

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии имени А.Буркитбаева

Кафедра «Станкостроение, материаловедение и технологии
машиностроительного производства»

Нурбеков Айбат Жаксылыкулы

Компьютерное моделирование цилиндрического редуктора

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071200 – Машиностроение

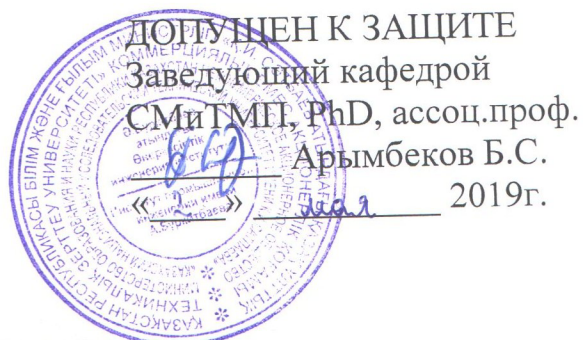
Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии имени А.Буркитбаева

Кафедра «Станкостроение, материаловедение и технологии
машиностроительного производства»



ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Компьютерное моделирование цилиндрического редуктора»

по специальности: 5В071200 - Машиностроение

Выполнил

Нурбеков А.Ж.

Рецензент

Доктор PhD

(должность, уч. степень, звание)


(подпись)

Удербаетва А.Е.
Ф.И.О

« 30 » апрель 2019г.

Научный руководитель

(должность, уч. степень, звание)


(подпись)

Исаметова М.Е.
Ф.И.О

« 30 » апрель 2019г.

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии имени А.Буркитбаева

Кафедра «Станкостроение, материаловедение и технологии
машиностроительного производства»



УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

СМиТМП, PhD, ассоц.проф.

Арымбеков Б.С.

« 6 » ноября 2018 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Нурбеков Айбат Жаксылыкулы

Тема: Компьютерное моделирование цилиндрического редуктора

Утверждена приказом Ректора Университета № 1252-б от «6» ноября 2018 г.

Срок сдачи законченной работы

«3» мая 2019 г.

Исходные данные к дипломной работе: Компьютерное моделирование
цилиндрического редуктора

Краткое содержание дипломной работы:

- а) Описание и принцип работы цилиндрического редуктора
- б) Компьютерное моделирование цилиндрического редуктора
- в) Применение CAD\CAE системы в моделировании

Перечень графического материала:

представлены __ слайдов презентации работы

Рекомендуемая основная литература: из 2 наименований

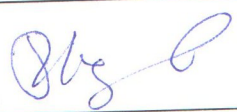
- а) Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. - 6-е изд., исп. - М.: Высш. шк., 2000. - 447 с., ил.
- б) Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х томах. Т.1. - 6е изд., перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1982. - 736с.:ил.

ГРАФИК
подготовки дипломной работы

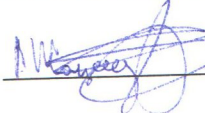
Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
Поиск информации Список литературы	5.02.19 - 28.02.19	выполнил
Общие сведения о цилиндрических редукторах	1.03.19 - 15.04.19	выполнил
Расчет цилиндрического редуктора	17.04.19	выполнил
Компьютерное моделирование цилиндрического редуктора	20.04.19	выполнил

Подпись

нормоконтролера на законченную дипломную работу
с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Нормоконтролер	Лектор Карпеков Р.К.	30.04.2019	

Научный руководитель  Исаметова М.Е.

Задание принял к исполнению обучающийся  Нурбеков А.Ж.

Дата

"6" мая 2018 г.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе было произведено компьютерное моделирование и расчет цилиндрического редуктора. В первой главе были разобраны разновидности цилиндрических редукторов, описание и принцип их работы, основные характеристики, достоинства и недостатки, а так же сфера их применения. Цилиндрический редуктор представляет собой одну несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, заключенных в общий корпус. Основные характеристики редукторов: КПД, частота вращения входного и выходного валов, передаточное отношение, передаваемая мощность, количество ступеней и тип передач.

Данный цилиндрический редуктор был смоделирован в программе «Компас-3D». Система «Компас-3D» предназначена для создания трёхмерных ассоциативных моделей отдельных деталей (в том числе, деталей, формируемых из листового материала путём его гибки) и сборочных единиц, содержащих как оригинальные, так и стандартизованные конструктивные элементы.

Так же в данной работе было выяснено, что от правильности выбора редуктора во многом зависит не только его надёжность, но и долговечность. Ошибки при расчете и выборе редуктора неизбежно могут привести к преждевременному выходу его из строя и, как следствие, в лучшем случае к финансовым потерям.

ANNOTATION

In this thesis work was carried out computer simulation and calculation of a cylindrical gearbox. In the first chapter, the types of spur gearboxes, the description and principle of their operation, the main characteristics, advantages and disadvantages, as well as the scope of their application were analyzed. A cylindrical gearbox is one of several series-connected cylindrical gears enclosed in a common housing. The main characteristics of gearboxes are: efficiency, rotational speed of the input and output shafts, gear ratio, transmitted power, number of stages and type of gears.

This cylindrical gearbox was modeled in the program "Compass-3D". The Compass-3D system is designed to create three-dimensional associative models of individual parts (including parts formed from sheet material by bending it) and assembly units containing both original and standardized structural elements.

Also in this work it was found that not only its reliability but also its durability largely depends on the correctness of the choice of gearbox. Errors in the calculation and selection of the gearbox can inevitably lead to its premature failure and, as a result, at best, to financial losses.

