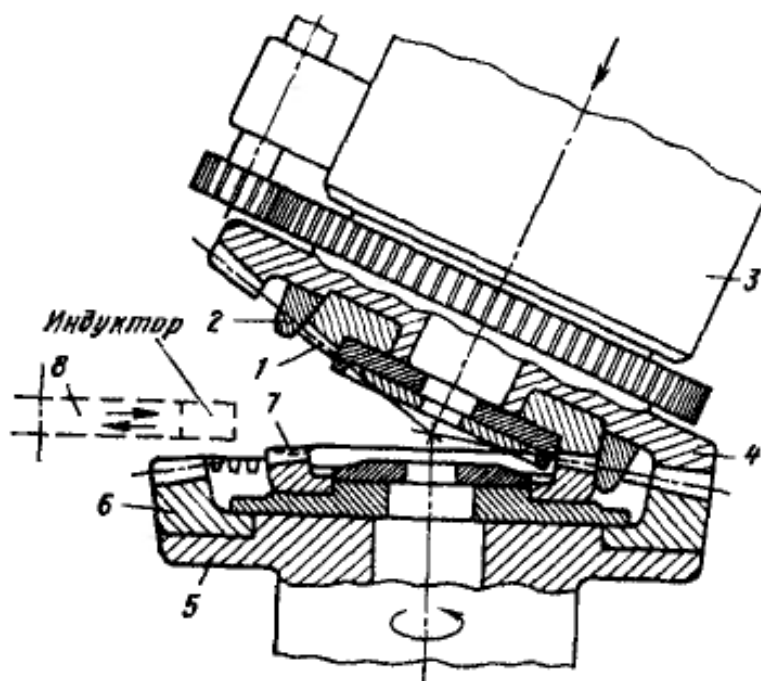


Рисунок 7 – Горячий накат

Формирование зубьев осуществляется на медленной рабочей подаче до достижения полной высоты зуба по всей длине. По окончании цикла накатывания инструмент отходит, заготовка снимается и устанавливается в накопитель. Время полного цикла накатывания зубьев около 3 минут, из них на

нагрев заготовки затрачивается около 1 минуты. Накатник (инструмент) представляет собой модифицированное сопрягаемое с шестерней колесо, ширина зубьев которого превышает ширину зубьев у шестерни. Это необходимо для полного формирования зубьев на шестерни со смещением относительно оси колеса. Припуск на сторону зуба после горячего накатывания под черновое нарезание составляет 0,4-0,7 мм. Параметры точности зубчатых колес с модулем 8 мм следующие: биение зубчатого венца 0,1-0,2 мм, наибольшая разность окружных шагов 0,02-0,04 мм. Средняя стойкость накатников составляет 3500 заготовок. При внедрении горячего накатывания производительность зубонарезания увеличивается в несколько раз, и преимущественно применима при массовом производстве. Достигается экономия металла на 20-25% и на 20-30% увеличивается прочность на изгиб вследствие направленного расположения волокон металла на зубьях.

Последующей доводочной, а так же чистовой обработками является обкатка и притирка, которые осуществляются на том же оборудовании, что и предыдущая операция. Инструмент накатник заменяется, на заранее изготовленное сопрягаемое с конической шестерней, колесо. Обкатка производится без смазывания на малых оборотах с радиальной подачей шестерни. Колесо должно обладать большей твердостью, чем шестерня, так как при обкатке оно может деформироваться вследствие чего, ресурс передачи уменьшится. При данном методе формообразования на поверхности шестерни образуется наклеп, увеличивая твердость поверхностного слоя.



Рисунок 8 – Гипоидная коническая передача

Затем на колесо и шестерню наносятся специальные абразивные составы, и обкатка происходит на рабочих и повышенных оборотах, до достижения необходимого пятна контакта.

Рассмотренный метод послужил основой для разработки методики моделирования гипоидной конической передачи с криволинейным профилем зуба (рисунок 8).

При изготовлении минусами данного метода являются: наличие специального инструмента либо приспособления, использование преимущественно на серийном производстве.

А плюсы данного метода: уменьшение время на производство; экономия металла на 20-25%; снижение стоимости изготовления; увеличение прочности на изгиб на 20-30%; возможность изготовить шестерни с модифицированным профилем зуба; передача меньше нуждается в обкатке.

1.3 Патенты на коническую передачу редуктора

Патент №3767794 от 06.07.1984 описывает конический редуктор с проектируемым корпусом в котором используется, с целью повышения надежности и уменьшения габаритов, дополнительные опоры конической шестерни и вала. При работе редуктора в зацеплении конической передачи возникают силы с составляющей R , вызывающий изгиб вала шестерни 2, и составляющую A , вызывающую осевое усилие в опорах 7 и 8. Схема редуктора, представленная в патенте, изображена на рисунке 9.

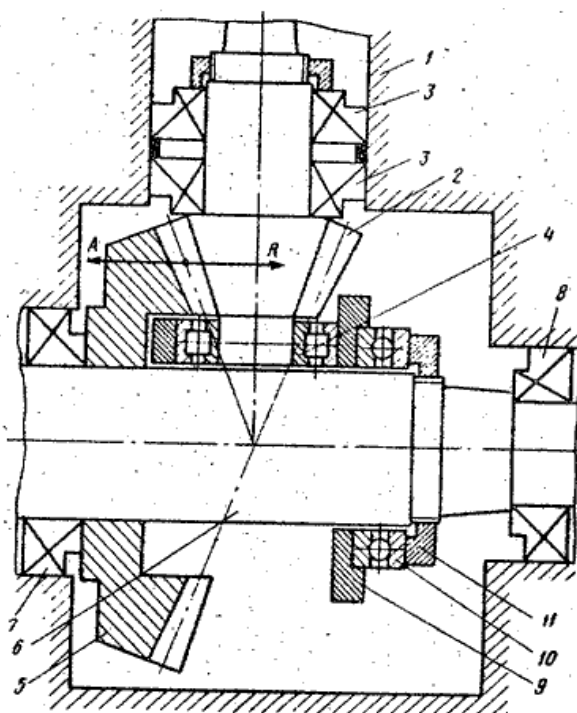


Рисунок 9 – Безконсольная схема редуктора

Данная схема исключает консольность конической шестерни, а так же добавляет по 3-й опоре к валу-шестерне и валу колеса. Втулка 9, упорного подшипника 10, замыкает действие усилий A и R внутри контура: вал-шестерня 2, подшипник опоры 4, втулка 9, упорный подшипник 10, нажимное кольцо 11,

вал 6, коническое колесо 5 и снова вал-шестерня 2, что делает разгруженными подшипники опор 7 и 8 от осевых усилий и уменьшает прогиб вала-шестерни 2.

Конический редуктор, содержащий корпус, размещенные в нем на опорах вал с коническим колесом и вал-шестерня с цапфой на которой размещена одна из опор, отличающийся тем, что с целью повышения надежности и уменьшения габаритов, он снабжен размещенными на валу с коническим колесом втулкой, упорным подшипником и нажимным элементом, а размещенная на цапфе вала шестерни опора установлена во втулке.

Патент №2512424 от 22.07.1977 описывает конический редуктор с упрощенной конструкцией. В данном редукторе устройство для регулировки зазора в зацеплении выполнено в виде упругих кольцевых элементов, установленных между наружным кольцом подшипника и соответствующей упорной поверхностью корпуса.

Устройство для регулировки зазора в зацеплении выполнено в виде упругих кольцевых элементов 12 и 13, которые представляют собой резиновое кольцо или стальную тарельчатую пружину. Упругий элемент 12 установлен между наружным кольцом 14 подшипника 4, не воспринимающей осевой нагрузки, и упорной поверхностью 2 корпуса 1, а упругий элемент 13 установлен между наружным кольцом 15 подшипника 6, не воспринимающего осевой нагрузки, и упорной поверхностью 3 корпуса 1. На рисунке 10 представлена схема данного редуктора.

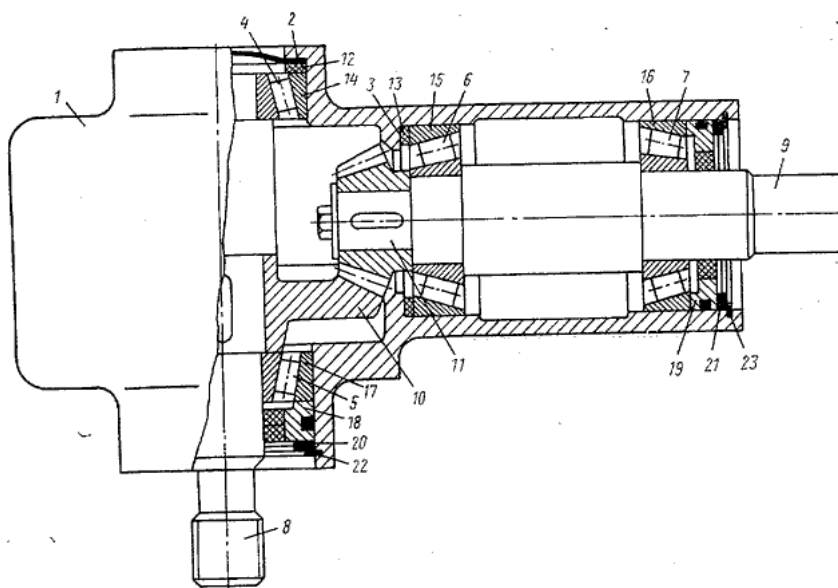


Рисунок 10 – Схема упрощенного редуктора

Работа данного устройства заключается в том что валы 8 и 9 с шестернями 10 и 11 и подшипники 4 – 7 под действием усилия, приложенного извне, перемещаются вдоль оси, при этом упругие элементы 12 и 13 сжимаются. При достижении правильного расположения шестерен 10 и 11, обеспечивающего нормальную величину бокового зазора, устанавливается необходимое количество регулируемых шайб 20 и 21, расположенных между крышкой 18 и стопорным кольцом 22, и между крышкой 19 и стопорным

кольцом 23. Упругие элементы 12 и 13, поджатые в процессе регулировки, обеспечивают натяг подшипников, исключая возможность возникновения радиального зазора в процессе работы и регулировки взаимного расположения колес.

Конический редуктор, содержащий корпус с упорными поверхностями, установленные в корпусе в радиально-упорных подшипниках валы с размещенными на них коническими шестернями, находящимися в зацеплении, и устройство для регулировки зазора в зацеплении выполнено в виде упругих кольцевых элементов, установленных между наружным кольцом подшипника и соответствующей упорной поверхностью корпуса.

Патент №2291336 от 28.03.2005 заявлен как изобретение по: упрощению конструкции, снижению трудоемкости сборки, упрощению регулирования зубчатого зацепления, обеспечению силового замыкания сопрягаемых зубчатых колес и линейного контакта зубьев. Задачи изобретения достигаются тем что в коническом редукторе, включающим корпус, валы на подшипниках качения с сопрягаемыми коническими зубчатыми колесами, применяется упругая шайба с квазисферическими торцевыми поверхностями, расположенная враспор между зубчатым колесом и вращающимся внутренним кольцом подшипника. На рисунке 11 изображена схема с использованием квазисферических шайб.

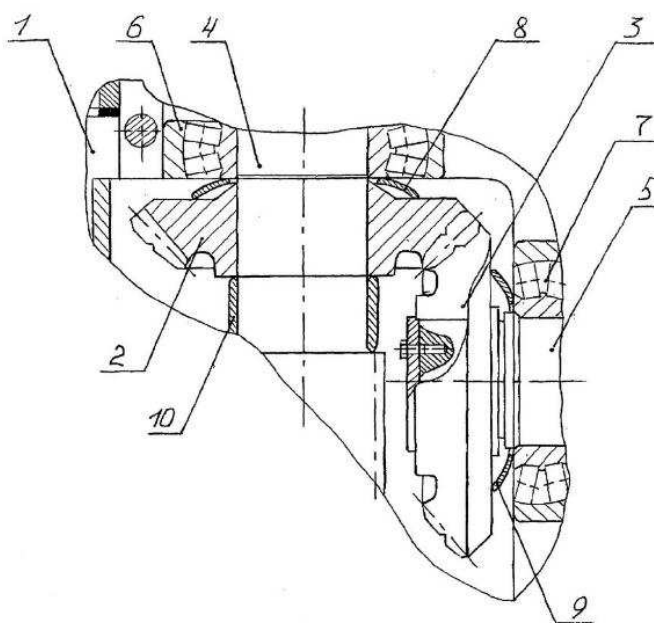


Рисунок 11 – Схема с использованием квазисферических шайб

При сборке, при установке шестерен упругие шайбы с квазисферическими торцевыми поверхностями сжимаются под действием осевых сил на шестерни, обеспечивая необходимые осевые зазоры. В период работы, за счет упругих шайб с квазисферическими торцевыми поверхностями обеспечивается постоянное силовое замыкание и линейный контакт зубьев. Технологические погрешности компенсируются в пределах зазоров за счет качания шестерен с упругими шайбами с квазисферическими торцевыми поверхностями, опирающимися на вращающееся кольцо подшипника.

Такая конструкция конического редуктора позволяет расширить допуски на размеры деталей редуктора, снизить трудоемкость сборки, обеспечить силовое замыкание сопрягаемых зубчатых колес, линейный контакт зубьев и самоустановку зубчатых колес в пределах зазора.

Конический редуктор, содержащий корпус, валы на подшипниках качения с сопрягаемыми зубчатыми колесами и регулирующие прокладки, установленные враспор между зубчатыми колесами и вращающимися внутренними кольцами подшипников, отличающийся тем, что регулирующие прокладки выполнены в виде упругих шайб с квазисферическими торцовыми поверхностями.

Патент №2242649 от 18.11.2002 предлагает конструкцию двухступенчатого без зазорного редуктора для точной передачи вращательного движения при изменении направления движения и передаваемого усилия с автоматической выборкой зазоров в течении всего срока эксплуатации, исключение динамических перегрузок и ударов, повышение долговечности и снижение шума.

Ведущие конические зубчатые колеса первой и второй ступени выполнены с возможностью осевого перемещения в сторону сопряженных с ними ведомых конических зубчатых колес. Ведомые конические зубчатые колеса жестко закреплены на соответствующих валах. Ведущие конические зубчатые колеса подпружинены к ведомым колесам и имеют угол наклона рабочих поверхностей зубьев к оси вращения не более величины угла трения. Передаточные отношения первой и второй ступени равны между собой. Ведущий вал первой ступени и ведомый вал второй ступени расположены параллельно друг другу. Промежуточный вал размещен в одной плоскости между ведущим и ведомым валами под углом. Величина этого угла зависит от передаточного числа редуктора и обеспечивает нормальное зубчатое зацепление сопряженных конических зубчатых колес.

Было рассмотрено известное решение содержащее корпус с последовательно зацепляющейся конической парой и цилиндрической парой колес. Оси вращения входного и выходного валов установлены друг относительно друга под углом 90° . Это техническое устройство имеет существенные недостатки, заключающиеся в том что оно не обеспечивает необходимой точности передачи вращательного движения при изменении направления вращения или передаваемых усилий, а так же сравнительно быстро изнашивается и требует много средств на его ремонт и техническое обслуживание.

Предполагаемое устройство лишенное выше перечисленных недостатков изображено на рисунке 12.

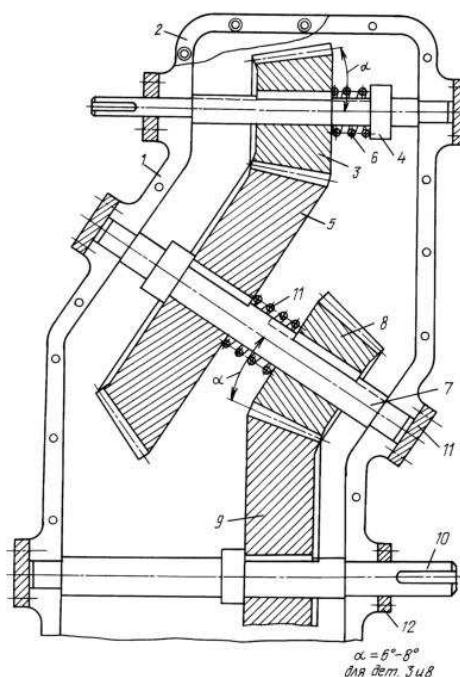


Рисунок 12 – Беззазорная конструкция редуктора

При включении электродвигателя (на чертеже не показан), вал которого соосно соединен с ведущим валом 4, зубчатое колесо 3 и вал 4 совершают вращательное движение в определенную сторону. Зубчатое колесо 3, находящееся в зубчатом зацеплении с зубчатым колесом 5, передает вращательное движение зубчатым колесам 5 и 8, а также промежуточному валу 7, на котором они установлены. Ведущее зубчатое колесо 8 второй ступени передает вращательное движение ведомому зубчатому колесу 9 и валу 10.

При появлении зазоров между зубчатыми колесами 3 и 5 появляется возможность осевого перемещения колеса 3 под действием пружины 6. А за счет того что угол наклона рабочей поверхности колеса 3 не превышает 5-8°, что в свою очередь не превышает угол трения, колесо 3 не имеет возможности сдвинуться в правую сторону за счет сил в зацеплении. Аналогично и происходит выборка зазоров во второй ступени.

Редуктор беззазорный, содержащий корпус, в котором установлены последовательно зацепляющиеся две пары зубчатых колес, насаженных на трех валах, с возможностью их совместного вращения, отличающийся тем, что все ведущие и ведомые зубчатые колеса выполнены коническими, при этом ведущие конические зубчатые колеса первой и второй ступеней выполнены с возможностью осевого перемещения в сторону сопряженных с ними ведомых конических зубчатых колес, жестко закрепленных на соответствующих валах, подпружинены к ним и имеют угол наклона рабочих поверхностей зубьев к оси вращения не более величины угла трения, а передаточные отношения первой и второй ступеней равны между собой, при этом ведущий вал первой ступени и ведомый вал второй ступени расположены параллельно друг другу, а промежуточный вал размещен в одной плоскости между параллельными ведущим и ведомым валами под углом, обеспечивающим нормальное зубчатое

зацепление сопряженных конических зубчатых колес, величина этого угла зависит от передаточного числа редуктора.

Так же в «Атласе конструкций Детали машин» Решетова Д.Н. представлена схема установки вала шестерни на трех подшипниках, схема представлена на рисунке 13.

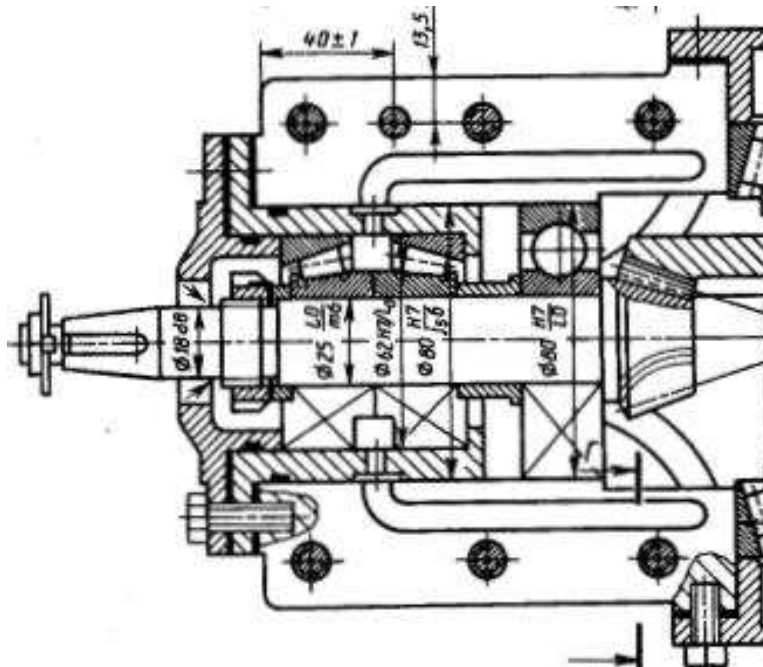


Рисунок 13 – Схема установки вала

По всем рассмотренным патентам был составлен обзорный представленный в приложении А.

1.4 Аналоги коническо-цилиндрических редукторов и их рассмотрение

В качестве рассмотрения аналогов коническо-цилиндрических редукторов были выбраны редукторы «Тандем» серии ES от компании "НТЦ РЕДУКТОР" и редукторы В063 от компании «Motovario».

Редукторы построены на основе европейских конструкций и адаптированы к условиям российского редукторного рынка. Эти редукторы изготовлены с использованием современного технологического оборудования по европейским технологиям. Ниже представлена таблица габаритных и присоединительных размеров редуктора. На рисунке 14 представлена схема редуктора.

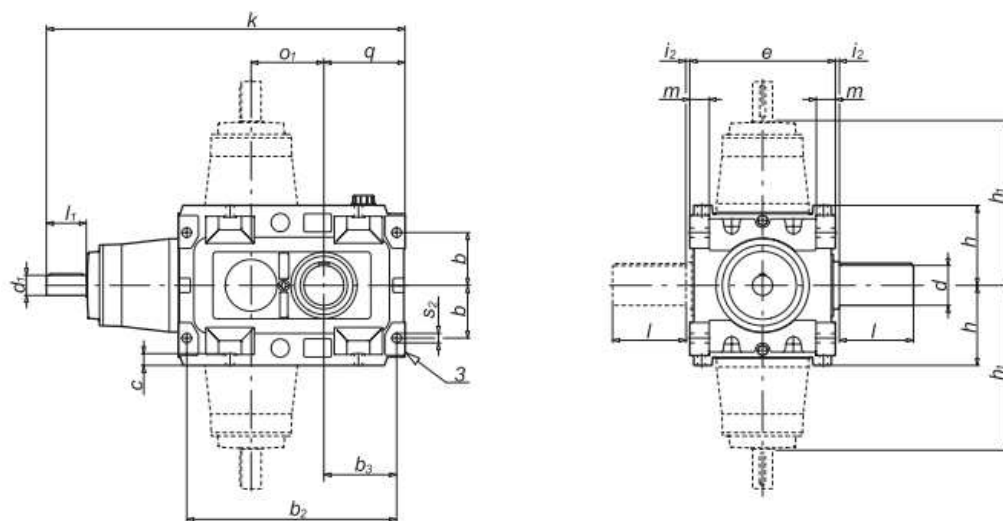


Рисунок 14 – Схема редуктора

Технические характеристики редуктора рассматривались исходя из необходимого передаточного отношения. Ниже приведен рисунок 15 с техническими характеристиками редукторов с передаточным числом 14.

			Типоразмер														
			5КЦ1-180ES			5КЦ1-200ES			5КЦ1-225ES			5КЦ1-250ES			5КЦ1-280ES		
i_n	n_1	n_2	i_n	T_2	P	i_n	T_2	P	i_n	T_2	P	i_n	T_2	P	i_n	T_2	P
	МИН ⁻¹	МИН ⁻¹		кН-м	кВт		кН-м	кВт		кН-м	кВт		кН-м	кВт		кН-м	кВт
14	1500	107	14,14	8,4	97	14,14	11,5	133	14,14	15,9	184	14,07	21,5	250	13,55	30,6	370
	1000	71			65			89			123			166			247
	750	54			49			67			92			125			185

Рисунок 15 – Технические характеристики редукторов

В зависимости от диапазона передаточных отношений, а так же номинальной мощности, редукторы «Тандем» серии ES от компании "НТЦ РЕДУКТОР" имеют коэффициент технического уровня от 0,3 до 0,21.

Основанная в 1965 году в итальянском городе Формиджине компания Motovario сегодня является ведущим в Европе производителем редукторов для промышленного и бытового применения. В 1998 году Motovario приобрела широко известную компанию «Спаджари Трасмиссионни» (Spaggiari Trasmissioni), обладающую более чем тридцатилетним опытом в сфере машиностроения.

На рисунке 16 представлена схема редуктора, на которой видно, что быстроходный вал-шестерня выполнена по двух опорной конструкции.

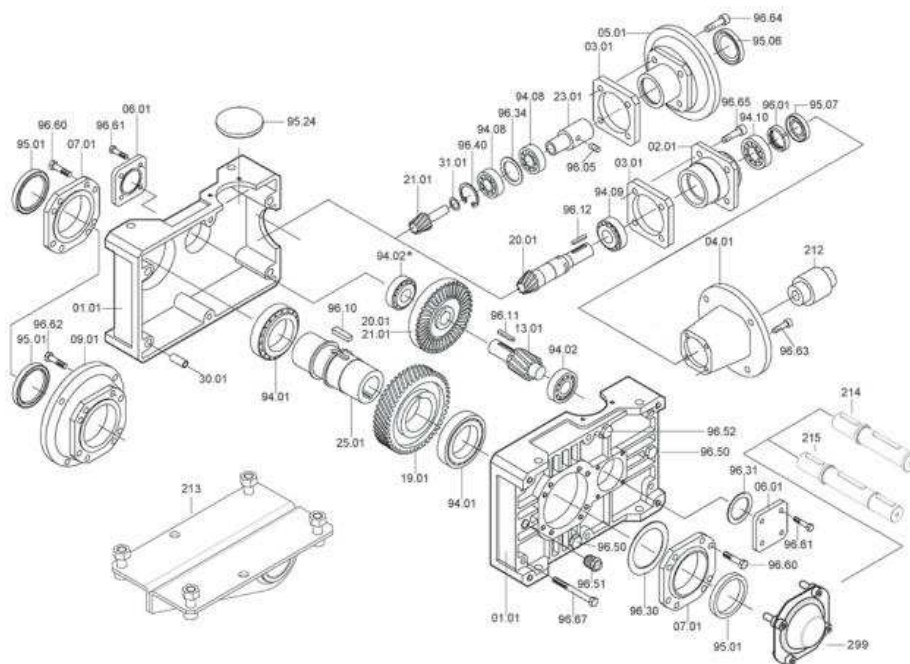


Рисунок 16 – Схема редуктора

Технологическая начинка редукторов серии В обеспечивает отличное соотношение производительности и срока службы. Эти универсальные редукторы успешно используются для промышленного и гражданского применения. Редукторы серии В гарантируют отличное соотношение цена-качество и превосходное соотношение крутящего момента и веса, особенно принимая во внимание то, что они нуждаются в минимальном техническом обслуживании. Редукторы предложены с корпусом из чугуна или алюминия. Ниже представлены рисунки 17 и 18 с характеристиками редукторов.

2,20 kW



n2 [1/min]	M2 [Nm]	f.s.	i			Fr2 (a)	Fr2 (b)	f.s. ATEX
191,2	99	3,5	7,32	B063	100LA4	8564	2447	2,5
152,8	124	3,7	9,16	B063	100LA4	9151	2614	2,6
136,4	139	3,8	10,26	B063	100LA4	9458	2702	2,5
127,0	149	3,6	11,03	B063	100LA4	9656	2759	2,6
113,3	167	3,5	12,35	B063	100LA4	9974	2850	2,5
106,5	178	3,3	13,15	B063	100LA4	10151	2900	2,4
92,3	205	2,9	15,18	B063	100LA4	10563	3018	2,1

Рисунок 17 – Характеристики редукторов

CB	063	071	080	090S	090L
063	25,6	27,2	33,2	39,1	41,1
083	/	/	39,2	43,6	45,1
103	/	/	64,8	69,3	70,8
123	/	/	/	91,2	92,2

Рисунок 18 – Масса редукторов

Проанализировав редуктора компании Motovario серии B063 и подобрав, приближенный по характеристикам редуктор, рассчитываем коэффициент

технического уровня, взяв данные из представленных выше таблиц. Коэффициент технического уровня для редуктора с номинальной мощностью 2,2 кВт, передаточным отношением 13,15 и крутящим моментом на выходе 178 Нм. равен 0,144.

1.5 Вывод

Из рассмотренных нами патентов хотелось бы выделить конструкцию с добавлением третьей опоры для вала-шестерни, что в свою очередь повышает надежность, уменьшает прогиб вала, увеличивает долговечность передачи и жесткость.

Наиболее интересен из представленных патентов - патент на безззорный редуктор, который является альтернативой по замене коническо-цилиндрического редуктора, и позволяет использовать его в ответственных механизмах, где важна точность передачи вращения при изменении направления.

Проанализировав аналоги серийно выпускаемых редукторов можно сделать вывод, что редукторы российских производителей имеют коэффициент технического уровня до 0,21, а зарубежные аналоги до 0,144. Поэтому был проведен анализ для выявления наиболее интересных проектных и технологичных конструкций коническо-цилиндрического редуктора позволяющих уменьшить массово-габаритные характеристики редуктора.

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Задача проектирования заключается в том, чтобы исходя, из заданных условий работы деталей и сборочных единиц общего назначения получить навыки их расчета и конструирования; изучить методы, правила и нормы проектирования, обеспечивающие изготовление надежных и экономичных конструкции.

В проекте приведены результаты разработки привода, состоящего из электродвигателя серии АИР, муфты, ременной передачи с натяжным устройством, коническо-цилиндрического редуктора, которые устанавливаются на сварную раму.

2.1 Подбор электродвигателя и кинематический расчет

Проектируемый привод состоит из электродвигателя, ременной передачи, коническо-цилиндрического редуктора и муфты. Все механизмы привода устанавливаются на сварную раму. Кинематическая схема привода приведена на рисунке 19.

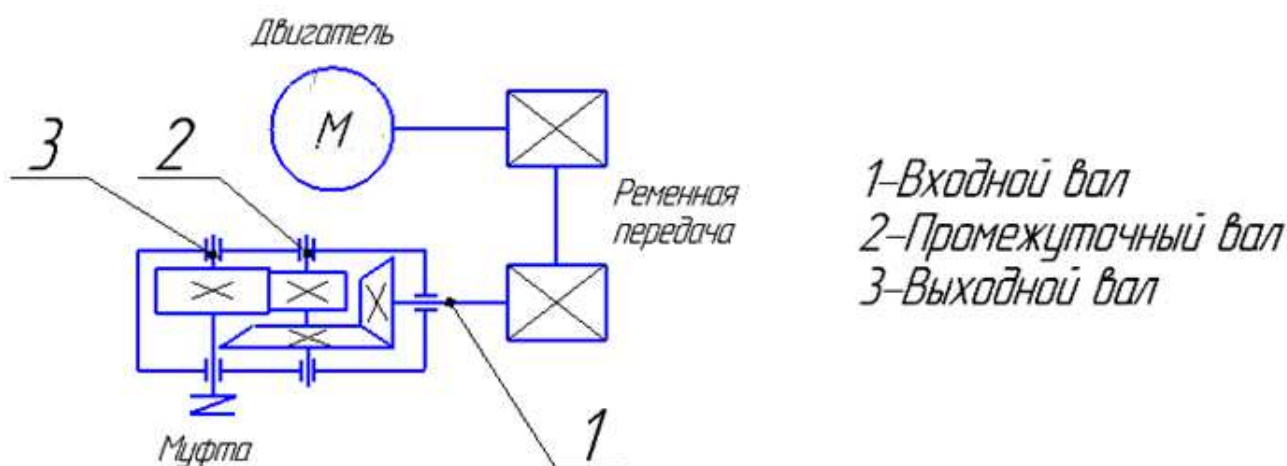


Рисунок 19 – Кинематическая схема привода

Для проектирования привода были заданы исходные данные: частота вращения на выходном валу 100 об/мин и мощность на выходе 2,2 кВт.

Зная выходную частоту привода $n_{\text{вых}} = 100 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ рассчитываем передаточное отношение редуктора с разными по частоте двигателями.

Для выбора типа редуктора составим таблицу 1, которая изображена ниже.

Был выбран коническо-цилиндрический редуктор с входной частотой вращения на 1425 об/мин и гибкой связью с передаточным отношением 2.

В зависимости от потребляемой мощности, а так же массе, которая зависит от количества полюсов двигателя подбирается электродвигатель.

Таблица 1 – Передаточное отношение редуктора

$n_{\text{холостого хода}}$	750	1000	1500	3000	2850
$U_{\text{привода}} = \frac{n_{\text{холостого хода}}}{n_{\text{вых}}}$	7,5	10	15	30	28,5
$U_{\text{гибкой связи}} = \frac{U_{\text{привода}}}{U_{\text{редуктора}}}$	2	2	2	2	1,96
$U_{\text{редуктора}} = \frac{U_{\text{привода}}}{U_{\text{гибкой связи}}}$	3,75	5	7,5	15	14,56
Тип редуктора	Ц, К, П	Ц, К, П	Ц2, КЦ, П, Ч	Ц2, Ч, П	КЦ

Мощность электродвигателя находится по формуле 1:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{1,9}{0,841} = 2,2 \text{ кВт}, \quad (1)$$

где $P_{\text{вых}}$ – выходная мощность привода, $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода

КПД привода находим по формуле 2:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{муфты}}^2 * \eta_{\text{ред}}^2 * \eta_{\text{рем}}^2 = 0,98^2 * 0,93^2 * 0,94^2 = 0,841, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{муфты}}$ – КПД муфты, $\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора, $\eta_{\text{рем}}$ – КПД ременной передачи.

Выбираем двигатель серии АИР который производится по российскому стандарту ГОСТ Р 51689-2000. В ГОСТе содержатся технические данные, исходя из которых выбираем необходимый редуктор.

По найденной мощности был выбран ближайший двигатель серии АИР – 80В2/2850.

После выбора электродвигателя необходимо посчитать передаточное число привода, редуктора и разбить его на ступени.

Передаточное отношение привода считается по формуле 3:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{2850}{100} = 28,5 \quad (3)$$

где, $n_{\text{дв}}$ - частота двигателя, найденная из рисунка 4.

Передаточное отношение редуктора считается по формуле 4:

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{гибкой связи}}} = \frac{28,5}{1,96} = 14,56 \quad (4)$$

Из стандартного ряда передаточных отношений принимаем: $u_{\text{ред}} = 14,56$

Находим передаточное отношение на быстроходной и тихоходной ступени редуктора по формулам 5 и 6:

$$u_T = 0,9 * \sqrt{u_{ред}} = 3,64 \quad (5)$$

$$u_6 = \frac{u_{ред}}{u_T} = 4 \quad (6)$$

Далее производится кинематический расчет. По кинематической схеме, изображенной на рисунке 18, был сделан расчет валов цилиндрического двухступенчатого редуктора, представленный в таблице 2.

Таблица 2 – Кинематический расчет

	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Момент, Н*м
Вал №1 (ременка)	$P_1 = P_{дв} = 2,2$	$n_1 = n_{дв} = 2850$	$T_1 = 9550 * \frac{P_1}{n_1} = 7,372$
Вал №2 (входной)	$P_2 = P_1 * \eta_{рем} = 2,068$	$n_2 = \frac{n_1}{u_{рем}} = 1454$	$T_2 = 9550 * \frac{P_2}{n_2} = 13,582$
Вал №3 (промежуточный)	$P_3 = P_1 * \eta_{муфты} * \eta_{рем} * \eta_{кон} = 1,95$	$n_3 = \frac{n_2}{u_6} = 363,5$	$T_3 = 9550 * \frac{P_3}{n_3} = 51,23$
Вал №4 (выходной)	$P_4 = P_1 * \eta_{муфты} * \eta_{цил} * \eta_{кон} * \eta_{рем} = 1,849$	$n_4 = \frac{n_3}{u_T} = 99,86$	$T_4 = 9550 * \frac{P_4}{n_4} = 176,82$

Было рассмотрено несколько вариантов выбора электродвигателей с разными частотами вращения, выбран тип редуктора и произведена разбивка передаточных чисел по ступеням, подобрана гибкая связь с необходимым передаточным отношением. Пример расчета иллюстрирует правильность использования предложенной схемы.

2.2 Расчет передач редуктора в SHAFT 2D

Был произведен расчет цилиндрической зубчатой передачи по методике Чернавского С. А. Для сравнения и проверки данной методики и с целью обеспечения наилучших массово габаритных показателей так же передача рассчитывалась и в программе SHAFT 2D, по методике ГОСТа.

Проектирование средствами приложения SHAFT 2D происходит непосредственно в чертеже КОМПАС – «фрагмент». Тем самым при проектировании существенно упрощается и оформление чертежа рабочей детали.

Подставляя данные полученные при проектном расчете, получаем расчет представленный в виде фрагментов на рисунке 20 и 21 выполненный на двух листах.

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
<i>Исходные данные</i>		
Число зубьев	28	102
Модуль, мм	1,5	
Угол наклона зубьев	12°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба	1	
Коэффициент радиального зазора	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	32	36
Коэффициент смещения исходного контура	+0,651	-0,434
Степень точности	9-C	9-C
<i>Определяемые параметры</i>		
Передаточное число	3,64286	
Межосевое расстояние, мм	100	
Делительный диаметр, мм	42,9383	156,41811
Диаметр вершин зубьев D_a , мм	47,88389	158,1087
Диаметр впадин зубьев D_f , мм	41,1413	151,36611
Диаметр начальной окружности D_w , мм	43,07692	156,92308
Угол зацепления	20°54'01"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>		
Постоянная хорда, мм	2,70825	1,66212
Высота до постоянной хорды, мм	1,97993	0,54281
Радиус кривизны профиля R_{os} , мм	8,90043	28,14203
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	6,06258	22,69912
Условие $R_{os} > R_{op}$	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	5	12
Длина общей нормали, мм	21,22137 -0,07 -0,19	52,76127 -0,1 -0,24
Допустимая длина общей нормали, мм	163,7892	184,26285
Возможность измерения длины общей нормали	выполнено	выполнено

Рисунок 20 – Геометрический расчет цилиндрической ступени в КОМПАСе (лист 1)

Сравнивая данные полученные из расчетов по методике Чернавского С.А. и полученные в программе SHAFT 2D можно сделать вывод, что программа SHAFT 2D позволила получить расчет с результатами без расхождение, но затратив на расчет меньше времени чем при расчете вручную по методике Чернавского С. А.

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Радиус кривизны профиля R_{ow} , мм	10,40621	25,87225
Радиус кривизны профиля R_{oa} , мм	12,97497	29,61152
Условие $R_{ow} < R_{oa}$	выполнено	выполнено
Диаметр шарика D_r , мм	3	3
Угол профиля на окружности центра шарика	29°49'12"	21°20'35"
Диаметр окружности через центр шарика, мм	46,38425	157,39246
Радиус кривизны профиля R_{om} , мм	10,06569	27,17451
Условие $R_{om} < R_{oa}$	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	49,38425 -0,144 -0,39	160,39246 -0,28 -0,672
Условие $D_d + D_r > D_a$	выполнено	выполнено
Условие $D_d - D_r > D_f$	выполнено	выполнено
Нормальная толщина, мм	3,06703	1,88231
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>		
Кoeffициент наименьшего смещения X_{min}	-0,74072	-5,3412
Условие $X > X_{min}$	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля R_{ol} , мм	5,98605	21,10678
Условие отсутствия интерференции $R_{ol} < R_{op}$	выполнено	выполнено
Условие отсутствия подрезания $R_{ol} > 0$	выполнено	выполнено
Нормальная толщина на поверхности вершин, мм	0,78271	1,25665
Кoeffициент перекрытия	2,94276	

Рисунок 21 - Геометрический расчет цилиндрической ступени в SHAFT 2D
(лист 2)

Проверкой правильности спроектированной передачи является расчет зубчатого зацепления на прочность. В программе SHAFT 2D так же есть функция расчета передачи на прочность и долговечность.

Расчет на прочность зацепления цилиндрической передачи в SHAFT 2D представлен на рисунке 22.

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
<i>Исходные данные</i>		
Число зубьев	28	102
Модуль, мм	1,5	
Угол наклона зубьев	12°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	32	36
Коэффициент смещения исходного контура	+0,651	-0,434
Степень точности	9-C	9-C
Вариант схемы расположения передачи	5	
Марка материала	45X	45X
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	30	30
Расчетная нагрузка, Н*м	176	
Частота вращения ведущего зубчатого колеса, об/мин	363	
<i>Определяемые параметры</i>		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	0,81611	
<i>Расчет на контактную прочность</i>		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,04871	
Удельная окружная сила, Н/мм	0,62428	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,00244	
Исходная сила, Н	8197,80846	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	296,50951	
Расчетное контактное напряжение, МПа	1101,63931	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	2335	2335
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	2,11957	2,11957
<i>Расчет на прочность при изгибе</i>		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,09646	
Удельная окружная сила, Н/мм	1,87285	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,00731	
Исходная сила, Н	8197,80846	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	282,946	
Расчетное напряжение изгиба, МПа	569,80603	642,71646
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	1,953	1,73145

Рисунок 22 - Расчет на прочность цилиндрической ступени в КОМПАСе

Сравнивая полученные расчетные максимальные контактные и изгибные напряжения с полученными в SHAFT 2D приходим к выводу, что расчет совпадает с расчетами которые производились по методике изложенной в сборнике Чернавского С. А.

Так же проводился расчет и конической ступени редуктора представленного на рисунке 23.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * ¹ колесо	Ведомое ** ² колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	z_1, z_2	16	64
Модуль средний нормальный, мм	m_n	1,5	
Модуль внешний окружной, мм	m_{te}	2,072	
Угол наклона зуба средний	β	33°31'00"	
Направление линии зуба	—	правое	левое
Межосевой угол передачи	Σ	90°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 16202-81	
Средний нормальный исходный контур	Угол профиля исходного контура	α_n	20°00'00"
	Коэффициент высоты головки зуба	h_a^*	1
	Коэффициент радиального зазора	c^*	0,25
	Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	ρ_f^*	0,25
Осевая форма зуба	—	вторая	
Вид обработки	—	двухсторонний	
Метод обработки	—	многономерный	
Ширина зубчатого венца, мм	b	18	
Коэффициент смещения исходного контура	x_n	+0,31	-0,31
Коэффициент изменения расчётной толщины зубьев исходного контура	x_T	+0,125	-0,125
Степень точности	—	7-C	7-C
Свойства инструмента	Тип зуборезной головки	—	из полного комплекта
	Номинальный диаметр зуборезной головки, мм	d_0	88,9
	Развод резцов зуборезной головки для чистовой двухсторонней обработки колеса, мм	W_2	1,179
	Поправочный коэффициент развода резцов	K_1	1
<i>Определяемые параметры</i>			
Число зубьев плоского колеса	z_c	65,97	
Внешнее конусное расстояние, мм	R_g	68,345	
Среднее конусное расстояние, мм	R	59,345	
Угол делительного конуса	δ	14°02'10"	75°57'50"
Передаточное число	u	4	
Передаточное число эквивалентной конической передачи	u_{δ}	4	
Число зубьев эквивалентной конической шестерни	z_{δ}	16	
Расстояние от внешнего торца до расчётного сечения, мм	l_g	9	

Рисунок 23 – Расчет конической передачи в SHAFT 2D

Расчет конической ступени на прочность представлен на рисунке 24.

Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	T_{max}	14	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1	1425	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	2,148	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,235	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	0,856	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1,012	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	972,679	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	71,788	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	575,745	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	2335	2335
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	4,056	4,056
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,226	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	2,569	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	1,039	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	972,679	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ft}	68,795	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	164,498	153,814
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	σ_{FPmax}	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	6,432	6,878

Рисунок 24 – Расчет на прочность в SHAFT 2D

2.3 Расчет редуктора в KissSoft

В рамках ознакомления с программным комплексом KissSoft, который предоставила компания KISSsoft AG с полным функционалом на срок 30 дней, было принято решение дублировать и сопоставить расчеты, а так же ознакомиться с программой.

Для сопоставления и сравнения расчетов выполненных вручную и SHAFT 2D, редуктор рассчитывался и в программе KissSoft. Данная программа позволяет более широко рассмотреть факторы влияющие на расчет передачи, и вывести полный отчет по геометрическому расчету, расчету на прочность, получить 3D модели колес и экспортировать их в одну из CAD сред или сохранить в формате STEP, а так же получить геометрию инструмента с помощью которого происходит формообразования зубьев передачи. Фрагмент из отчета по расчету цилиндрической передачи представлен на рисунке 25.

Число зубьев	[z]	28	102	
Ширина зуба (мм)	[b]	36.00	32.00	
Направление наклона		справа	слева	
Суммарное передаточное отношение	[itot]	-3.643		
Соотношение числа зубьев	[u]	3.643		
Торцовый модуль (мм)	[mt]	1.534		
Угол зацепления на делительной окружности (°)	[alfit]	20.410		
Рабочий угол зацепления (°)	[alfwt]	20.900		
	[alfwt.e/i]	20.926 /	20.874	
Рабочий угол зацепления в нормальном сечении (°)	[alfwn]	20.479		
Угол наклона зуба на начальной окружности (°)	[betaw]	12.038		
Основной угол наклона зуба (°)	[betab]	11.267		
Нулевое межосевое расстояние (мм)	[ad]	99.678		
Суммарный коэффициент смещения исходного контура	[Summexi]		0.2170	
Коэффициент смещения исходного контура	[x]	0.3000	-0.0830	
Толщина зуба (Дуга) (в модулях) (модуль)	[sn*]	1.7892	1.5104	
Изменение высоты головки зуба (мм)	[k*mn]	-0.004	-0.004	
Диаметр делительной окружности (мм)	[d]	42.938	156.418	
Диаметр основной окружности (мм)	[db]	40.243	146.598	
Диаметр окружности вершин зубьев (мм)	[da]	46.830	159.161	
	[da.e/i]	46.830 /	46.820	159.161 /
				159.151
Погрешность окружности вершин зубьев (мм)	[Ada.e/i]	0.000 /	-0.010	0.000 /
				-0.010
Диаметр окружности модификации головки зуба (мм)	[dFa]		46.830	159.161
	[dFa.e/i]	46.830 /	46.820	159.161 /
				159.151
Диаметр окружности верхних активных точек профиля (мм)	[dNa]		46.830	159.161
Диаметр окружности верхних активных точек профиля (мм)	[dNa.e/i]	46.830 /	46.820	159.161 /
				159.151
Диаметр начальной окружности (мм)	[dw]	43.077	156.923	
	[dw.e/i]	43.084 /	43.069	156.951 /
				156.896
Диаметр окружности впадин зубьев (мм)	[df]	40.088	152.419	
Коэффициент смещения производящего контура	[xE.e/i]	0.2505/	0.2231	-0.1700/
				-0.2158
Полученная окружность впадин зубчатого колеса с xE (мм)	[df.e/i]	39.940 /	39.858	152.158 /
				152.021
Радиальный зазор головки зуба, теоретический (мм)	[c]	0.375	0.375	
Радиальный зазор головки зуба, эффективный (мм)	[c.e/i]	0.597 /	0.488	0.513 /
				0.432
Диаметры окружностей нижних активных точек профиля (мм)	[dNf]	41.319	154.070	
	[dNf.e/i]	41.347 /	41.297	154.106 /
				154.040
Эквивалентное число зубьев	[zn]	29.919	108.990	
Номинальное касательное усилие на делительной окружности (Н)	[Ft]	2328.9		
Осевое усилие (Н)	[Fa]	495.0		
Радиальное усилие (Н)	[Fr]	866.6		
Нормальное усилие (Н)	[Fnorm]	2533.8		
Номинальное касательное усилие на мм (Н/мм)	[w]	72.78		
Только для информации: силы на начальной окружности:				
Номинальное касательное усилие (Н)	[Ftw]	2321.4		
Осевое усилие (Н)	[Faw]	495.0		
Радиальное усилие (Н)	[Frw]	886.5		
Окружная скорость на делительной окружности (м/с)	[v]	0.82		
Окружная скорость на начальной окружности (м/с)	[v(dw)]	0.82		

Рисунок 25 – Геометрический расчет в SHAFT

Полный отчет по расчету цилиндрической ступени содержится в приложении Б.

Так же рассчитываем в KissSoft коническую передачу. Фрагмент расчета изображен на рисунке 26. Полный отчет по геометрическому расчету и расчету на прочность конической передачи с круговым зубом представлен в приложении В.

		----- КОЛЕСО 1 -----	КОЛЕСО 2 -----
Межосевой угол (°)	[Sigma]	90.0000	
Нормальный модуль (центр) (мм)	[mmn]	1.5000	
Угол зацепления в нормальном сечении (°)	[alfn]	20.0000	
Средний угол спирали (°)	[betm]	35.0000	
Направление наклона		справа	слева
Число зубьев	[z]	16	64
Ширина зубчатого венца (мм)	[b]	19.00	19.00
Принятая или измеренная ширина пятна контакта (мм)	[be]	16.15	16.15
$be/b = 0.850$			
Степень точности зубчатого зацепления	[Q-ISO17485]	9	9
Коэффициент числа зубьев	[u]		4.000
Внешний угол спирали (°)	[betae]	35.8614	35.8614
Средний угол спирали (°)	[betm]	35.0000	35.0000
Внутренний угол спирали (°)	[beta]	35.0739	35.0739
Нормальный модуль снаружи (мм)	[moe]		1.7175
Торцовый модуль / снаружи (мм)	[moe]	2.1192	2.1192
Нормальный модуль (центр) (мм)	[mmn]		1.5000
Торцовый модуль Середина (мм)	[mnm]	1.8312	1.8312
Нормальный модуль изнутри (мм)	[min]		1.2629
Торцовый модуль изнутри (мм)	[mi]	1.5432	1.5432
Диаметр делительного круга внешний (мм)	[de]	33.907	135.627
Диаметр вершин зубьев (наружный) (мм)	[dae]	37.275	136.469
Диаметр окружности впадин внешний	(мм) [dfe]		29.697
Диаметр делительного круга центр (мм)	[dm]	29.299	117.194
Диаметр вершин зубьев центр (мм)	[dam]	32.209	117.922
Диаметр окружности впадин по центру (мм)	[dfm]	25.661	116.285
Диаметр делительного круга внутренний (мм)	[di]	24.690	98.762
Диаметр вершин зубьев внутренний (мм)	[dai]	27.143	99.375
Длина делительного конуса снаружи (мм)	[Re]	69.901	69.901
Длина делительного конуса (центр) (мм)	[Rm]	60.401	60.401
Длина делительного конуса изнутри (мм)	[Ri]	50.901	50.901
Угол делительного конуса (°)	[delta]	14.0362	75.9638
Номинальное напряжение ножки зуба (Н/мм ²)	[sigF0]	70.20	69.81
Напряжение ножки зуба (Н/мм ²)	[sigF]	443.48	441.07
Допустимое напряжение ножки зуба (Н/мм ²)	[sigFR]	724.52	755.34
Заданный запас прочности	[SEmin]	1.30	1.30

Рисунок 26 – Расчет передачи в KissSoft.

Произведя расчет в двух программных комплексах можно сделать вывод что обе программы дают одинаковый результат, но в KissSoft производится более подробный и точный расчет с вариативностью выбора одного из параметра фиксируя другой, а так же есть возможность спроектировать инструмент.

2.4 Проектирование и расчет быстроходного вала

До 50% отказов валов из-за усталостного разрушения вследствие циклических перегрузок (концентратор напряжения, нарушение процессов технологии изготовления и эксплуатации).

Быстроходные валы конической передачи чаще всего устанавливаются консольно, что приводит к большим нагрузкам на него. Важную роль играет обеспечение жесткости и возможность гасить колебания (резонанс).

С учетом выполненного обзора конических передач хотелось бы рассмотреть жесткость вала-шестерни в разных схемах консольного исполнения.

Основными критериями работоспособности валов являются:

- выносливость валов при действии переменных нагрузок;
- статическая прочность при перегрузках;
- жесткость;
- виброустойчивость.

Концентраторы напряжений зависят от конструктивных особенностей вала и могут быть в виде:

- шпоночный паз;
- проточка для выхода инструмента;
- галтели;
- натяг.

При расчете на выносливость предельное значение коэффициента запаса прочности вала $[S]$ определяется в зависимости от опыта эксплуатации и знаний по действующим нагрузкам и характеристикам материала.

Была выбрана первая группа допустимых значений коэффициента запаса прочности вала $[S]$ лежащего в пределах от 1,3 до 1,5.

Предварительный расчет быстроходного вала производился вручную по методике П.Ф. Дунаева и О.П. Лиликова «Конструирование узлов и деталей машин», а затем дублировался в программах КОМПАС 3-D и KissSoft.

Программа КОМПАС-3D не позволяет произвести точный расчет вала, так как при проектировании расчетной модели не было возможности приложить силы к коническим поверхностям, так же коническую шестерню потребовалось заменить на цилиндрический участок с эквивалентным диаметром. Схема расчетной модели представлена на рисунке 27.

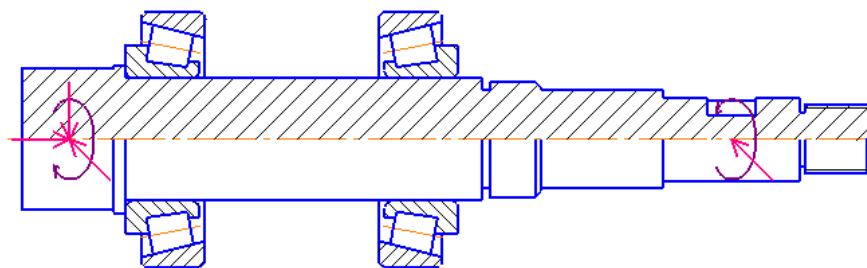


Рисунок 27 – Расчет вала в КОМПАС 3-D.

Ниже на рисунке 28 приведены результаты расчета из которых видно что прогиб вала в вертикальной плоскости составляет 0,4 мм.

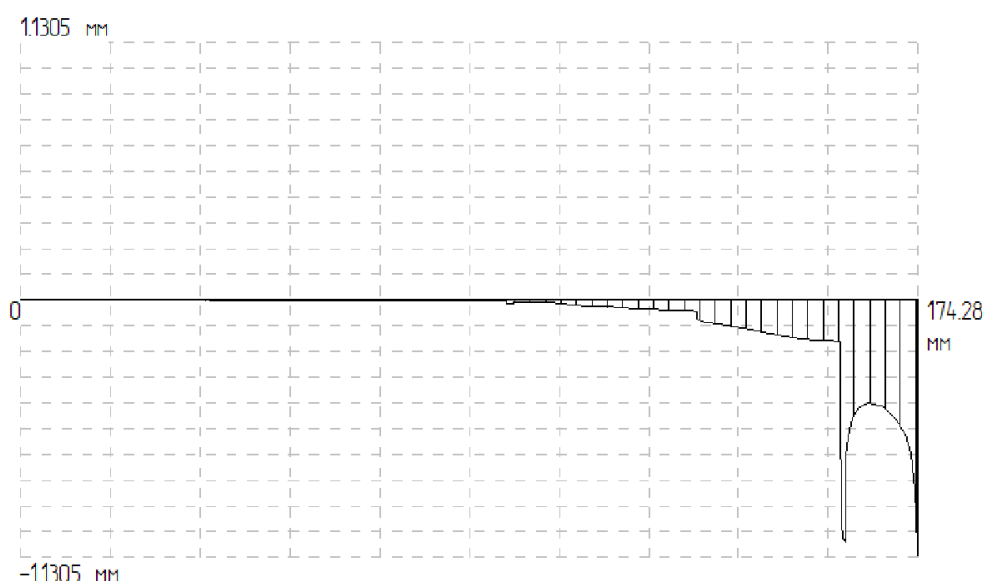


Рисунок 28 – График прогиба вала в вертикальной плоскости

Одной из важных характеристик при расчете вала является коэффициент запаса прочности, график коэффициента запаса прочности представлен на рисунке 29. Из графика видно что значение коэффициента не ниже 3.8 что является допустимым.

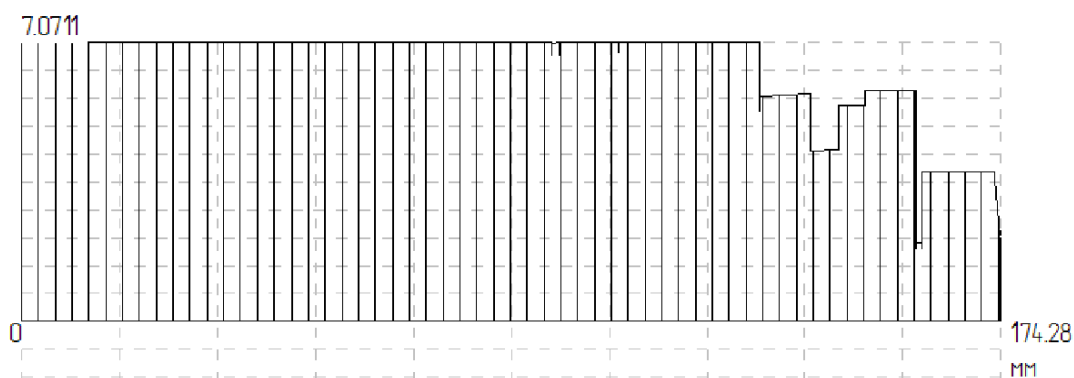


Рисунок 29 – График коэффициента запаса прочности

Исходя из того что расчетная модель вала была построена с некоторыми конструктивными недочетами и упрощениями для возможности расчета в программе, возникают сомнения в полной корректности результатов.

С целью выявления резонанса в быстроходном узле редуктора был произведен расчет и анализ вала в модуле Spinch, который был создан для статического и динамического расчета шпиндельных узлов.

Расчетная модель в модуле SPINCH, а так же график статической деформации вала представлена на рисунке 30.

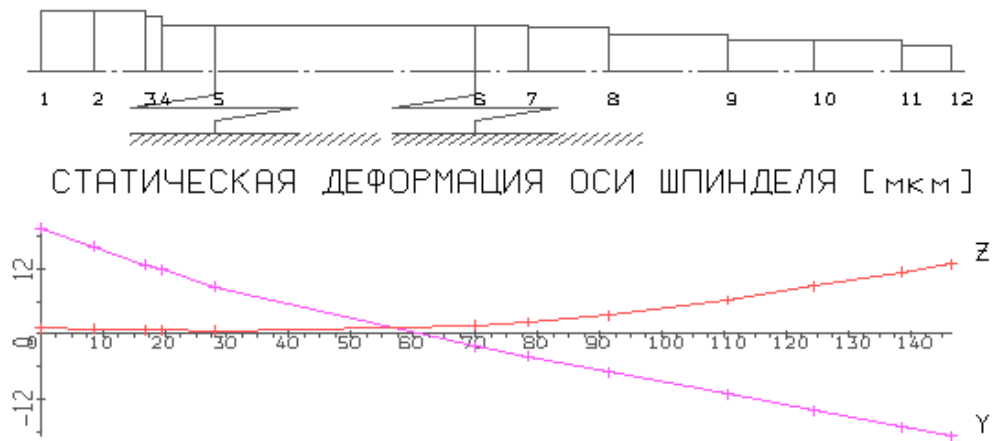


Рисунок 30 – Статическая деформация вала

Основной характеристикой при динамическом расчете вала является частота собственных колебаний (рисунок 31).

ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ			
Соб. част [Гц]	588.92	870.10	1233.51

Рисунок 31 – Собственные частоты вала

Данная информация позволяет сверить полученные частоты с возмущающими частотами, действующими в различных частях конструкции и проанализировать конструкцию на близость к резонансу.

В ходе аналитического расчета были получены следующие возмущающие частоты:

Частота электродвигателя (Гц):

$$f_{ЭД} = \frac{n_c(1-0,01*S)}{60} = \frac{2850(1-0,01*0,5)}{60} = 47,263$$

Частота ведущего шкива(Гц):

$$f_{PT1} = \frac{n_{P1}}{60} = \frac{2850}{60} = 47,5$$

Частота ведомого шкива(Гц):

$$f_{PT2} = n_{P1} * \frac{d_1(1-\varepsilon)}{60d_2} = 2850 * \frac{145(1-0,13)}{60*76} = 78,844$$

Частота пробегов ремня (Гц):

$$f_{iD} = n_{P1} * \frac{d_1}{60*l_p} = 2850 * \frac{145}{60*846} = 8,133$$

Возмущающая частота зубчатой передачи (Гц):

$$f_{31} = \frac{(n_{31}*Z_1)}{60} = \frac{(1425*16)}{60} = 380$$

$$f_{32} = (f_{31} * Z_1)/(60 * Z_2) = 1,583$$

Частота второй гармоники шестерни (Гц):

$$f_{31\text{гарм}} = 2 * f_{31} = 2 * 380 = 760$$

Частота второй гармоники колеса (Гц):

$$f_{32\text{гарм}} = 2 * f_{32} = 2 * 1,583 = 3,166$$

Частота прохождения тел качения по наружному кольцу (Гц):

$$f_{\text{Пнар}} = \frac{0,4 * n_B * Z_W}{60} = \frac{0,4 * 1425 * 12}{60} = 114$$

Частота прохождения тел качения по внутреннему кольцу (Гц):

$$f_{\text{Пвнут}} = \frac{0,6 * n_B * Z_W}{60} = \frac{0,4 * 1425 * 12}{60} = 171$$

Частота вращения сепаратора (Гц):

$$f_{\text{сеп}} = \frac{0,4 * n_B}{60} = \frac{0,4 * 1425}{60} = 14,25$$

Исходя из полученных результатов можно сказать что расчетная частота привода равная 870.10 Гц попадает в резонансную полосу возмущающих частот зубчатой передачи которая составляет 760 Гц.

Для того чтобы выйти из полосы возмущающих частот или отдалиться от нее необходимо увеличит жесткость узла, тем самым увеличив собственную частоту вала.

Была выбрана схема с применение одного радиального шарикоподшипника, который воспринимает лишь только радиальную нагрузку и выбирается большего размера так как он не устанавливается в стакан, и двух конических установленных в стакане, которые воспринимают и осевую и радиальную нагрузку.

Заменив, один радиальный шарикоподшипник на два конических мы увеличиваем жесткость вала, что так же положительно влияет на прогиб вала и его динамические параметры. График статической деформации вала с тремя подшипниками представлен на рисунке 32.

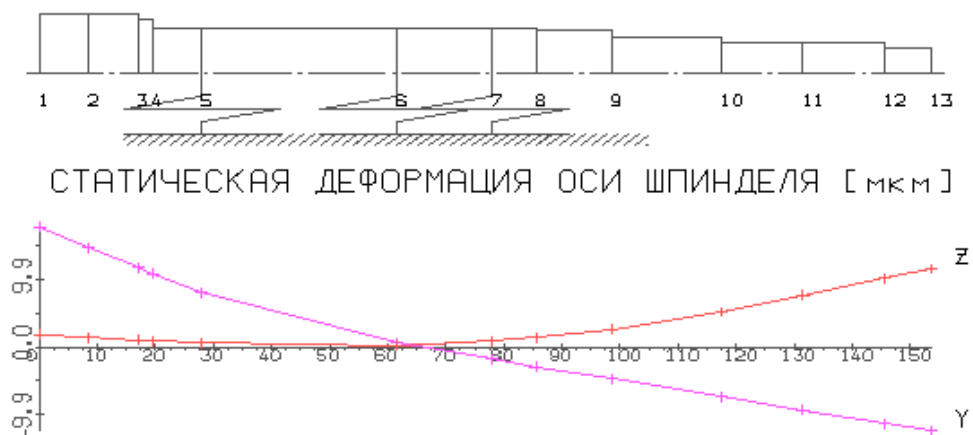


Рисунок 32 – Статическая деформация вала

Сравнив статическую деформацию вала с двумя и тремя подшипниками можно сделать вывод что, на валу в котором применяются три подшипника, прогиб уменьшился на 17% по сравнению с вариантом, где используется два подшипника на валу. Собственная частота вала повысилась до 950.58 Гц что положительно повлияет на ресурс зубчатой передачи и вала.

ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ			
Соб. част [Гц]	583.87	950.58	1313.78

Рисунок 33 – Собственные частоты вала

Для сравнения произведем расчет на прочность, вала-шестерни с двумя и тремя опорами в программе KissSoft.

На рисунке 34 представлен график упругой линии при изгибе.

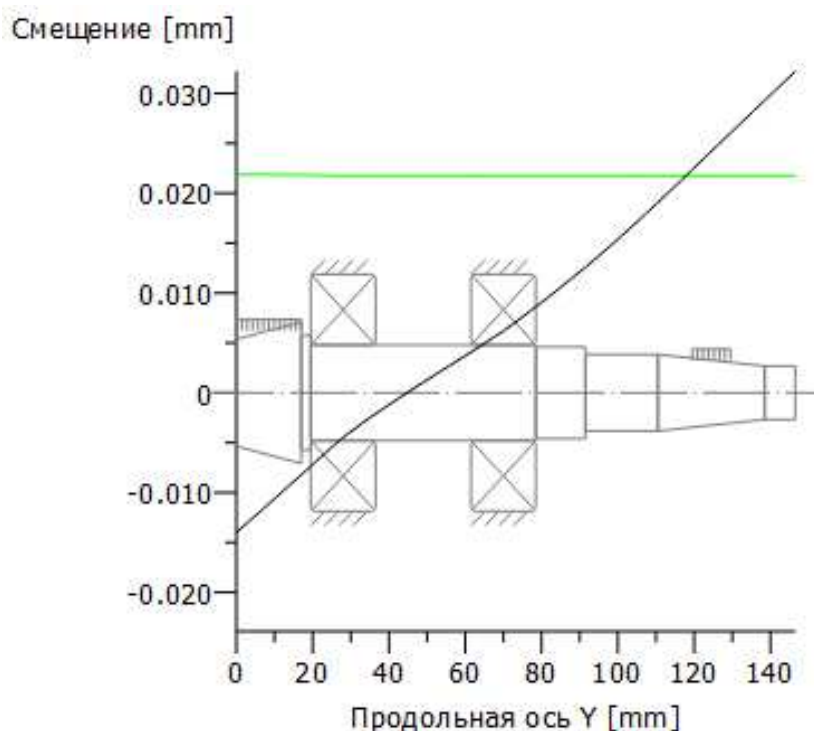


Рисунок 34 – График изгиба двух опорного вала

На графике видно что вал изгибается относительно нулевой линии (ось вала), в оба направления, суммарное значение изгиба вала составляет 50 микрон.

На рисунке 34 представлен график изгиба вала. На графике видно что вал изгибается лишь по одну сторону от осевой линии и максимальное значение прогиба вала составляет 17 микрон что значительно меньше по сравнению с двух опорным валом. Полный отчет по расчету вала и подшипников в KissSoft расположен в приложении Г.

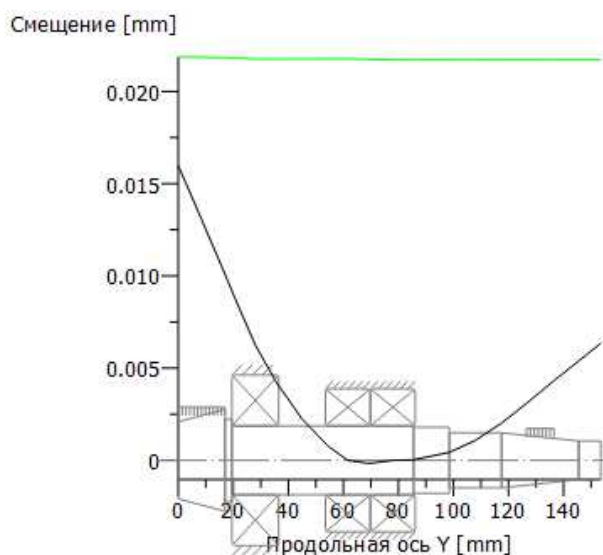


Рисунок 35 – График изгиба трех опорного вала

2.5 Расчет подшипников быстроходной ступени редуктора

Основным видом разрушения подшипников качения является усталостное разрушение контактирующих поверхностей: внутреннего кольца и тел качения (до 70% отказов). Поэтому основным критерием при расчете подшипников на долговечность является усталостное разрушение.

Еще один вид разрушения подшипников – это абразивный износ, который возникает из-за попадания посторонних частиц или продуктов износа в подшипник.

При больших нагрузках на подшипник на поверхностях появляются углубления – бриннирование, что тоже может уменьшить срок службы подшипника. Так же при больших нагрузках и высоких скоростях можно отметить раздавливание колец и раскол тел качения, при недостатке смазки наблюдается заедание подшипника.

Результаты расчета в KissSoft представлены на рисунке 36,37,38.

Радиальный шарикоподшипник (однорядный) (SKF 6305 ETN9)			
Зазор подшипника		DIN 620:1988 C0 (12.50 µm)	
Внутренний диаметр	[d]	25.000	mm
Наружный диаметр	[D]	62.000	mm
Ширина	[B]	17.000	mm
Динамический коэффициент работоспособности	[C]	26.000	kN
Статический коэффициент работоспособности	[C ₀]	13.400	kN
Предельная усталостная нагрузка	[C _u]	0.570	kN
Коэффициент вероятности отказа	[a ₁]	1.000	
Коэффициент срока службы	[a _{1SO}]	2.273	
Коэффициент загрязнений	[e _c]	0.168	
Рабочая вязкость	[v]	2063.212	mm ² /s
Базовая вязкость	[v ₁]	18.074	mm ² /s
Относительная вязкость	[k]	114.152	
Эквивалентная нагрузка	[P]	2.062	kN
Эквивалентная нагрузка	[P ₀]	1.294	kN
Эффективное число оборотов	[n]	1425.000	1/min
Срок службы	[L _{10h}]	23441.030	h
Срок службы	[L _{0mh}]	53286.071	h
Использование		0.72	
Статический запас прочности	[S ₀]	10.354	

Рисунок 36 – Расчет радиального шарикоподшипника

Данный подшипник, расположенный на коническом валу в консольной схеме расположения вала является более нагруженным, но применение двух конических подшипников позволяет снизить нагрузку и повысить жесткость вала. По данным отчета видно, что срок службы данного подшипника составляет 53286 часов, что меньше срока службы других подшипников используемых в редукторе.

конический роликовый подшипник (однорядный) (Kooyo 30205JR)

Внутренний диаметр	[d]	25.000	mm	
Наружный диаметр	[D]	52.000	mm	
Ширина	[B]	16.250	mm	
Динамический коэффициент работоспособности	[C]	31.500		kN
Статический коэффициент работоспособности	[C ₀]	33.700		kN
Предельная усталостная нагрузка	[C _u]	4.110		kN
Коэффициент вероятности отказа	[a ₁]	1.000		
Коэффициент срока службы	[a _{1SO}]	4.937		
Коэффициент загрязнений	[eC]	0.149		
Рабочая вязкость	[v]	2063.212	mm ² /s	
Базовая вязкость	[v ₁]	19.212	mm ² /s	
Относительная вязкость	[κ]	107.391		
Эквивалентная нагрузка	[P]	1.306		kN
Эквивалентная нагрузка	[P ₀]	1.306		kN
Эффективное число оборотов	[n]	1425.000	1/min	
Срок службы	[L _{nh}]	473857.632		h
Срок службы	[L _{nmh}]	> 1000000		h
Использование		0.31		
Статический запас прочности	[S ₀]	25.799		

Рисунок 37 – Расчет конического роликового шарикоподшипника

конический роликовый подшипник (однорядный) (Kooyo 30205JR)

Внутренний диаметр	[d]	25.000	mm	
Наружный диаметр	[D]	52.000	mm	
Ширина	[B]	16.250	mm	
Динамический коэффициент работоспособности	[C]	31.500		kN
Статический коэффициент работоспособности	[C ₀]	33.700		kN
Предельная усталостная нагрузка	[C _u]	4.110		kN
Коэффициент вероятности отказа	[a ₁]	1.000		
Коэффициент срока службы	[a _{1SO}]	3.986		
Коэффициент загрязнений	[eC]	0.149		
Рабочая вязкость	[v]	2063.212	mm ² /s	
Базовая вязкость	[v ₁]	19.212	mm ² /s	
Относительная вязкость	[κ]	107.391		
Эквивалентная нагрузка	[P]	1.464		kN
Эквивалентная нагрузка	[P ₀]	1.464		kN
Эффективное число оборотов	[n]	1425.000	1/min	
Срок службы	[L _{nh}]	324027.829		h
Срок службы	[L _{nmh}]	> 1000000		h
Использование		0.31		
Статический запас прочности	[S ₀]	23.019		

Рисунок 38 – Расчет конического роликового шарикоподшипника

Полный расчет расположен в приложении Г вместе с расчетом вала.

2.6 Проектирование привода

Были спроектированы все детали и узлы редуктора. Наиболее сложной деталью редуктора является корпус, воспринимающий на себя основные нагрузки, возникающие при передаче крутящего момента. Чертеж разработанного редуктора представлен на рисунке 39.

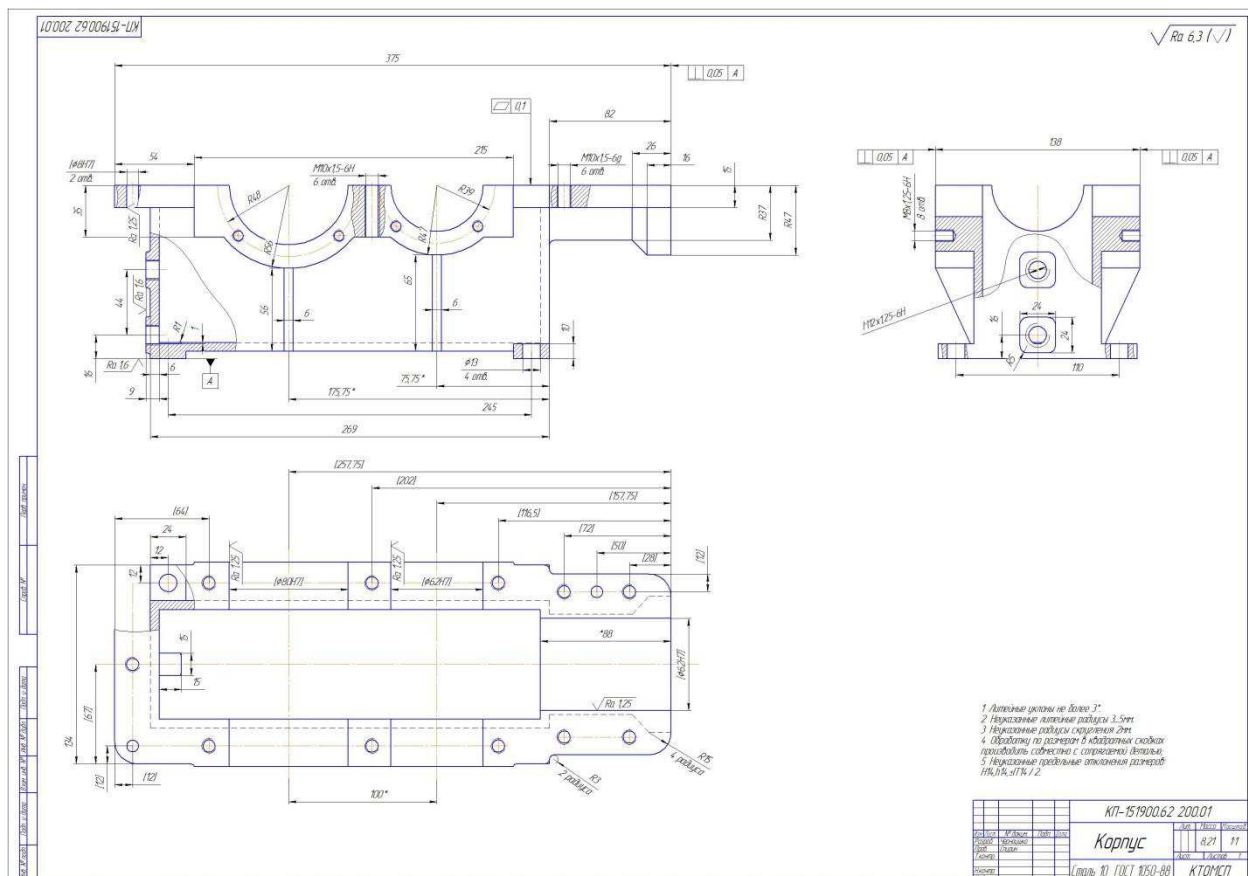


Рисунок 39 – Чертеж корпуса редуктора

Раму (рисунок 40) выбираем сварной, выполненной из швеллера стального горячекатаного с прямой полкой №6,5. К раме привариваются трубки, которые работают на сжатие, для обеспечения её жесткости и исключения изгиба полок швеллеров, а так же приваривается корпус натяжителя ремня.

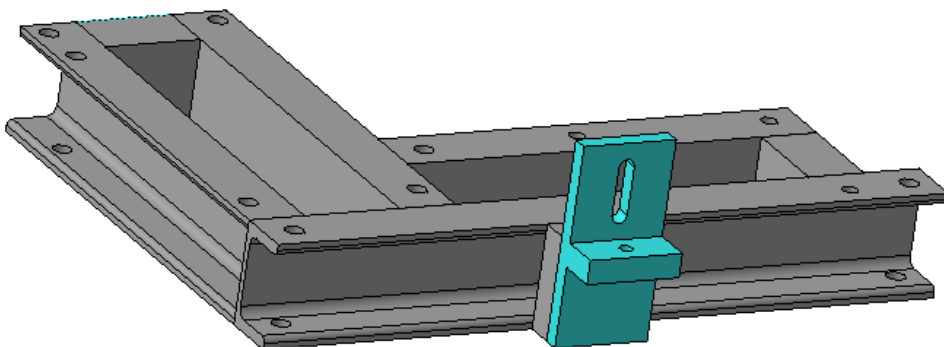


Рисунок 40 – Рама сварная

Ременные передачи – это передачи с гибкой связью (рисунок 41), состоящие из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения ремня.

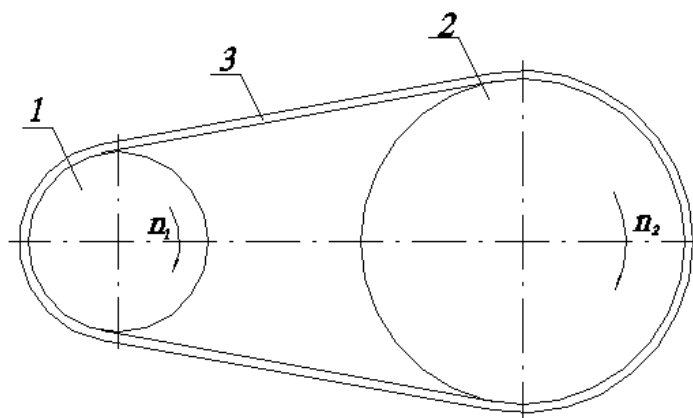


Рисунок 41 – Ременная передача

Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

Для сокращения времени расчета ременной передачи, мы воспользовались модулем SHAFT-2D программы КОМПАС-3D. Данный модуль предлагает расчет клиноременной и зубчатоременной передачи. Выбираем расчет клиноременной передачи т.к не все виды ремней для передачи движения могут соответствием всем требованиям, но именно клиновые ремни за счет своих высоких технических характеристик могут справиться с любыми предъявляемыми требованиями и нагрузками.

Если перечислять основные достоинства такого вида ременной передачи, то стоит отметить способность клинового ремня:

- передавать движение на достаточно большие расстояния;
- обеспечивать бесшумную и плавную работу механизма;
- работать с высокой частотой вращения и с минимальным уровнем вибрации;
- функционировать в широком температурном диапазоне;
- не реагировать на различные климатические изменения;
- работать в передаче по несколько штук одновременно;
- обеспечить максимально высокую передаточную мощность.

Помимо этого, клиновые ремни отличаются самым высоким КПД, максимальное значение которого может достигать 98%.

Отдельно стоит сказать про надежность и большой эксплуатационный срок ремней, которые не нуждаются в слишком частом обслуживании за счет высокого качества изделий. Высокоточный способ изготовления таких ремней

гарантирует максимально четкую передачу движения даже в самых сложных механизмах.

При расчете ременной передачи необходимо предварительно внести данные, произведя проектный расчет (рисунок 42). Передаточное отношение выбираем из формулы (4), межосевое расстояние выбираем произвольно, при условии что оно не противоречит геометрии привода, Передаваемая мощность равна мощности электродвигателя, частота вращения ведущего шкива равна частоте вращения вала двигателя, коэффициент динамичности нагрузки задается программой автоматически и равен 1, количество ремней задаем произвольное, тип ремня выбираем кордошнуровой т.к. эти ремни наиболее гибкие и долговечные по сравнению с кордотканевыми.

Project Calculation window showing input parameters:

Параметры	Значение
1. Предварительное передаточное отношение передачи	2
2. Предварительное межосевое расстояние, мм	250
3. Передаваемая мощность, кВт	2.2
4. Частота вращения ведущего шкива, об/мин	2850
5. Коэффициент динамичности нагрузки	1
6. Максимальное количество ремней	2
7. Тип ремня	кордошнуровой

Рисунок 42 – Проектный расчет ременной передачи

После расчета, модуль программы предложит выбрать из списка ременную передачу с необходимыми параметрами. Выбираем первый из предложенных вариантов, исходя из небольших размеров шкивов и высокого коэффициента запаса. На рисунке 43 изображены вариации подходящих ременных передач.

Selected Transmissions window showing calculated options:

Обозначение ремня	Диаметр ведущего шкива	Диаметр ведомого шкива	Длина ремня	Передаточное отношение	Межосевое расстояние	Число ремней	Коэффициент запаса
Z ГОСТ 1284.1-89	63	125	800	2.004	250	2	1.44
Z ГОСТ 1284.1-89	71	140	850	1.992	257	2	1.606
Z ГОСТ 1284.1-89	80	160	900	2.02	258	2	1.781
Z ГОСТ 1284.1-89	90	180	950	2.02	259	2	1.969
Z ГОСТ 1284.1-89	100	200	1000	2.02	260	1	1.073
Z ГОСТ 1284.1-89	112	224	1060	2.02	260	1	1.172
ГО ТУ 38-40534-75	63	125	800	2.004	250	2	1.115
ГО ТУ 38-40534-75	71	140	850	1.992	257	2	1.525
ГО ТУ 38-40534-75	80	160	900	2.02	258	2	1.972
ГО ТУ 38-40534-75	90	180	950	2.02	259	1	1.224

Рисунок 43 – Подобранные передачи

Также с помощью модуля «Shaft» можно подобрать геометрические параметры шкивов и построить их. На рисунке 44 изображен подбор геометрических параметров шкивов.

Подбор геометрических параметров шкивов

Страница 1 Предмет расчёта

Наименование и обозначение параметра		Ведущий шкив	Ведомый шкив
Обозначение ремня	–	2 ГОСТ 1284.1-89	
0. Расчётная ширина канавки шкива, мм	w_p	8.5	
1. Расчётный диаметр шкива, мм	d_p	63	125
2. Угол канавки шкива, градус	α	34	38
3. Ширина канавки по наружному диаметру шкива, мм	b_1	10.029	10.222
4. Расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива, мм	f	8	8
5. Наружный диаметр шкива, мм	d_e	68	74.531
6. Количество ремней	z	2	
7. Глубина канавки шкива, мм	$b + h$	9.5	9.5
8. Расстояние между осями канавок, мм	e		
9. Ширина шкива, мм	M	28	28

Рисунок 44 – Подбор геометрических параметров шкивов

Для соединения выходного вала редуктора и вала механизма была выбрана жесткая компенсирующая зубчатая муфта. Соединительные муфты бывают глухие, обеспечивающие работу составного вала как цельного, и подвижные (компенсирующие), обеспечивающие некоторую относительную подвижность двух частей составного вала относительно друг друга. Для тихоходного вала была выбрана зубчатая муфта, рисунок 45.

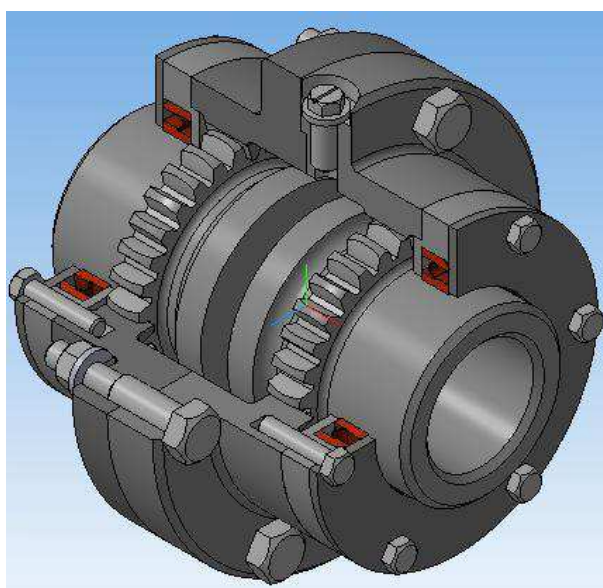


Рисунок 45 – Жесткая компенсирующая зубчатая муфта

Жёсткая зубчатая муфта, которая состоит из полумуфт с внешними зубчатыми венцами, и разъёмной обоймы с двумя внутренними зубчатыми венцами. Эти устройства предназначены для передачи крутящего момента между двумя валами, оси которых не являются коллинеарными. Иными словами, зубчатая муфта обеспечивает компенсацию осевого, радиального и углового смещения валов. Это достигается за счёт того, что её зубчатое зацепление изготавливают с гарантированным боковым зазором и с возможностью свободного осевого смещения сопряжённых зубьев, а сами зубья имеют бочкоподобную форму со сферической внешней поверхностью. Компенсация отклонений от соосности валов сопровождается проскальзыванием зубьев. Практикой эксплуатации зубчатых муфт установлено, что износ зубьев является основной причиной выхода их из строя.

Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей марок 40, 45Л или 40Х. Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термообработке до твёрдости не менее, чем 45 по Роквеллу, зубья обоймы — не менее, чем 40 по Роквеллу, а муфту заливают маслом высокой вязкости. Тихоходные муфты изготавливают с твёрдостью зубьев $H \leq 350$ по Бринеллю.

Для уменьшения потерь, мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

Для смазывания передачи применяем картерную систему. В корпус редуктора заливается масло до $1/3$ делительного диаметра тихоходного колеса, но не меньше 0,4 от общей мощности передаваемой мощности. При его вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес.

В зависимости от допускаемого напряжения и окружной скорости принимаем масло ИТП-200 по ГОСТ ГОСТ 17479.4.

Принимаем объем масляной ванны равный 0,88 л. Подшипники валов смазываются консистентной смазкой которая закладывается в них на заводе при сборке, а также закрывается специальными крышками для предотвращения ее вымывания, попадание грязи и вытекания.

Спроектированный привод который включает в себя: раму, двигатель, натяжитель ремня, редуктор, муфту и ременную передачу изображен на рисунке 46. Был разработан чертеж редуктора расположенный в приложении Д, а так же чертеж привода, расположенный в приложении Е.

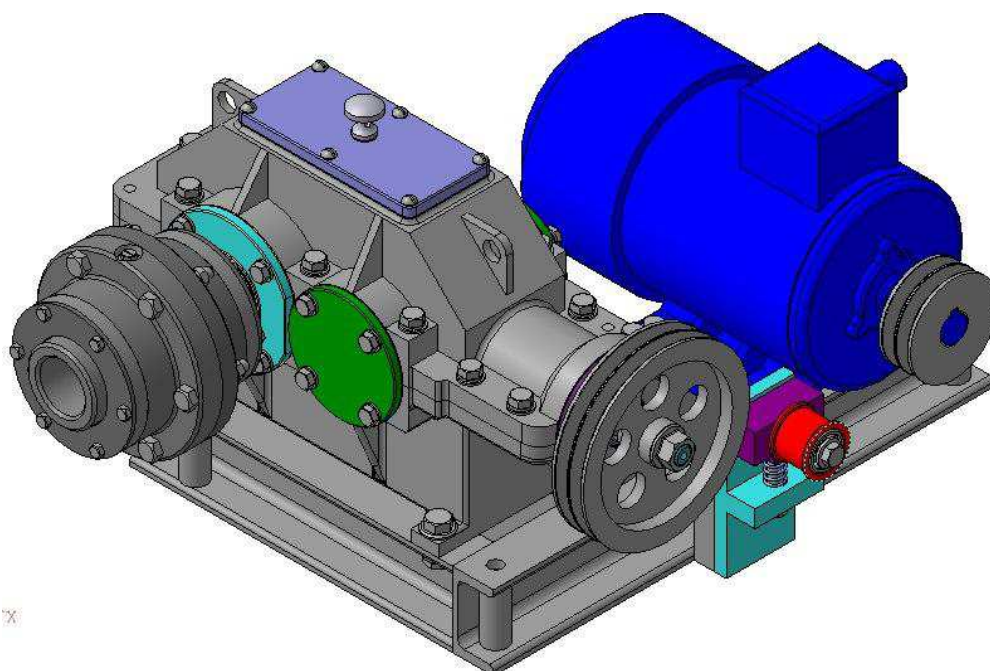


Рисунок 46 – Жесткая компенсирующая зубчатая муфта

2.7 Вывод по второму разделу

Были проведены расчеты цилиндрической и конической зубчатых передач в разных средах (КОМПАС-3D, SHAFT, KissSoft) в том числе и ручной расчет. Анализ расчетов показал что, есть небольшое расхождение в коэффициентах запаса прочности: так для цилиндрической передачи в SHAFT 2D был получен результат 2,1, а проведя аналогичный расчет в KissSoft , был получен результат в 1,6. Объясняется это тем что в программе KissSoft рассматривается больше фактов и параметров влияющие на точность и характеристики передачи. Значение коэффициента запаса прочности по контактной прочности в SHAFT не должен быть ниже 1,2, а в KissSoft может быть равен и меньше единицы.

Проведен динамический анализ конической ступени редуктора в ходе, которого было выявлено, что коническая вал-шестерня входит в околорезонансную зону возмущающих частот зубчатой передачи. Проведены мероприятия по повышению жесткости узла с рассмотрением возможных конструктивных и технологичных решений, тем самым увеличив собственную частоту вала с 870 до 950 Гц и позволив выйти из резонансного поля.

Произведен полный анализ и расчет вала-шестерни в программе KissSoft с рассмотрением двух схем вала в которых используется два и три подшипника и было решено оставить схему с тремя подшипниками так как увеличивается жесткость вала и уменьшается его прогиб на хвосте с 0,035 до 0,007 мм.

Была спроектирована модель электромеханического привода, состоящего из электродвигателя серии АИР, ременной передачи, муфты, коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора, которые устанавливаются на сварную раму. Коэффициент технического уровня редуктора равен 0,16.

Вся основная конструкторская документация расположена в приложении.

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСА И СБОРКИ РЕДУКТОРА

3.1 Технологический процесс изготовления корпуса

Корпус является базовой деталью редуктора, предназначен для размещения всех составных частей, для поддержания рабочей температуры, для обеспечения точности относительного положения монтируемых в нем сборочных единиц и деталей, кроме того корпус воспринимает все механические нагрузки.

Корпус имеет форму блока с цилиндрическими элементами, его ответной деталью является крышка корпуса, которая устанавливается встык по поверхности разъема на винты и штифты. На внутренней поверхности крышки и корпуса имеются сквозные отверстия для базирования подшипников, которые являются опорами для блоков зубчатых колес.

В корпусе имеются 5 цилиндрических отверстий выполненных по 7-му качеству, для установки подшипников и стакана. Так же на корпусе имеются 3 резьбовых отверстия М12 для установки контрольных и сливной пробок, 11 резьбовых отверстий М10 для закрепления крышки корпуса и 2 отверстия для закрепления штифтов.

Корпус и крышка изготовлены из серого чугуна марки СЧ15 ГОСТ 1412-85 методом литья в песчаные формы.

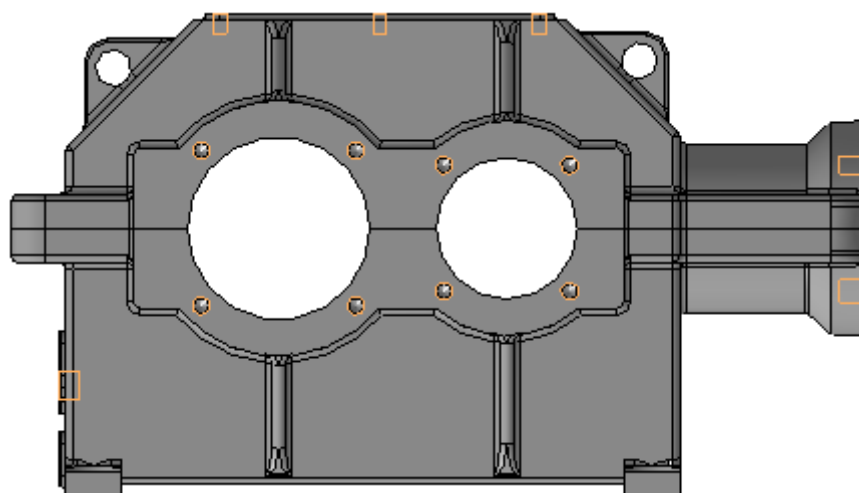


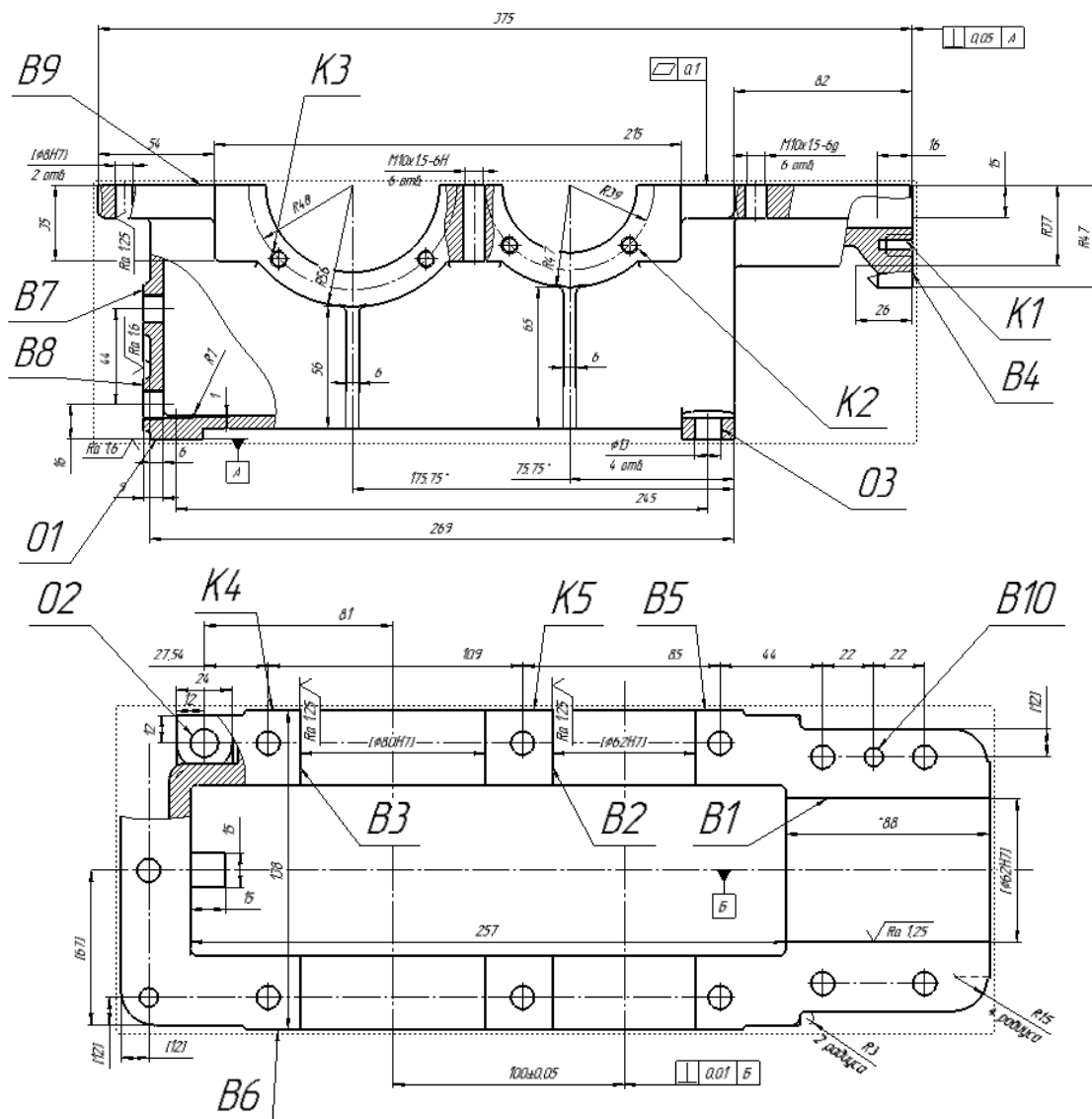
Рисунок 47 – Модель корпуса с крышкой в сборе

3.1.1 Конструкторско-технологический анализ корпуса

Внутренние цилиндрические поверхности корпуса являются исполнительными.

Основные конструкторские базы корпуса, которые определяют его положение при установке, показаны на рисунке. Это поверхности:

- Основная конструкторская установочная явная – нижняя поверхность лап (O_1);
- Основная конструкторская двойная опорная – крепежные отверстия лап (O_2), (O_3).



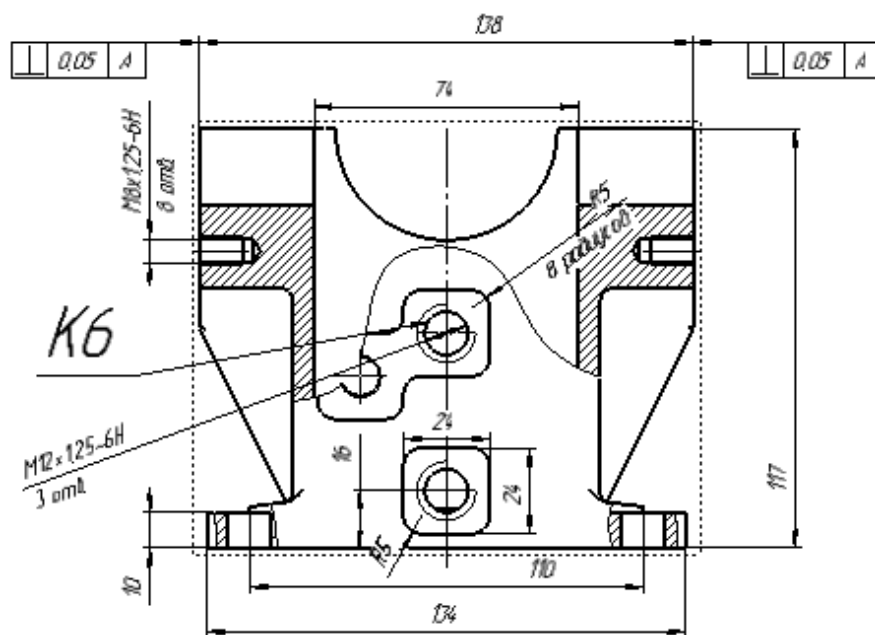


Рисунок 48 – Обозначение баз корпуса

Вспомогательные конструкторские базы показаны так же на рисунке 48:

- вспомогательные конструкторские двойные центрирующие – внутренние цилиндрические поверхности корпуса $\varnothing 62^{+0,030}$, $\varnothing 80^{+0,030}$ (B_1 , B_2 , B_3) под стакан и подшипники валов;
- вспомогательные конструкторские опорные – торцы фланцев корпуса для установки крышек подшипников и стакана (B_4 , B_5 , B_6);
- вспомогательные конструкторские опорные – наружный торец корпуса для установки сливных пробок (B_7 , B_8);
- вспомогательная конструкторская опорная – плоскость разъема корпуса (B_9) для сопряжения с крышкой корпуса;
- вспомогательная конструкторская двойная центрирующая – цилиндрическая поверхность $\varnothing 8^{+0,015}$ (B_{10}) для установки штифтов.

На рабочем чертеже корпуса также имеют место следующие допуски расположения поверхностей, заданные относительно поверхности O_1 (база А) и B_1 (база Б)

- Допуск перпендикулярности торцов B_4 , B_5 , B_6 – 0,05 мм;
- Допуск плоскостности самой поверхности O_1 – 0,05 мм;
- Допуск плоскостности поверхности B_9 – 0,05 мм;
- Допуск параллельности осей отверстий B_2 , B_3 относительно базы А – 0,025 мм;
- Допуск перпендикулярности осей отверстий B_2 , B_3 – 0,01 мм относительно базы Б – 0,025 мм.

Численные значения выявленных связей между поверхностями корпуса представлены в виде матрицы связей в таблице 3.

Таблица 3 – Связи между поверхностями корпуса

	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇
O ₁	117 мм	117/Ø62 мм	117/Ø80 мм	⊥ 0,05 мм	⊥ 0,05 мм	⊥ 0,05 мм	⊥
O ₂	55 мм	⊥	81 мм	-	-	-	-
O ₃	55 мм	⊥	-	-	-	-	270 мм
B ₁	Ø62 мм, 88 мм	⊥ 0,01 мм	⊥ 0,01 мм	-	-	-	-
B ₂	⊥ 0,01 мм	-	100±0,05 мм	157,75 мм	-	-	196,25 мм
B ₃	⊥ 0,01 мм	100±0,05 мм	-	257,75 мм	-	-	96,25 мм

Продолжение таблицы 3 – Связи между поверхностями корпуса

	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇
B ₄	⊥	157,75 мм	257,75 мм	-	⊥ 0,05 мм	⊥ 0,05 мм	354 мм
B ₅	-	-	-	⊥ 0,05 мм	-	138 мм	-
B ₆	-	-	-	⊥ 0,05 мм	138 мм	-	-
B ₇	354 мм	196,25 мм	96,25 мм	354 мм	-	-	-
B ₈	-	-	-	-	-	-	-
B ₉	49 мм	85,75 мм	207,75 мм	50 мм	20 мм	118 мм	282 мм

Итого, наибольшее количество связей с поверхностью O₁ – 7, являющейся основной конструкторской установочной базой корпуса.

Представленные в таблице численные значения связей являются техническими условиями на изготовление корпуса редуктора.

На основании анализа можно сделать вывод, что технологическими базами для большинства операций являются:

- нижняя поверхность лап корпуса – O₁;

- цилиндрические отверстия в лапах – O_2 и O_3 .

3.1.2 Методы и схемы контроля

Контроль корпусных деталей производится:

- при выполнении наиболее ответственных операций технологического процесса;
- после обработки, с помощью универсальных измерительных средств.
- правила выбора средств технического оснащения процессов технического контроля регламентировано ГОСТ 14.306 – 73.

При выборе измерительных средств необходимо учитывать требования к точности контролируемой детали и допускаемые предельные погрешности измерительного прибора.

Методы и средства контроля точности размеров и относительных поворотов поверхностей для корпуса редуктора представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Методы и средства контроля

№	Контролируемый параметр	Средства контроля
1	Отверстия по 7-му качеству под подшипники и стакан B_1, B_2, B_3 .	Калибры-пробки гладкие двусторонние со вставками диаметром свыше 3 до 90 мм. ГОСТ 14810-69
2	Отклонения от цилиндричности отверстий B_1, B_2, B_3 – 0,015 мм	Индикатор рычажно-зубчатый ИРБ с ценой деления 0,001 мм
3	Отклонение от параллельности осей отверстий B_1, B_2 , относительно поверхности O_1 – 0,025 мм	Обеспечить технологической обработкой за один установ от одной базы в операции координатно-расточная.
4	Отклонение от перпендикулярности осей отверстий B_2, B_3 , относительно поверхности B_1 – 0,025 мм	Обеспечить технологической обработкой за один установ от одной базы в операции координатно-расточная.
5	Отклонение от перпендикулярности торцов B_4, B_5, B_6 относительно поверхности O_1 – 0,05 мм	Обеспечить технологической обработкой за один установ от одной базы в операции координатно-расточная
6	Плоскостность 0,05 мм поверхности лап O_1	Щупы-70, набор №2, кл.точн.2; линейка ЛД-200
7	100±0,05 мм	Трехточечный электронный нутромер с ценой деления 0,001 мм, приспособление.

Схема контроля отклонения от параллельности осей отверстий показана на рисунке 49.

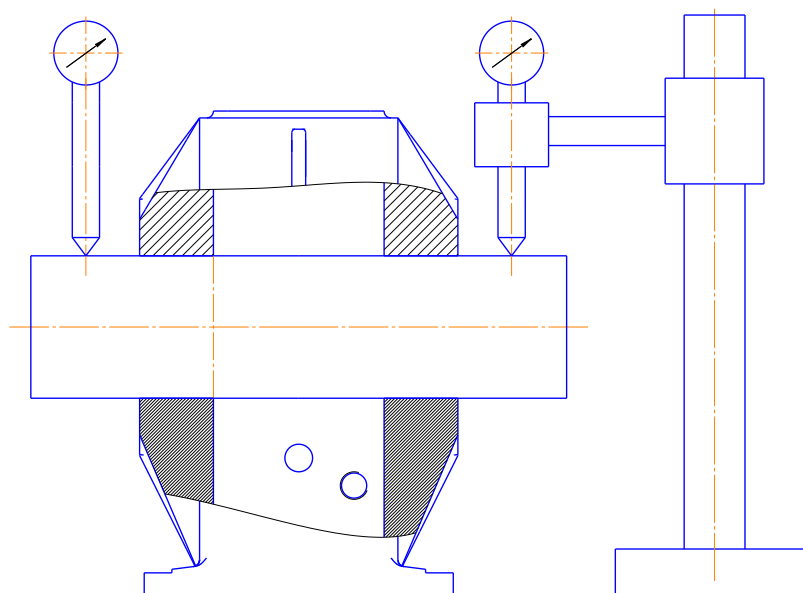


Рисунок 49 – Схема контроля отклонения от параллельности осей отверстий

Деталь устанавливают на поверочную плиту так, чтобы контролируемая поверхность была параллельна поверхности плиты. Положение оси отверстия при измерении определяют по образующей оправке. Разность показаний измерительной головки в двух положениях определит не параллельность.

Схема контроля отклонения от перпендикулярности осей отверстий показана на рисунке 50.

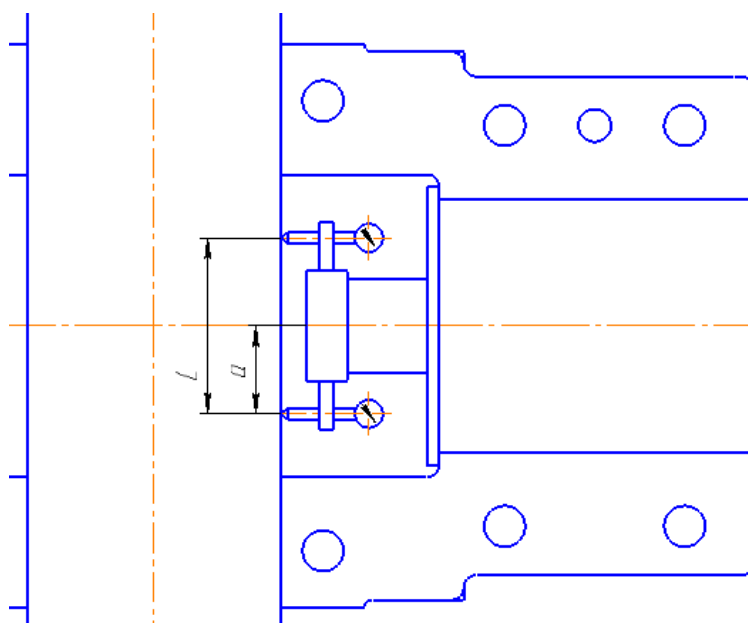


Рисунок 50 – Схема контроля отклонения от перпендикулярности осей отверстий

Измерительную головку крепят на оправке, зафиксированной в осевом направлении упором. При повороте оправки на 180° отклонение от перпендикулярности будет найдено как разность двух отсчетов. Базовая длина измерения равняется удвоенному вылету измерительной головки ($L=2a$).

3.1.3 Выбор варианта получения исходной заготовки

Для выбора наиболее экономичного варианта получения заготовки, необходимо сопоставить два способа ее получения:

- отливка в песчано-глинистую форму;
- отливка в кокиль.

Материал детали – СЧ15 ГОСТ 1412-85.

Основные характеристики сплава СЧ15:

- временное сопротивление разрыву (предел прочности при растяжении) данного сплава 150 МПа;
- модуль упругости $0,9 \cdot 10^{-5}$ МПа;
- плотность 7000 кг/м³;
- твердость материала не более 210 НВ;
- линейная усадка 1,1%;
- жаростойкость чугуна на воздухе марки СЧ, сохраняет повышенную стойкость при температурах до 450—500 °С.



Рисунок 51 – Химический состав сплава СЧ15

Масса готовой детали 7,515 кг. Годовая программа выпуска 2000 штук. Производство - мелкосерийное.

Отливки 4 класса точности, при отливке в песчано-глинистые формы, обеспечиваются формовкой с механизированным выемом деревянной модели, закрепляемой на лёгкосъёмных металлических плитах, из форм и с заливкой в сырые и подсушенные формы. Этот способ применяют для получения отливок в серийном производстве.

Стоимость заготовки, полученной штамповкой и литьем, рассчитаем по формуле 7:

$$S_{\text{заг}} = \left(\frac{C_i}{1000} Q k_T k_c k_B k_M k_{\Pi} \right) - (Q - q) S_{\text{отх}} \quad (7)$$

Определим стоимость заготовки, полученной литьём в песчано-глинистую форму.

где C_i – базовая стоимость 1 тонны заготовок (литье чугуна – 78000 руб./т.);

k_T – коэффициент, зависящий от класса точности;

k_C – коэффициент, зависящий от степени сложности;

k_B – коэффициент, зависящий от массы заготовки;

k_M – коэффициент, зависящий от марки материала;

k_{Π} – коэффициент, зависящий от объема выпуска заготовок.

Для литой заготовки в песчано-глинистые формы:

$k_T=1,06$; $k_C=0,7$; $k_B=0,91$; $k_M=1,15$; $k_{\Pi}=0,52$.

Примерная масса заготовки определяется по формуле 8

$$Q = \frac{q}{K_{\text{в.т.}}}, \quad (8)$$

где $K_{\text{в.т.}}$ – коэффициент весовой точности для проектируемого метода получения заготовки (0,7).

Тогда примерная масса:

$$Q = \frac{q}{K_{\text{в.т.}}} = \frac{7,5}{0,7} = 10,714 \text{ кг.}$$

Тогда стоимость отливки, согласно формуле 7:

$$S_{\text{заг}} = \left(\frac{C_i}{1000} Q k_T k_c k_B k_M k_{\Pi} \right) - (Q - q) S_{\text{отх}} = 3322 \text{ руб.,}$$

Для литья в кокиль:

$k_T=1,1$; $k_C=0,93$; $k_B=0,84$; $k_M=1,08$; $k_{\Pi}=0,97$.

Примерная масса литья в кокиль:

$$Q = \frac{q}{K_{\text{в.т.}}} = \frac{7,5}{0,93} = 8,06 \text{ кг.,}$$

Тогда стоимость литья в кокиль, согласно формуле 7:

$$S_{\text{заг}} = \left(\frac{C_i}{1000} Q k_T k_c k_B k_M k_{\Pi} \right) - (Q - q) S_{\text{отх}} = 6610 \text{ руб.,}$$

Итого: стоимость литой заготовки в песчано-глинистую форму 3322 руб., в кокиль 6610 руб. исходя из этого, выбираем литье в песчано-глинистую форму.

3.1.4 Обоснование выбора технологических баз и разработка последовательности изготовления

Выбор технологичности баз в значительной степени определяет точность линейных размеров относительного положения поверхностей, получаемых в

процессе обработки, выборе режущих и измерительных инструментов, станочных приспособлений, производительность обработки.

Рассмотрим корпус коническо-цилиндрического редуктора. Все поверхности заготовки этой детали можно обработать, используя в качестве установочной базы поверхность лап O_1 , соблюдая тем самым принцип единства баз. Поэтому на первой операции следует подготовить эту базу, произведя обработку поверхности лап и технологических отверстий под штифты.

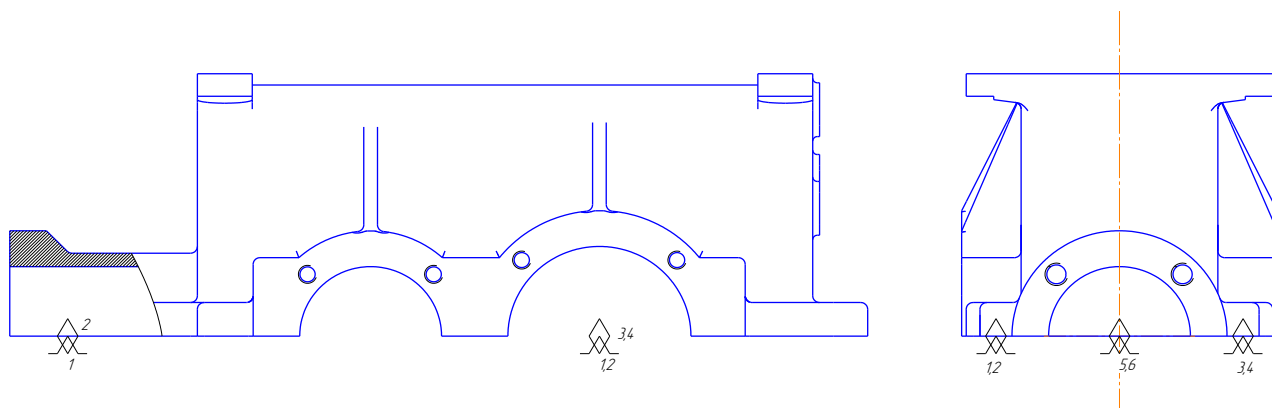


Рисунок 52 – Схема базирования для подготовительной операции

После приготовления базы деталь переустанавливается на технологическую базу для дальнейшей обработки (рисунок 53).

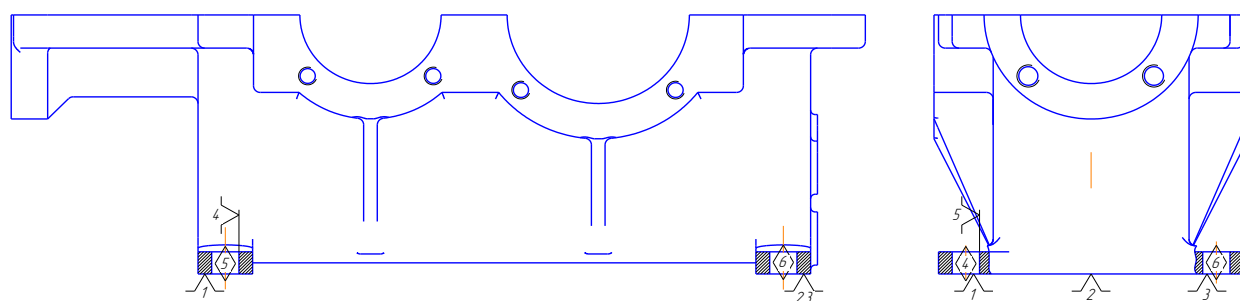


Рисунок 53 – Схема базирования последующих операций

3.1.5 Определение припусков и межпереходных размеров

Определим припуски и межпереходные размеры на отверстие под стакан $\varnothing 62H7(+0,030)$. Обработку отверстия выполняем за одну установку на горизонтальном фрезерном обрабатывающем центре с поворотным столом. В результате обработки необходимо обеспечить точность диаметра $T_d=0,030$ мм, шероховатость поверхности $Ra 1,6$ мкм.

Заготовка представляет собой отливку, вылитую в песчано-глинистую форма, изготовлена из серого чугуна.

Технологический маршрут обработки отверстия $\varnothing 62H7(+0,030)$ мм состоит из трех переходов:

- черновое растачивание H15, Rz 250;

- чистовое растачивание H10, Rz 40;
- тонкое растачивание H7 Ra 1,6.

Согласно ГОСТ 2009-55 и 1855-55 находим допуск на диаметр литого отверстия, для 7-го класса размерной точности, $T_{\text{заг}} = 1,5$ мм и назначаем предельные отклонения $\pm 0,4$ мм.

Определим требуемое уточнение $\varepsilon_{\text{То}}$, которое необходимо обеспечить при фрезеровании литого отверстия по формуле 9:

$$\varepsilon_{\text{То}} = \frac{T_{\text{заг}}}{T_{\text{д}}} = \frac{1,5}{0,030} = 50 \quad (9)$$

Требуемая точность размера детали $T_{\text{д}} = 0,030$ мм и шероховатость поверхности $R_a = 1,6$ мкм обеспечивается тонким растачиванием $T_{\text{д}} = T_3$. Тонкой обработке предшествует чистовое растачивание, которое позволяет обеспечить точность размера $T_2 = 0,12$ мм.

Уточнение при тонком растачивании:

$$\varepsilon_3 = T_2/T_{\text{д}} = \frac{0,12}{0,030} = 4$$

Тонкому растачиванию предшествует чистовое, соответственно, точность размера $T_1 = 1,2$ мм.

Уточнение при получистовом фрезеровании:

$$\varepsilon_2 = T_1/T_2 = \frac{1,2}{0,12} = 10$$

Уточнение при черновом растачивании:

$$\varepsilon_1 = T_{\text{заг}}/T_1 = \frac{1,5}{1,2} = 1,25$$

Общее уточнение, полученное в результате выполнения выбранных переходов:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_3 = 1,25 \cdot 10 \cdot 4 = 50 \geq \varepsilon_{\text{То}}$$

Минимальный припуск при обработке поверхностей вращения, определяется по формуле 10:

$$2Z_{i \text{ min}} = 2 \left[R_{z_{i-1}} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{\Sigma i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right], \quad (10)$$

где - $R_{z_{i-1}}$ – высота неровности профиля на предшествующем переходе, мкм;
 h_{i-1} – глубина дефектного поверхностного слоя на предшествующем переходе, мкм;

$\Delta_{\Sigma i-1}$ - суммарные отклонения расположения и формы поверхности, мкм;

ε_i - погрешность установки заготовки на выполняемом переходе, мкм.

Суммарное значение пространственных отклонений для заготовки типа диска рассчитывается по формуле 11:

$$\Delta_3 = \sqrt{\Delta_{\text{см}}^2 + \Delta_{\text{эксц}}^2}, \quad (11)$$

где - $\Delta_{\text{см}}$, $\Delta_{\text{эксц}}$ – погрешности заготовки по смещению и отклонению от концентричности обрабатываемой поверхности относительно базовой, по таблице, в зависимости от массы принимаем 1,1 мм и 1,4 мм соответственно.

$$\Delta_3 = \sqrt{1,1^2 + 1,4^2} = 1,78 \text{ мм}$$

Остаточное пространственное отклонение рассчитывается по формуле 12:

$$\Delta = K_y \Delta, \quad (12)$$

где - K_y – коэффициент уточнения формы.

Величина остаточного отклонения после:

- черного растачивания $\Delta_1 = 0,06 * 1780 = 106,8$ мкм;
- чистового растачивания $\Delta_2 = 0,04 * 106,8 = 4,3$ мкм.

Погрешность установки при черновом растачивании после литья примем равно 3 мм.

Тогда погрешность установки при чистовом растачивании $\varepsilon_2 = 0$ мм

Производим расчет значений межоперационных припусков, пользуясь основной формулой 10:

Минимальный припуск под черновое растачивание:

$$2Z_{1min} = 2(250 + 240 + \sqrt{1780^2 + 3000^2}) = 2 * 3978 \text{ мкм.}$$

Минимальный припуск под чистовое растачивание:

$$2Z_{2min} = 2(125 + 120 + \sqrt{107^2 + 0^2}) = 2 * 352 \text{ мкм.}$$

Минимальный припуск под тонкое растачивание:

$$2Z_{3min} = 2(40 + 40 + \sqrt{4,3^2 + 0^2}) = 2 * 84,3 \text{ мкм.}$$

Следом рассчитаем минимальные и максимальные размеры.

Максимальный диаметр под чистовое растачивание:

$$D_{2min} = 62 - 0,169 = 61,831 \text{ мм.}$$

Максимальный диаметр под черновое растачивание:

$$D_{1min} = 61,831 - 0,704 = 61,127 \text{ мм.}$$

Максимальный диаметр заготовки:

$$D_{3min} = 61,127 - 11,594 = 49,533 \text{ мм.}$$

Максимальный диаметр под тонкое растачивание:

$$D_{3max} = 62 + 0,035 = 62,035 \text{ мм.}$$

Минимальный диаметр под чистовое растачивание:

$$D_{2max} = 61,831 - 0,140 = 61,691 \text{ мм.}$$

Минимальный диаметр под черновое растачивание:

$$D_{1max} = 61,127 - 1,400 = 59,727 \text{ мм.}$$

Минимальный диаметр заготовки:

$$D_{зmax} = 49,533 - 1,600 = 47,933 \text{ мм.}$$

Значения допусков для каждого технологического перехода принимаем в соответствии с качеством.

Результаты расчета припусков и элементы припуска представлены в сводной таблице 5.

Таблица 5 – Расчет припусков по технологическим переходам

Маршрут	Элементы припуска, мкм				Расчетные величины		Допуск размер а, мкм	Принятые значения заготовки, мм		Предельные припуски 2Z, мм	
	R _{zi-1}	h _{i-1}	Δ _{Σi-1}	ε _i	Z _{imin} , мкм	D _p , мм		max	min	min	max
Заготовка						67,87 3	1600	49,53 3	47,93 3		
Черновое растачивание	25 0	24 0	178 0	500 0	1159 4	62,87 3	1400	61,12 7	59,72 7	11,59 4	11,79 4
Чистовое растачивание	12 5	12 0	107	0	704	62,16 9	140	61,83 1	61,69 1	0,704	1,964
Тонкое растачивание	40	40	4,3	0	169	62	30	62,03 0	62	0,169	0,274
Итого										12,46 7	14,03 2

3.1.6 Проектирование технологических операций

Проектирование операции – многовариантная задача. Необходимо оценивать возможные варианты построения операций по производительности и себестоимости.

Отдельная технологическая операция проектируется на основе принятого технологического маршрута, схемы базирования и закрепления заготовки на операции, данных о точности и шероховатости поверхностей до и после обработки на данной операции, припусков на обработку, такта выпуска или размера партии деталей (в зависимости от типа производства). При уточнении содержания операции окончательно устанавливается, какие поверхности детали будут обработаны на данной операции.

Технологические переходы с последовательностью обработки представлены в приложении Ж.

Операция «005 Сверлильно-фрезерная», выполняется на Универсальном вертикально фрезерно-расточном станке. Материал заготовки – Серый чугун СЧ15.

Таблица 6 – Инструменты и режимы резания

Переход	Режущий инструмент	t , мм	S , мм/о б	V , м/мин	n , об/мин
Фрезерование черновое	CoroMill 300 R300-066C6- 20H	5	3,2	219	1110
Фрезерование чистовое		0.1	6	226	1380
Центровка отверстий	ГОСТ 14952 P6M5	2	2	110	3500
Сверление отверстий	CoroDrill 460.1- 1000-030A1- XM GC34	10	0,4	110	3500
Рассверливание отверстий	CoroDrill 460.1- 1300-039A1- XM GC34	10	1	110	2690
Развертка отверстий	ГОСТ 1672 P6M5	10	1	100	2500

Операция «010 Сверлильно-фрезерная», выполняется на Универсальном вертикально фрезерно-расточном станке. Материал заготовки – Серый чугун СЧ15.

Таблицы 7 – Инструменты и режимы резания для операции 010

Переход	Режущий инструмент	t , мм	S , мм/о б	V , м/мин	n , об/мин
Фрезерование черновое	CoroMill 210 RA210-076R25-	5	4	215	1120
Фрезерование чистовое	14Н	0,1	4	224	1290
Центровка отверстий	ГОСТ 14952 Р6М5	2	1	110	2500

Продолжение таблицы 7 – Инструменты и режимы резания для операции 010

Переход	Режущий инструмент	t , мм	S , мм/о б	V , м/мин	n , об/мин
Сверление отверстий	CoroDrill 460.1- 1000-030A1- ХМ GC34	12	0,4	110	3500
Нарезание резьбы	CoroMill Plura R217.13C06512 5CC17K 1630	20	3	101	-
Сверление отверстий	CoroDrill 460.1- 0800-024A1- ХМ GC34	12	0,4	110	4300
Развертка отверстий	Развертка маш. Ф 8.0 Н7 ГОСТ 1672-80	12	1	110	2500

Операция «015 Фрезерно-сверлильно-расточная», выполняется на горизонтально фрезерно-сверлильно-расточном станке Mazak UN-600/30Н. Материал заготовки – Серый чугуи СЧ15.

Таблица 8 – Инструменты и режимы резания

Переход	Режущий инструмент	t , мм	S , мм/об	V , м/мин	n , об/мин
Фрезерование черновое	CoroMill 210 RA210-063C5- 14Н	5	4	214	1410
Фрезерование чистовое		5	4	222	1660
Сверление отверстий	CoroDrill 460.1- 0800-024A1- ХМ GC34	12	0,4	110	4380
Нарезание резьбы	CoroTap 100 T100- KM102DA-M8 D210	12	1,25	61,2	-

Продолжение таблицы 8 – Инструменты и режимы резания для операции 015

Переход	Режущий инструмент	t , мм	S , мм/об	V , м/мин	n , об/мин
Черновое растачивание	BHR MB50- 50x100	88	1.6	200	1200
Чистовое растачивание		88	1.4	200	1400
Тонкое растачивание	BHF MB80- 125x114	88	1.4	180	1500
Фрезерование черновое	CoroMill 300 R300-066C6- 20Н	5	2	211	1070
Фрезерование чистовое		5	4	218	1330
Центровка отверстий	ГОСТ 14952 P6M5	2	1	110	2500
Сверление отверстий	CoroDrill 460.1- 0800-024A1- ХМ GC34	12	0,4	110	4380

Нарезание резьбы	CoroTap 100 T100- KM102DA-M8 D210	12	1,25	61,2	-
Черновое расточивание	BHR MB50- 50x100	138	1,6	200	1200
Чистовое расточивание		138	1,4	200	1400
Тонкое расточивание	BHF MB80- 125x114	138	1,4	180	1500
Черновое расточивание	BHR MB63- 63x125	138	1,6	200	1200
Чистовое расточивание		138	1,4	200	1400

Окончание таблицы 8 – Инструменты и режимы резания для операции 015

Переход	Режущий инструмент	t , мм	S , мм/о б	V , м/мин	n , об/мин
Тонкое расточивание	BHF MB80- 125x114	138	1,4	180	1500
Фрезерование черновое	CoroMill 300 R300-066C6- 20H	5	2	211	1070
Фрезерование чистовое		5	4	218	1330
Центровка отверстий	ГОСТ 14952 P6M5	2	1	110	2500
Сверление отверстий	CoroDrill 460.1- 0800-024A1- XM GC34	12	0,4	110	4380
Нарезание резьбы	CoroTap 100 T100- KM102DA-M8 D210	12	1,25	61,5	-

Фрезерование черновое	CoroMill 300 RA300-076R25-	3	1,3	216	957
Фрезерование чистовое	16H	3	2	225	1090
Центровка отверстий	ГОСТ 14952 P6M5	2	1	110	2500
Сверление отверстий	CoroDrill 460 460.1-1000- 030A1-XM GC34	6	0,33	110	3500
Нарезание резьбы	CoroMill Plura R217.14C09917 5CC26K 1630	6	1,75	94,2	-

3.1.7 Техническое нормирование

Проведем расчет основного технологического, вспомогательного и штучно-калькуляционного времени операции 005, 010 и 015.

Норма времени для выполнения операции на станках с ЧПУ при работе на одном станке, определяется по формуле 13:

$$H_{вр} = T_{шт} + \frac{T_{пз}}{n}, \quad (13)$$

где - n – количество деталей в партии запуска;

$T_{шт}$ – нормы штучного времени:

$$T_{шт} = (T_{ца} + T_{в} \cdot K_{ТВ}) \cdot \left[1 + \frac{\alpha_{тех} + \alpha_{орг} + \alpha_{отл}}{100} \right], \quad (14)$$

где $K_{ТВ}$ – поправочный коэффициент на время выполнения ручной вспомогательной работы;

$\alpha_{тех}$, $\alpha_{орг}$, $\alpha_{отл}$ – время на технологическое и организационное обслуживание рабочего места, на отдых и личные потребности, процент от оперативного времени;

$T_{ца}$ – время цикла автоматической работы станка по программе, мин:

$$T_{ца} = T_{о.т.} + T_{м.в}, \quad (15)$$

где - $T_{о.т.}$ – основное технологическое время, на обработку одной детали, мин:

$$T_{\text{о.т.}} = \sum_1^i \frac{L_{p.x.i}}{S_{\text{мин.}i}} \quad (16)$$

где - $L_{p.x.} = l + l_1 + l_2 + l_3$ – длина рабочего хода инструмента при обработке i -го технологического участка, мм; (l_1 – величина подвода, мм; l_2 – величина врезания, мм; l_3 – величина перебега, мм); $S_{\text{мин}}$ – минутная подача на технологическом участке, мм/мин; $i = 1, 2, \dots, n$ – число технологических участков.

$T_{\text{м.в.}}$ – машинно-вспомогательное время, мин:

$$T_{\text{м.в.}} = T_{\text{м.в.и.}} + T_{\text{м.в.х.}} \quad (17)$$

где $T_{\text{м.в.и.}}$ – машинно-вспомогательное время на автоматическую смену инструмента, мин; $T_{\text{м.в.х.}}$ – машинно-вспомогательное время на выполнение автоматических холостых ходов и технологические паузы, мин.

$$T_{\text{о.т.}} = \sum_{j=1}^m \frac{L_{x.x.j}}{S_{\text{м.у.}}} \quad (18)$$

где $L_{x.x.j}$ – длина j -го участка автоматического холостого хода; $S_{\text{м.у.}}$ – минутная подача ускоренного хода; $j = 1, 2, 3, \dots, m$ – число холостых ходов.

Вспомогательное время на операцию рассчитывается по формуле:

$$T_{\text{в}} = T_{\text{в.у.}} + T_{\text{в.оп.}} + T_{\text{в.изм}} \quad (19)$$

где: $T_{\text{в.у.}}$ – время на установку и снятие детали, мин; $T_{\text{в.оп.}}$ – вспомогательное время, не вошедшее в управляющую программу, мин; $T_{\text{в.изм.}}$ – вспомогательное не перекрываемое время на измерения, мин.

$T_{\text{пз}}$ – нормы подготовительно-заключительного времени, мин:

$$T_{\text{пз}} = T_{\text{пз.1}} + T_{\text{пз.2}} + T_{\text{пр.обр}} \quad (20)$$

где: $T_{\text{пз.1}}$ – норма времени на организационную подготовку, мин; $T_{\text{пз.2}}$ – норма времени на наладку: станка, приспособления, инструмента, программных устройств, мин; $T_{\text{пр.обр.}}$ – норма времени на пробную обработку.

Исходные данные для каждого перехода с учетом инструментального материала, приведены в подразделе 3.1.6.

Рассмотрим расчет технического нормирования для первого перехода операции номер 005.

Определим основное технологическое время на черновое фрезерование основания по формуле 16:

$$T_{\text{о.т.1}} = \sum_1^i \frac{L_{p.x.1}}{S_{\text{мин.1}}} = \frac{145+145}{1100} = 0,26 \text{ мин.}$$

Суммарные быстрые перемещения:

– подвод в начало обработки (БП): $L_{п.1} = 10$ мм.

– отвод в исходную точку (БО): $L_{0.1} = 245$ мм.

Вычислим машинно-вспомогательное время на выполнение холостых ходов и технологические паузы по формуле 18:

$$T_{\text{м.в.х}} = \sum_{j=1}^m \frac{L_{\text{х.х.1}}}{S_{\text{мин.у}}} = \frac{(10+245)}{10000} = 0,026 \text{ мин.}$$

Определим машинно-вспомогательное время на выполнение холостых ходов по формуле 17:

$$T_{\text{м.в}} = T_{\text{м.в.и}} + T_{\text{м.в.х}} = 0 + 0,026 = 0,026 \text{ мин.}$$

где $T_{\text{м.в.и}} = 0$ мин. – машинно-вспомогательное время на смену инструмента.

Определим время автоматического цикла станка по формуле 15:

$$T_{\text{ца.п}} = T_{\text{о.т.1}} + T_{\text{м.в.}} = 0,26 + 0,026 = 0,286 \text{ мин.}$$

Нормы времени для остальных переходов рассчитываются по данному методу аналогично.

Нормы времени для операции 005, которая состоит из шести основных переходов, приведены в таблице 9.

Таблица 9– Нормы времени для операции 005

№ ТП	Наименование технологического перехода	$T_{\text{о.т.}}$ мин.	$T_{\text{м.в.х}}$ мин.	$T_{\text{м.в.}}$ мин.	$T_{\text{ца.п}}$ мин.
1	Черновое фрезерование плоскости основания	0,26	0,026	0,026	0,286
2	Чистовое фрезерование плоскости основания	0,322	0,026	0,026	0,348
3	Центровка отверстий	0,24	0,071	0,321	0,345
4	Сверление отверстий	0,48	0,071	0,321	0,8
5	Рассверливание отверстий	0,3	0,071	0,321	0,621
6	Развертывание отверстий	0,1	0,071	0,321	0,421
Итого					2,821

Аналогично определим нормы времени для операции 010, состоящая из 6 основных переходов, которые приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Нормы времени для операции 010

№ ТП	Наименование технологического перехода	$T_{\text{о.т.}}$ мин.	$T_{\text{м.в.х}}$ мин.	$T_{\text{м.в.}}$ мин.	$T_{\text{ца.п}}$ мин.
1	Черновое фрезерование плоскости разъема	1	0,01	0,331	1,331
2	Чистовое фрезерование плоскости разъема	1,2	0,01	0,01	1,21
3	Центровка отверстий	1	0,2	0,52	1,52

4	Сверление отверстий	2,1	0,2	0,52	2,62
5	Нарезание внутренней резьбы	2,1	0,2	0,52	2,62
6	Развертка отверстий	0,25	0,1	0,42	0,67
Итого					9,97

Для заключительной операции 015 которая состоит из xx основных переходов определим нормы времени, которые приведены в таблице 11.

Таблица 11 – Нормы времени для операции 015

№ ТП	Наименование технологического перехода	T _{о.т.} , мин.	T _{м.в.х.} , мин.	T _{м.в.} , мин.	T _{ца.п.} , мин.
1	Черновое фрезерование поверхности	1	0,1	0,35	1,45
2	Чистовое фрезерование поверхности	1,2	0,1	0,1	1,3
3	Центровка отверстий	0,5	0,1	0,35	0,85
4	Сверление отверстий	0,8	0,1	0,35	1,15
5	Нарезание внутренней резьбы	1	0,1	0,35	1,35

Окончание таблицы 11 – Нормы времени для операции 015

№ ТП	Наименование технологического перехода	T _{о.т.} , мин.	T _{м.в.х.} , мин.	T _{м.в.} , мин.	T _{ца.п.} , мин.
6	Черновое фрезерование поверхности	1,5	0,2	0,45	1,95
7	Чистовое фрезерование поверхности	1,6	0,2	0,2	1,8
8	Центровка отверстий	0,8	0,2	0,45	1,25
9	Сверление отверстий	1,4	0,2	0,45	1,85
10	Нарезание внутренней резьбы	1,4	0,2	0,45	1,85
11	Черновое фрезерование поверхности	1,5	0,2	0,45	1,95
12	Чистовое фрезерование поверхности	1,6	0,2	0,2	1,8
13	Центровка отверстий	0,8	0,2	0,45	1,25
14	Сверление отверстий	1,4	0,2	0,45	1,85
15	Нарезание внутренней резьбы	1,4	0,2	0,45	1,85
16	Расточка сквозного отверстия начерно	1	0,1	0,35	1,35
17	Расточка сквозного отверстия начисто	1,2	0,1	0,1	1,3
18	Тонкая расточка сквозного отверстия	1,3	0,1	0,35	1,65
19	Расточка сквозного отверстия начерно	1	0,1	0,35	1,35
20	Расточка сквозного отверстия начисто	1,2	0,1	0,1	1,3
21	Тонкая расточка сквозного отверстия	1,3	0,1	0,35	1,65

22	Расточка сквозного отверстия начерно	1	0,1	0,35	1,35
23	Расточка сквозного отверстия начисто	1,2	0,1	0,1	1,3
24	Тонкая расточка сквозного отверстия	1,3	0,1	0,35	1,65
25	Черновое фрезерование поверхности	0,2	0,1	0,35	0,55
26	Чистовое фрезерование поверхности	0,3	0,1	0,35	0,65
27	Центровка отверстий	0,2	0,1	0,35	0,55
28	Сверление отверстий	0,3	0,1	0,35	0,65
29	Нарезание внутренней резьбы	0,4	0,1	0,35	0,75
Итого					39,55

3.1.8 Конструирование и выбор средств технологического оснащения

Спроектировать приспособление для операций по растачиванию и фрезерованию поверхностей корпуса коническо-цилиндрического редуктора.

Исходные данные:

- тип производства – мелкосерийное;
- станок – горизонтальный сверлильно-фрезерно-расточной станок Mazak 600/30H;
- заготовка – отливка ГОСТ 26645-85;
- инструмент – для растачивания главных отверстий используется расточной резец, оснащённый пластинами из твёрдого сплава ВК6 (ГОСТ 9473 – 80);
- режимы резания: черновое растачивание – $t=1,3$ мм; $s=1,25$ мм/об.; $V=92,7$ м/мин; $n=169$ об/мин: чистовое растачивание - $t=0,138$ мм; $s=0,2$ мм/об.; $V=210,24$ м/мин; $n=362$ об/мин: тонкое растачивание - $t=0,111$ мм; $s=0,09$ мм/об.; $V=300$ м/мин; $n=516$ об/мин.

Приспособление предназначено для базирования и закрепления на нем корпусной детали при выполнении операции фрезерование, растачивания главных отверстий, сверление и нарезания резьбы. Деталь базируется по двум отверстиям $\varnothing 13H7$ и плоскости основания.

Приспособление должно позволять выполнять операцию растачивание с точностью H7 для диаметральных размеров, с допуском на параллельность осей отверстий относительно плоскости основания 0,03/245 мм. Приспособление должно позволять выпускать 2000 деталей в год. Приспособление должно состоять из стандартных установочных и зажимных элементов. Чертеж приспособления изображен на рисунке 54.

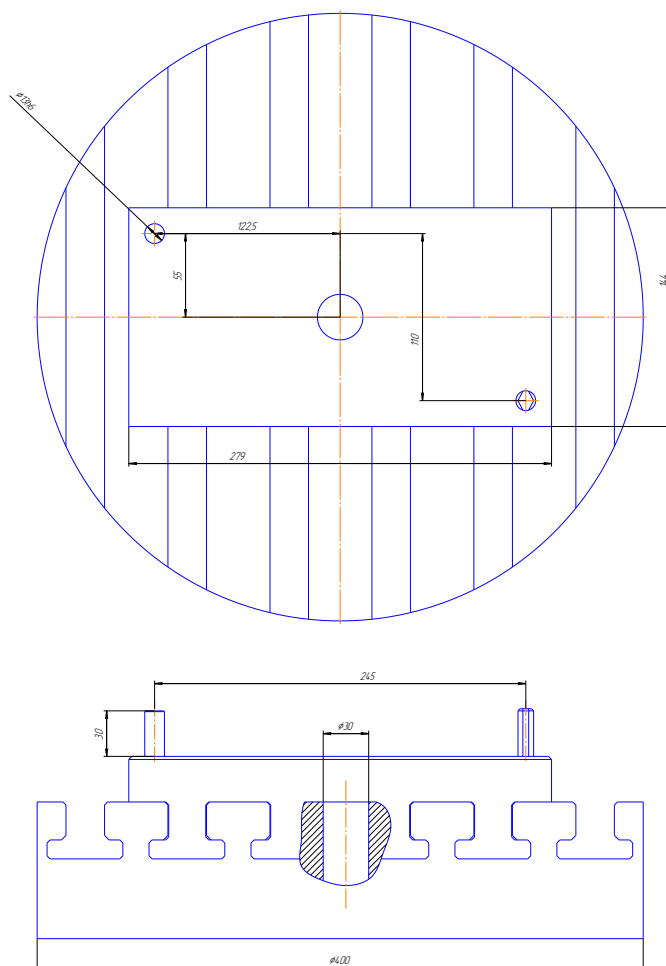


Рисунок 54 – Чертеж установочной плиты

3.2 Технологический процесс сборки редуктора

3.2.1 Режим работы и фонды времени

Календарное число дней - 365.

Количество выходных дней - 104.

Праздничных дней - 8.

Предпраздничных дней, сокращенных на 1 ч. - 6.

Рабочих суббот - 1.

Режим работы - двухсменный.

Продолжительность смены - 8,2 ч.

Принимаем односменный режим работы.

Номинальный фонд времени работы оборудования при этом равен

$$F = \Phi \times H,$$

Где Φ - количество рабочих дней в году (254дня),

H - количество рабочих часов в смену (8,2 часов).

Тогда:

$$F = 254 \times 2 \times 8,2 = 4165 \text{ час.}$$

Действительный годовой фонд времени работы оборудования равен:

$$F_{\text{д}} = F \times k,$$

Где, F - номинальный годовой фонд времени работы оборудования;
 k - коэффициент использования номинального фонда времени, учитывающий время пребывания станка в ремонте (0,97).

Тогда:

$$F_{\text{д}} = 4165 \times 0,97 = 4040 \text{ час.}$$

Действительный годовой фонд времени работы рабочих при продолжительности отпусков 18 дней:

$$F_{\text{д.р.}} = F - (\Phi_{\text{о}} \times 2 \times H).$$

Где $\Phi_{\text{о}}$ - продолжительность отпуска.

Тогда подставив в формулу значения, получим:

$$F_{\text{д.р.}} = 4165 - (18 \times 2 \times 8,2) = 3870 \text{ час.}$$

3.2.2 Расчет по программе выпуска

При годовой программе выпуска $N_{\text{год}} = 2000$ шт.

Месячная программа:

$$N_{\text{м}} = \frac{N_{\text{год}}}{12} = \frac{2000}{12} = 166,7 \text{ шт/мес}$$

Принимаем количество рабочих дней в году равным 254, определяем дневную программу:

$$N_{\text{дн}} = \frac{N_{\text{год}}}{254} = \frac{2000}{254} = 8 \text{ шт/день}$$

При двухсменной работе сменная программа:

$$N_{\text{см}} = \frac{N_{\text{год}}}{m} = \frac{8}{2} = 4 \text{ шт/см}$$

$$\text{Суточное задание: } P_{\text{с}} = \frac{N}{254} = \frac{2000}{254} = 8 \text{ шт.}$$

Размер партии запуска определяется из расчета суточного задания:

$$P_{\text{з}} = P_{\text{с}} * a = 8 * 6 = 48 \text{ шт.},$$

где $a = 6$ - периодичность запуска в днях.

Фактическое число изделий в партии в дальнейшем необходимо скорректировать по фактическому значению коэффициента загрузки оборудования (рабочих мест), определенному для условий спроектированного технологического процесса.

Определяем темп выпуска (номинальный):

$$T_B = \frac{60 * F_D}{N_{год}} = \frac{60 * 4165}{2000} = 124,95 \text{ мин/мес}$$

где F - годовой фонд рабочего времени, $N_{год}$ - годовая программа выпуска изделий.

Действительный такт выпуска:

$$T_B = \frac{60 * F_D}{N_{год}} = \frac{60 * 4040}{2000} = 121,2 \text{ мин/мес}$$

Тип производства на данном этапе проектирования определяют ориентировочно исходя из массы деталей и программы выпуска изделия.

Масса спроектированного редуктора показана на рисунке 55 и составляет 28,7941 кг.

Свойство	Значение	Един..
Обозна...	КП-15190...	-
Наимен...	Коническ...	-
Масса	28.7941	кг
Вид изде...		-
Обозна...		-
Типораз...		-

Рисунок 55 – Список свойств редуктора

Определяем тип производства, при сборке коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора используя следующую таблицу 12:

Таблица 12 – Тип производства

Максимальная рабочая масса обрабатываемой детали, кг	Единичное	Мелкосерийное	Среднесерийное	Крупносерийное	Массовое
До 200	До 1000	1000–5000	5000–10000	10000–100000	Свыше 100000
До 2000	До 20	20–500	500–1000	1000–5000	Свыше 5000
До 30000	До 5	5–100	100–3000	300–1000	Свыше 1000
Свыше 30000	До 3	3–10	10–50	–	–

Принимаем - мелкосерийное производство.

Производство коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора, осуществляется по единичному технологическому процессу на специализированных рабочих местах предметно-замкнутых участков. Механическая обработка корпусных деталей осуществляется с применением одноцелевых станков. Данное оборудование оптимально для данного типа производства. Операции механической обработки и слесарно-сборочные операции по длительности не синхронизируются, поэтому принимаем непоточную форму организации производства.

3.2.3 Выбор методов достижения точности

С целью перехода от показателей служебного назначения к параметрам размерной точности узла выявляют технические условия на его изготовление

При сборке и производстве деталей, необходимо выдержать:

- квалитет точности 7;
- шероховатость рабочих поверхностей $Ra=1,6$ мкм;
- после сборки, при повороте доводочного вала, выходной вал редуктора должен проворачиваться свободно, без стуков и заеданий;
- не параллельность осей вращения валов, относительно опорных плоскостей не должна превышать 0,01мм на 100мм;
- отклонение от цилиндричности отверстий под подшипники и центрирующих поясков не более 0,03мм;
- редуктор обкатать по 10..15 мин на всех режимах нагрузки;
- пятно контакта по высоте и длине зуба не менее 50 и 55% для конической передачи, и 50 и 40% для цилиндрической передачи;
- при сборке плоскости разъема редуктора покрыть герметиком У30М ГОСТ 13489-79.

Для достижения точности узла при сборке рассчитаем размерные цепи для цилиндрической зубчатой передачи в сборе.

Исходными данными являются: сборочный чертеж узла, технические условия и нормы точности, являющиеся допусками исходных звеньев соответствующей размерной цепи, а так же годовая программа.

Проведем расчет размерной цепи С представленной на рисунке 56.

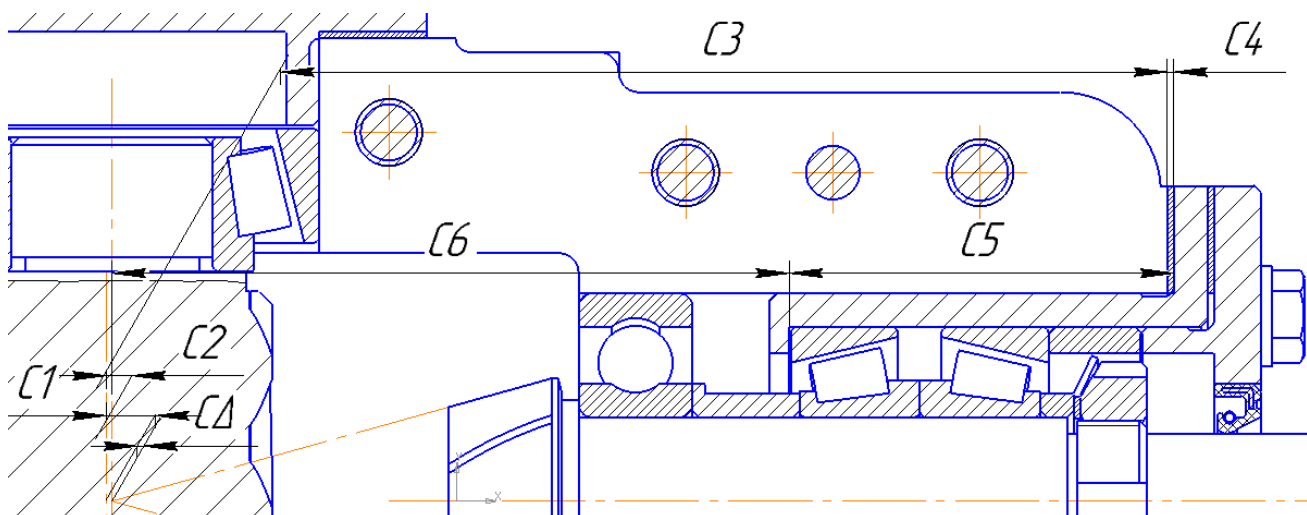


Рисунок 56 – Размерная цепь С на валу конической передачи

Цепь С определяет допустимое смещение вершины делительного конуса шестерни с оси вращения, т.е. допустимое отклонение межосевого расстояния f_a .

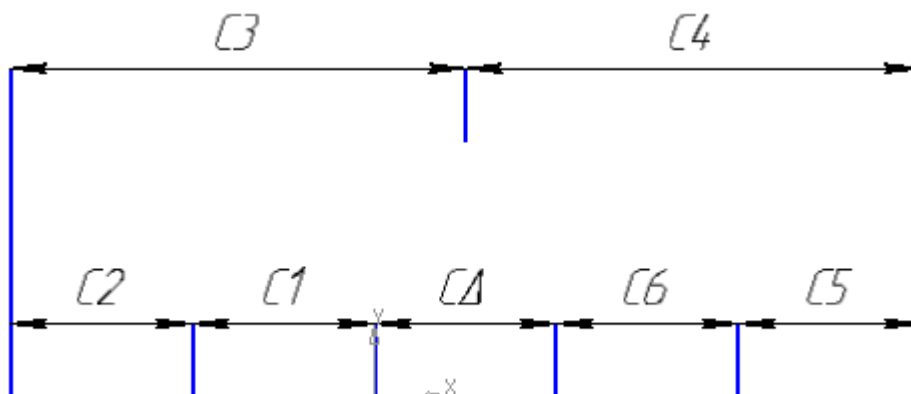


Рисунок 57 – Размерная цепь С в графическом виде

Составляющие звенья размерной цепи С являются: С1, С2 – смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения соответственно заднего и передних подшипников; С3 – расстояние от оси отверстия под опоры вала колеса до торца отверстия под стакан; С4 – толщина набора прокладок; С5 – длина стакана; С6 – расстояние от базового торца до вершины делительного конуса шестерни.

Согласно СТ СЭВ 186-75 равен $C_{\Delta}=0\pm 0,08$ мм, $\delta_{\Delta}=0,16$ мм, $\Delta_{0_{\Delta}}=0$.

Номинальные значения размеров составляющих звеньев следующие: $C1=C2=0$; $C3=158,78$ мм; $C4=0$; $C5=57,5$ мм; $C6=202,5$ мм.

Радиальное биение подшипников было определено из ГОСТ 8338-75 и ГОСТ 520-2011, и равно 0,025 мм и 0,012 мм.

Погрешность звеньев С1 и С2 равны: $\delta_1=0,025$ мм; $\delta_2=0,012$ мм и $\Delta_{0_1}=\Delta_{0_2}=0$. На остальные составляющие звенья назначим допуски и предельные отклонения по $J_s 11$ (СТ СЭВ 145-75): $C3=158\pm 0,125$ мм; $\delta_3=0,25$ мм; $\Delta_{0_3}=\Delta_{0_5}=\Delta_{0_6}=0$; $C5=57,5\pm 0,095$ мм; $\delta_5=0,19$ мм; $C6=202,5\pm 0,145$ мм; $\delta_6=0,290$ мм.

По установленным допускам на составляющие звенья определим погрешность замыкающего звена:

$$\delta'_\Delta = \sqrt{1,2^2(0,25^2 + 0,19^2 + 0,29^2) + 0,6 * 0,5^2 * 0,025^2 * 0,012^2} = 0,513 \text{ мм.}$$

Вычислим по формуле необходимую величину компенсации погрешности замыкающего звена: $\delta'_k = 0,513 - 0,16 + 0,16 = 0,513 \text{ мм.}$

Вычислим необходимую величину компенсации координаты середины поля рассеяния погрешности замыкающего звена: $\Delta_{0_k} = +(0,037 - 0) = 0,037 \text{ мм.}$

Предельные значения величины необходимой компенсации погрешности замыкающего звена равны: $\Delta_{B_k} = 0,038 + 0,256 = 0,293 \text{ мм;}$ $\Delta_{H_k} = 0,037 - 0,256 = -0,219 \text{ мм.}$ Так как $\Delta_{H_k} < 0$, то изменим предельные отклонения размера звена СЗ, являющегося увеличивающим звеном, на $-0,218 \text{ мм.}$

Вычислим новую координату середины поля допуска звена СЗ:

$$\Delta'_{0_3} = 0 - (-0,219) = 0,219.$$

Новые предельные отклонения размера СЗ:

$$\Delta'_{B_a} = 0,219 + 0,125 = 0,344 = 0,34;$$

$$\Delta'_H = 0,219 - 0,125 = 0,094 = 0,1 \text{ мм.}$$

Следовательно: $S3 = 158^{+0,34}_{+0,1} \text{ мм.}$

Регулирование производится набором прокладок одинаковой толщины. Примем толщину одной прокладки $S = \delta_\Delta = 0,1 \text{ мм,}$ тогда число прокладок:

$$Z = \frac{0,513}{0,1} = 5 \text{ шт.}$$

Размерная цепь φ определяет точность угла между осями вращения колеса и шестерни. Для рассматриваемого примера согласно СТ СЭВ 186-75 замыкающее звено равно $\varphi_\Delta = \pm 0,06/110 \text{ мм/мм,}$ следовательно, $\delta_\Delta = 0,12/110 \text{ мм/мм,}$ а $\Delta_{0_\Delta} = 0.$

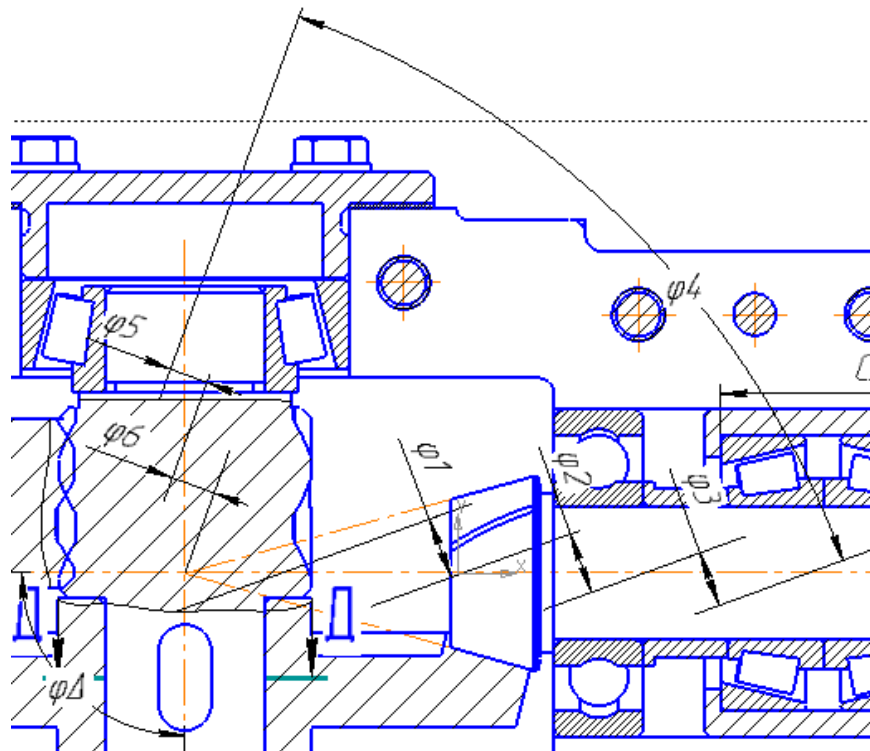


Рисунок 58 – Размерная цепь φ на валу конической передачи

Составляющими звеньями размерной цепи φ являются: φ_1 и φ_2 - смещение и поворот оси шестерни вследствие радиального биения соответственно переднего и заднего подшипника; φ_3 - отклонения от параллельности осей отверстия и наружной поверхности стакана; φ_4 - угол между осями отверстий в корпусе; φ_5 и φ_6 - смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения соответственно правого и левого подшипника. Схема приведена на рисунке 58.

Радиальные биения подшипников были приняты равными для переднего 0,025; задних 0,012; левого и правого 0,025. Поэтому угловые размеры звеньев φ_1 , φ_2 , φ_5 и φ_6 будут равны:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{0,0125}{42,5} \text{ мм/мм}; \delta_1 = \delta_2 = \frac{0,025}{42,5} \text{ мм/мм}; \Delta_{0_1} = \Delta_{0_2} = 0;$$

$$\varphi_5 = \varphi_6 = \frac{0,0125}{95,5} \text{ мм/мм}; \delta_5 = \delta_6 = \frac{0,025}{95,5} \text{ мм/мм}; \Delta_{0_5} = \Delta_{0_6} = 0;$$

$$\varphi_3 = \pm \frac{0,02}{65,5} \text{ мм/мм}; \delta_3 = \frac{0,04}{65,5} \text{ мм/мм}, \Delta_{0_3} = 0.$$

Допуск на звено φ_4 определим из уравнения:

$$\delta_4 = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,12^2 - 0,6 * 0,025^2 (2,59^2 * 2 + 1,15^2 * 2) - 0,6 * 1,2^2 * 0,04} = 0,128.$$

Таким образом: $\varphi_4 = \pm 0,128/110$ мм/мм.

3.2.4 Разработка последовательности сборки узла

Последовательность общей сборки редуктора определяется его конструктивными особенностями. При разработке последовательности сборки редуктора пользуемся следующими основными положениями:

Первоначально выявляем все составляющие редуктора - узел, подузлы, комплекты и отдельно входящие детали. Общую сборку редуктора и сборку любой сборочной единицы начинаем с установки на сборочный стенд основной базирующей детали.

Смонтированные в первую очередь сборочные единицы и детали не должны мешать установке последующих деталей и сборочных единиц.

В первую очередь монтируем сборочные единицы и детали, выполняющие наиболее ответственные функции в работе редуктора.

Наглядно последовательность сборки узла редуктора отображаем в разнесенном виде сборки редуктора в приложении 3.

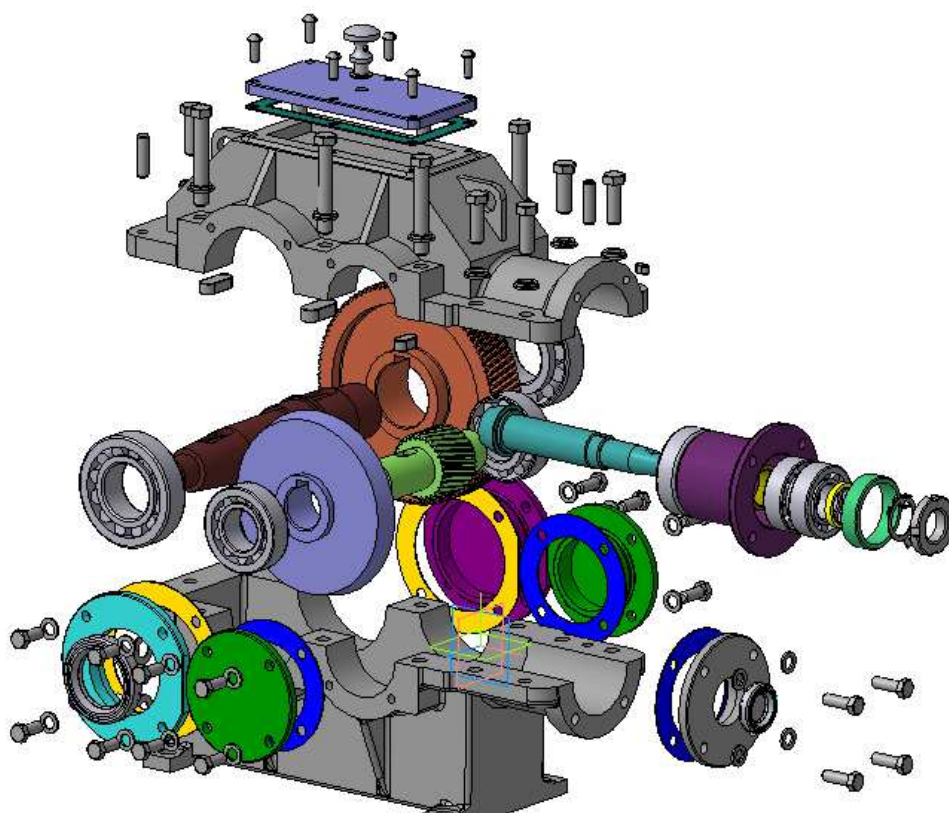


Рисунок 59 – Разнесенный вид

3.2.5 Проектирование технологических операций сборки

Используя схему сборки редуктора, проведём нормирование переходов при сборке редуктора. Для каждой работы назначаем оборудование, инструменты, приспособления. Перечень сборочных работ и нормы времени на их выполнение представлена в таблице 13.

Таблица 13– Перечень сборочных работ и нормы времени на их выполнение

№перехода	Содержание переходов и приемов	Приспособление	Время, мин
1	Комплектовать детали согласно комплектовочной карте.	Комплектовочный стенд3	10
2	Распаковать подшипники 210.08 – 1 шт., 210.09 – 2 шт. Продуть сжатым воздухом.	Продувочный пистолет	0,9
3	Уложить в масляную ванну и греть 30 минут до 60°С.	Масляная ванна.	30,6
Итого на сборочно-подготовительную операцию.			ΣТ = 41,5
4	Осмотреть быстроходный (вал-шестерня) 3. Протереть ветошью	Ветошь.	0,1
5	Установить вал шестерню в приспособление	Приспособление,	0,07
6	Напрессовать подшипник 210.08	Гидравлический пресс	2,5
7	Одеть втулку		0,07
8	Одеть стакан		0,05
9	Напрессовать подшипники 210.09	Гидравлический пресс, приспособление	5
10	Одеть втулку		0,07
11	Одеть шайбу		0,08
12	Закрутить гайку	Электрический гайковерт	0,08
13	Запрессовать шпонку 32 на вал	Молоток	1
14	Загнуть шайбу	Плоскогубцы	0,05
15	Уложить вал в тару		0,15
Итог сборки вала-шестерни			ΣТ= 9,29
16	Протереть вал промежуточный 3, ветошью	Ветошь	0,1

Продолжение таблицы 13– Перечень сборочных работ и нормы времени на их выполнение

№перехода	Содержание переходов и приемов	Приспособление	Время, мин
17	Установить вал в приспособление	Приспособление	0,07
18	Запрессовать шпонку на вал 7	Молоток	1
19	Установить коническое колесо		0,27
20	Напрессовать подшипники	Пресс гидравлический	4
21	Уложить вал в тару	Тара	0,15
Итог сборки промежуточного вала			ΣТ= 5,59
22	Протереть вал	Ветошь	0,15
23	Установить вал в приспособление	Приспособление	0,07
24	Запрессовать шпонку на вал 7	Молоток	1
25	Установит цилиндрическое колесо		0,27
26	Одеть кольцо		0,07
27	Напрессовать подшипники	Пресс гидравлический	4
28	Запрессовать шпонку на вал 7	Молоток	1
29	Уложить вал в тару	Тара	0,15
Итог сборки тихоходного вала			ΣТ= 6,71
30	Осмотреть и протереть крышку 18 быстроходного вала ветошью	Ветошь	0,15
31	Напрессовать манжету 26		0,5
32	Установить прокладку 13		0,1
33	Уложить крышку в тару	Тара	0,15
Итог сборки крышки быстроходного вала			ΣТ= 0,9
34	Осмотреть и протереть крышку 6 промежуточного вала, ветошью	Ветошь	0,15
35	Установить прокладку 10		0,1
36	Уложить крышку в тару	тара	0,15

Продолжение таблицы 13– Перечень сборочных работ и нормы времени на их выполнение

№перехода	Содержание переходов и приемов	Приспособление	Время, мин
Итог сборки крышки промежуточного вала			$\Sigma T = 0,40 * 2 = 0,8$
37	Осмотреть и протереть крышку глухую 7 быстроходного вала, ветошью	Ветошь	0,15
38	Установить прокладку 13		0,1
39	Уложить крышку в тару	тара	0,15
Итог сборки крышки глухой тихоходного вала			$\Sigma T = 0,40$
40	Осмотреть и протереть крышку 8 тихоходного вала, ветошью	Ветошь	0,15
41	Напрессовать манжету 21		0,5
42	Установить прокладку 14		0,1
43	Уложить крышку в тару	тара	0,15
Итог сборки крышки тихоходного вала			$\Sigma T = 0,9$
44	Промыть и осмотреть крышку корпуса 19		0,22
45	Протереть посадочные поверхности ветошью	Ветошь	0,13
46	Установить прокладку 11		0,1
47	Установить крышку люка		0,1
48	Ввинтить болты 1	Отвертка	$0,25 * 6 = 1,5$
49	Установить прокладку 12		0,1
50	Установка прокладки отдушины		0,05
51	Ввинтить отдушину	Ключ	0,5
52	Уложить крышку в тару		0,15
Итог сборки крышки корпуса			$\Sigma T = 2,85$
52	Комплектовать детали для общей сборки		2
53	Осмотреть корпус. Установить корпус на стенд		1,26
54	Протереть ветошью посадочные поверхности корпуса	ветошь	0,62

Продолжение таблицы 13– Перечень сборочных работ и нормы времени на их выполнение

№перехода	Содержание переходов и приемов	Приспособление	Время, мин
55	Установить в корпус вал тихоходный в сборе		0,25
56	Проверить легкость вращения подшипников с валом в корпусе		0,07
57	Установить в корпус вал промежуточный в сборе		0,25
58	Проверить легкость вращения подшипников с валом в корпусе		0,07
59	Установить в корпус вал быстроходный в сборе		0,65
60	Проверить легкость вращения подшипников с валом в корпусе		
61	Вбить 2 штифта 34	Молоток	0,22
62	Установить крышку корпуса 19 в сборе	Молоток	0,1
63	Ввернуть болты 22 (6 шт.) вместе с шайбами, в крышку корпуса и корпус	Электрический гайковерт	$0,25*6=1,5$
64	Ввернуть болты 23 (4 шт.) вместе с шайбами, в крышку корпуса и корпус	Электрический гайковерт	$0,25*4=1$
65	Установить крышку 18 быстроходного вала в сборе, по центровочному пояску на корпус		0,1
66	Прикрутить крышку 18, болтами (4 шт.) в сборе	Электрический гайковерт	$0,25*4=1$
67	Установить крышку 18 промежуточного вала в сборе, по центровочному пояску на корпус		$0,1*2=0,2$
68	Прикрутить крышку 18, болтами (4 шт.) в сборе	Электрический гайковерт	$0,25*8=2$
69	Установить крышку глухую 18 тихоходного вала в сборе, по центровочному пояску на корпус		0,1

Окончание таблицы 13– Перечень сборочных работ и нормы времени на их выполнение

№перехода	Содержание переходов и приемов	Приспособление	Время, мин
70	Прикрутить крышку 18, болтами (4 шт.) в сборе	Электрический гайковерт	0,25*4=1
71	Установить крышку 18 тихоходного вала в сборе, по центровочному пояску на корпус		0,1
72	Прикрутить крышку 18, болтами (4 шт.) в сборе	Электрический гайковерт	0,25*4=1
73	Установить пробку 15, с предварительно установленной на неё прокладкой 14		0,25*3=0,75
74	Открепить и снять редуктор в сборе		0,6
75	Уложить редуктор в тару		0,15
Итого на сборку редуктора			ΣТ =15,06
Окончательная сборка редуктора			ΣТ =84

3.2.6 Расчет числа рабочих мест и состава работающих

Для заданной программы N = 2000 шт., номинальный такт выпуска по для слесарно-сборочного производства:

$$t_B = \frac{60 \times F_D}{N} = \frac{60 \times 4040}{2000} = 121,2 \text{ мин.}$$

Определим количество рабочих-сборщиков необходимых для выполнения заданной программы:

$$P = \frac{T_p - T_c}{(t_B - t_n) \cdot p} = \frac{84 - 0}{(121,2 - 0) * 1} = 0,69 = 1,$$

где - T_p – расчётная суммарная трудоёмкость всех переходов сборки;

T_c – расчётная трудоёмкость совмещённых во времени переходов, ($T_c=0$);

t_n – расчетное время перемещение собираемого объекта с одного рабочего места на другое, ($t_n = 0$);

p – количество параллельных потоков, необходимых для выполнения заданной производственной программы, ($p=1$).

Принимаем количество сборщиков равным 1.

Определим штучное время сборочной операции по:

$$T_{шт} = T_{оп} \cdot \left(1 + \frac{\alpha + \beta + \gamma}{100}\right) = 121,2 * \left(1 + \frac{0 + 5 + 4}{100}\right),$$

$$= 131,89 \text{ мин}$$

где - $T_{оп}$ – оперативное время;

α – время технического обслуживания, ($\alpha = 0$);

β – долю времени на обслуживание рабочего места, ($\beta = 2..6$);

γ – время перерывов на отдых и личные надобности в процентах от оперативного времени, ($\gamma = 4..6$).

Расчет единиц оборудования, рабочих мест и состава работающих проведем на основании значений, полученных в предыдущем разделе. Для выполнения данной программы выпуска необходим 1 сборщик. Сборка является не поточной, поэтому принимаем число сборочных стандов = 1.

Так же необходимы:

- гидравлический пресс;
- электрический гайковерт.

3.2.7 Техничко-экономические показатели процесса сборки

Техничко-экономический анализ различных методов сборки позволяет выбрать наиболее эффективный в экономическом отношении вариант технологического процесса. Эффективность выполнения сборочных операций, качество изделий и их себестоимость во многом зависят от конструктивных особенностей собираемого изделия и степени автоматизации технологического процесса сборки.

В целях всестороннего обоснования и анализа экономической эффективности капитальных вложений, выявления конкретных резервов повышения их эффективности при принятии решений используются показатели, характеризующие отдельные стороны получаемого эффекта, кроме того, учитываются совершенствование организации производства и внедрение достижений научно-технического прогресса.

В нашем случае, модернизация производится с целью повышения экономии электроэнергии и обеспечения новых технологических требований.

Поэтому для уменьшения эксплуатационных расходов, и в целях ремонтпригодности следует модернизировать редуктор механизма ковшового пробоотборника, используя комплектующие отечественного производства, известных своей эксплуатационной надёжностью.

Модернизация редуктора предполагает получение следующих эффектов:

Технические:

- повышение эксплуатационной надёжности;
- возможность дальнейшего совершенствования редуктора.

Экономические:

- уменьшение эксплуатационных затрат.

Упрощение конструкции изделия при сокращении его функционального значения, базирования и выверки относительного положения различных

соединяемых деталей перед их сборкой в изделие являются основными путями совершенствования сборочных процессов.

Для расчет основных технико-экономических показателей технологического процесса сборки составим перечень необходимых исходных данных и зададимся их числовыми значениями:

- годовая программа выпуска, с учетом запасных изделий • 2000 шт./год;
- количество смен работы - одна;
- темп выпуска изделий - 2,4 мин./шт;
- тип оборудования - горизонтально - замкнутая автоматизированная линия сборки со спутниками;
- общее количество позиций - десять, из них: количество ручных позиций - восемь, количество автоматических позиций – две;
- расчетный срок службы оборудования - 10 лет;
- количество линий сборки - одна;
- количество рабочих сборщиков в одну смену - один человек;
- заработная плата рабочего - 40000 руб./месяц;
- доля цеховых накладных расходов - 3,5;
- банковский кредит - 0,17;

Выполним промежуточные вычисления:

$$t_{\phi} = R\tau = 1 * 84 = 84 \text{ мин/шт.}$$

$$S_{\text{мин}} = \frac{\text{средн.мес зар.плата рабочего}}{9600 \frac{\text{мин}}{\text{мес}}} = \frac{40000}{9600} = 4,16 \frac{\text{руб.}}{\text{мин.}}$$

$$k_p = \frac{E_n}{(1+E_n)^{t_{\text{см}}}-1} = \frac{0,17}{1,17^{10}-1} = 0,045$$

Определим величину $\sum_{i=1}^l C_i S_i$ следующим образом:

$$S_i = 8 \text{ и } l = 71$$

Принимаем для данного варианта оборудования стоимость ручной позиции 300000 руб. и автоматической - 1000000 руб., получаем стоимость оборудования:

$$300000 * 1 + 1000000 * 2 = 2300000 \text{ руб./шт.}$$

Себестоимость сборки равна:

$$C = (\delta + \beta) t_{\phi} S_{\text{мин}} = (1,26 + 3,5) * 84 * 4,16 = 415,83 \text{ руб./шт.}$$

Годовые затраты:

$$Z_{\text{г}} = 415,83 * 100000 + (0,17 + 0,045) * 2300000 = 42077500 \text{ руб./год}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 14.

Таблица 14 - Технико-экономические параметры процесса сборки

№	Наименование параметра	Значение
1	Годовая программа выпуска	2000 шт.
2	Такт выпуска	84 мин./шт.
3	Количество смен работы	2 смены
4	Общее количество позиций	75 шт.
5	Количество ручных позиций	52 шт.
6	Количество автоматических позиций	23 шт.
7	Количество рабочих в смену	1 человек
8	Трудоемкость сборки	84 мин./шт.
9	Заработная плата рабочего	40000 руб./месяц
10	Себестоимость сборки	415,83 руб./шт.
11	Стоимость оборудования	2300000 руб./шт.
12	Годовые затраты	42077500 руб./год

3.3 Общий вывод по разделу

В ходе работы был разработан технологический процесс изготовления корпуса коническо-цилиндрического редуктора. Было сконструировано приспособление для базирования корпуса на начальных операциях подготовки базы для последующих операций.

Проведено экономическое сравнение получения заготовок двумя видами литья: в кокиль и в песчано-глинистые формы, из которого выяснилось что стоимость одной заготовки отлитой в кокиль составляет 6610 руб., а заготовка, отлитая в песчано-глинистую форму 3322 руб. Мною, с учетом серийности выпуска заготовок, было принято решение выбрать в качестве получения заготовок корпуса редуктора метод литья в песчано-глинистую форму.

Разработаны последовательность обработки корпуса и схемы наладок станка.

В данном разделе был проведен анализ узла, выявлено служебное назначение, технические условия и требования узла.

Проведен выбор методов достижения точности, благодаря которым выполняются технические условия узла. Также проведен анализ технологичности узла, где были выявлены достоинства и недостатки.

В данном разделе рассчитаны:

- экономичный вариант метода получения исходной заготовки корпуса;
- нормы времени на: сборку узла, основные операции, технологические процессы в целом.

Была разработана оптимальная последовательность (маршрутизация) технологических операций сборки редуктора. Установлены методы, схемы и средства контроля. В конце работы проведен анализ технико-экономических показателей процесса сборки.

Данный раздел дает представление об последовательности и механизме проведения технологических процессов. Расчет числа единиц оборудования, рабочих мест и состава работающих, произведена планировка рабочего места.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе был проведен патентно-литературный обзор, в ходе которого были проанализированы наиболее интересные с конструктивной точки зрения решения, для дальнейшего применения при проектировании конической ступени редуктора. Проведен сравнительный анализ как российских так и зарубежных серийно выпускаемых аналогов коническо-цилиндрического редуктора и сопоставлены их коэффициенты технического уровня. И выяснилось что коэффициент технического уровня редукторов от отечественного производителя на 0,05-0,06 единиц больше в отличии от редукторов зарубежных производителей.

Произведены расчеты зубчатых передач редуктора в программах SHAFT и KissSoft, и сделан вывод, что программный комплекс KissSoft позволяет производить расчет с рассмотрением больших факторов влияющие на основные характеристики передачи.

Так же был проведен анализ динамичности, сделаны частотные расчеты и статические расчеты на жесткость конического вала-шестерни, проведены меры по увеличению жесткости вала за счет применения схемы с тремя подшипниками и уменьшению прогиба вала на хвостовой части с 0,035 до 0,007 мм.

По итогу проведенных работ по разработке операционных и технологических процессов механической обработки корпуса редуктора и сборки редуктора, были разработаны схемы наладок станка, последовательность изготовления корпуса и последовательность сборки редуктора расположенные в приложении.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Анурьев В. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 х Т. 1.- 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980.
2. Дунаев, П.Ф.. Конструирование узлов и деталей машин: Учебн. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Академия, 2004. - 496 с.
3. Чернавский, С.А.. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие / С.А.Чернавский, К.Н.Боков, И.М.Чернин и др.; – М.: Альянс, 2005. - 416 с.
4. Методические указания по расчету зубчатых передач редукторов и коробок скоростей по курсу Детали машин (часть 1)/ В.Т.Карасева, 1980.
5. Методические указания по расчету зубчатых передач редукторов и коробок скоростей по курсу Детали машин (часть 2)/ Д.Н.Решетов, 1980.
6. Решетов, Д.Н.. Детали машин: Учеб.для студ. машиностроительных и механических специальностей вузов / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение., 1989. – 496 с.
7. Электронный справочник «КОМПАС-3D»
8. ГОСТ 2.105-95 Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. – Взамен ГОСТ 2.105-79, ГОСТ 2.906-71; введ.01.07.1996. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 31 с.
9. СТО 4.2–04–2014 Система менеджмента качества. Организация учета и хранения документов. – Введ. 09.01.2014. – Красноярск : ИПК СФУ, 2014.
10. ГОСТ 19326-73 Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Введ. 01.01.1975 – Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР.
11. ГОСТ 1412-85 Чугун с пластинчатым графитом для отливок. – Взамен ГОСТ 1412-79; введ. 01.01.1987 - Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам.
12. ГОСТ Р 51689-2000 Машины электрические вращающиеся. Введ. 01.01.2002 - Техническим комитетом по стандартизации ТК 333.
13. В.Ю. Карачаровский, С.А. Рязанов Применение методов компьютерной 3D графики и твердотельного моделирования при разработке технологических процессов зубонарезания.
14. K. Kawasaki, I. Tsuji, Y. Abe and H. Gunbara Manufacturing Method of Large-Sized Spiral Bevel Gears in Cyclo-Palloid System Using Multi-Axis Control and Land Multi-Tasking Machine Tool.
15. Родионов В. Ф. Проектирование зубчатых конических и гипоидных передач: Инструкционные материалы фирмы Глисон (США) / В. Ф. Родионов – Москва: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы 1963 – 244с.

16. Производство зубчатых колес: Справочник / С. Н. Калашников, А. С. Калашников, Г. И. Коган; Под общ.ред. Б. А. Тайца. – 3е изд. 1990-464 с.
17. 3D Gear Modeling for any CAD: <http://spiralbevel.com>
18. Черноушко А.Л., Кулешов В.И. – Изготовление конической передачи с криволинейным профилем зуба.
19. Черноушко А.Л., Кулешов В.И. – Проектирование гипоидных зубчатых передач.
20. Г.Н.Лимаренко.. Динамика машин: конспект лекций. Красноярск: ИПК СФУ, 2012.- 95с.
21. Солонин И.С. Расчёт сборочный и технологических размерный цепей. 1980.
22. В.И.Аверченков, Технология машиностроения: Сборник задач и упражнений: Учеб. пособие/ В.И.Аверченков и др.; Под общ. ред. В.И.Аверченкова и Е.А. Польского. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: ИНФРА-М, 2006. – 288с. – (Высшее образовательные)
23. А.А.Гусев, Технология машиностроения (Специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ А.А.Гусев, Е.Р.Ковальчук, И.М. Колесов и др. – М.: Машиностроение, 1986 – 480с.: ил.
24. Каталог товаров. Инструменты от SANDVIK COROMANT 2015г. 1253с.
25. Соколовский Александр Павлович. Жесткость в технологии машиностроения [Текст]/Проф. А. П. Соколовский, д-р техн. наук. – Москва; Ленинград: изд. И 1-я тип. Машгиза в Лгр., 1946. – 207 с.
26. Патент №2242649. РФ. Редуктор беззазорный. [Текст] / Богатырев П. И.
27. Патент №2291336. РФ. Конический редуктор. [Текст] / Дворников Л.Т., Коган Б.И., Черданцева А.Н.
28. Патент №665158. СССР. Конический редуктор. [Текст] / Гронский А.И., Мачуга С.А., Смелюх Я.К., Барыш Е.А. – 2512424/25-28 30.05.79. Бюл. №20.
29. Патент №1196567. СССР. Конический редуктор. [Текст] / Заблонский К.И., Щекин Б.М., Иванов В.В., Окунь А.В. – 3767794/25-28 07.12.85. Бюл. №45.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Патентный лист

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Протокол по расчету цилиндрической передачи в KissSoft

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Протокол по расчету конической передачи в KissSoft

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Протокол по расчету вала в программе KissSoft

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
Коническо-цилиндрический редуктор

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Привод

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Последовательность обработки корпуса редуктора

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Последовательность сборки редуктора

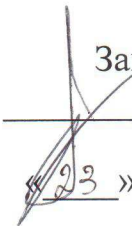
ПРИЛОЖЕНИЕ И

Технологическая карта механической обработки корпуса редуктора

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Чертежи дополнительных деталей

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Кафедра «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
М.П. Головин

«23» июня 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств

**Разработка конструкции и технологического процесса сборки и
механической обработки корпуса коническо-цилиндрического редуктора**

Руководитель Кулешов В.И. доцент, канд. техн. наук Кулешов В.И.

Выпускник Черноушко А.Л. Черноушко А.Л.

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
М.П. Головин

подпись

« 23 » июня 2017 г.

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы**

Красноярск 2017

Студенту Черноушко Андрею Леонидовичу
Группа МТ13-06Б Направление 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Тема выпускной квалификационной работы «Разработка конструкции и технологического процесса сборки и механической обработки корпуса коническо-цилиндрического редуктора»

Утверждена приказом по университету № 211/Сот 16.01.2017 г.

Руководитель ВКР В.И.Кулешов, должность, доцент, кандидат технических наук, СФУ ПИкафедра «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Исходные данные для ВКР:

Перечень рассматриваемых вопросов (разделов ВКР):

Введение.

Раздел 1 ОБЗОР КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ.

Раздел 2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА.

Раздел 3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСА И СБОРКИ РЕДУКТОРА

Перечень графического и иллюстративного материала: Патентный лист (1 лист формата А2), Спецификация на привод (3 листа формата А4), Чертёж привода (1 лист формата А1), Спецификация на редуктор (2 листа формата А4), Чертеж редуктора (1 лист формата А2), Комплект технологических карт на изготовления корпуса (10 листов формата А4), Протокол по расчету конической передачи в KissSoft (10 листов формата А4), Протокол по расчету цилиндрической передачи в KissSoft (10 листов формата А4), Протокол по расчету вала в KissSoft (9 листов формата А4).

Руководитель ВКР

Кулешов В.И.Кулешов

Задание принял к исполнению

Черноушко А. Л. Черноушко

«2» сентября 2016 г.