АНДАТПА

Дипломдық жұмыста цилиндрлік беріліс қорабын компьютерлік моделдеу және есептеу жүргізілді. Бірінші тарауда спрей беріліс қорапшаларының түрлері, олардың сипаттамасы және жұмыс принципі, негізгі сипаттамалары, артықшылықтары мен кемшіліктері, сондай-ақ оларды қолдану саласы талданды. Цилиндрлік беріліс қорабы - қарапайым тұрғын үйге бекітілген бірнеше сериялы цилиндрлік тісті доңғалақтардың бірі. Беріліс қорабының негізгі сипаттамалары: кіріс және шығыс біліктерінің тиімділігі, айналу жылдамдығы, беріліс коэффициенті, берілетін қуат, сатылар мен сатылардың саны.

Бұл цилиндрлік беріліс қорабы «Компас-3D» бағдарламасында модельденді. Компас-3D жүйесі жекелеген бөліктердің үш өлшемді ассоциативті үлгілерін (оның ішінде парақты материалдан бүгілу арқылы жасалған) және түпнұсқа және стандартталған құрылымдық элементтері бар құрастыру қондырғыларын жасауға арналған.

Сондай-ақ, бұл жұмыста оның сенімділігі ғана емес, сонымен бірге оның беріктілігі де көп жағдайда беріліс қорабын таңдаудың дұрыстығына байланысты. Беріліс қорабын есептеу және таңдаудағы қателер сөзсіз оның мерзімінен бұрын аяқталмағанын және соның салдарынан қаржы шығындарына әкелуі мүмкін.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	9
1 Разновидности цилиндрических редукторов	10
1.1 Описание и принцип работы	10
1.2 Основные характеристики редукторов	10
1.3 Классификация цилиндрических редукторов	11
1.4 Достоинства и недостатки	13
1.5 Сфера применения	14
2 Выбор редуктора	15
2.1 Определение передаточного числа	15
2.2 Определение количества ступеней редуктора	16
2.3 Выбор габарита редуктора	16
2.4 Продолжительность включения редуктора	16
3 Кинематический расчет	18
3.1 Подбор электродвигателя	18
3.2 Определение частот вращения и вращающих моментов на валах	20
4 Расчет цилиндрической передачи	21
4.1 Выбор твердости, термической обработки и материала колес	21
4.2 Определение допускаемых контактных напряжений	22
4.3 Определение напряжений изгиба	25
5 Суммарное число зубьев и угол наклона	28
5.1 Число зубьев шестерни и колеса	28
5.2 Фактическое передаточное число	29
5.3 Диаметры колес	29
5.4 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям	30
5.5 Силы в зацеплении	30
6 Проектные расчеты валов	31
6.1 Расстояния между деталями передач	32
7 Применение CAD\CAE системы в моделировании	34
7.1 КОМПАС – 3D	34
Заключение	37
Список использованной литературы	38

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроению принадлежит ведущая роль среди других отраслей экономики, так как основные производственные процессы выполняют машины. Поэтому и технический уровень многих отраслей в значительной мере определяет уровень развития машиностроения. Повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки и внедрения новых машин, повышение их надежности и долговечности - основные задачи конструкторов-машиностроителей. Одним из направлений решения задач является совершенствование конструкторской подготовки студентов высших технических учебных заведений.

При создании приводов различных механизмов в условиях современной промышленности, часто возникает необходимость изменения скорости вращения элементов трансмиссионных узлов и передаваемых ими крутящих моментов. Для этих целей служат специальные устройства – редукторы, вариаторы, мультипликаторы и т.д.

Назначение редуктора - изменение кинематических и силовых характеристик от двигателя к исполнительному звену агрегата. Редуктор состоит из литого чугунного корпуса, в котором помещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. Редуктора проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения.

Основная функция редукторов – увеличение крутящего момента на выходном валу, по сравнению с крутящим моментом на входном валу, и в тоже время уменьшение частоты вращения выходного вала по сравнению с входным.

Это обуславливает их высокую применяемость при проектировании машин непрерывного транспорта, поскольку от данной группы механизмов требуется не только обеспечение заданной скорости движения грузонесущего органа, но и создание значительного тягового усилия, что без редукторов представляется практически невозможным.

1 Разновидности цилиндрических редукторов

1.1 Описание и принцип работы

Цилиндрический редуктор представляет собой одну несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, заключенных в общий корпус. Редуктор имеет входной и выходной валы, которые посредством муфт и иных соединительных элементов соединяются с двигателем и рабочей машиной соответственно. В свою очередь цилиндрическая зубчатая передача представляет собой пару зубчатых колес, находящихся в зацеплении друг с другом.

Когда к входному валу прикладывается вращающий момент, он, как и закрепленное на нем зубчатое колесо, приводится в движение. Посредством цилиндрической передачи усиление передается от колеса входного вала к колесу, находящемуся с ним в зацеплении. Колеса изготавливаются разных диаметров и с разным количеством зубьев, причем колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, а с большим – колесом. Вращающий момент последовательно передается с входного вала на промежуточный, а с промежуточного на выходной (в случае двухступенчатого редуктора).

1.2 Основные характеристики редукторов

Основные характеристики редукторов: КПД, частота вращения входного и выходного валов, передаточное отношение, передаваемая мощность, количество ступеней и тип передач.

Передаточное отношение – это отношение скоростей вращений входного к скорости вращения выходного вала [1]:

$$i = w_{вх} / w_{вых}$$

КПД редуктора определяется отношением мощности на входном валу к мощности на выходном валу [3]:

$$\eta = P_{вх} / P_{вых}$$

1.3 Классификация цилиндрических редукторов

Цилиндрические редукторы могут классифицироваться по различным признакам, таким как количество ступеней, виды колес, виды резьбы и т.д. Рассмотрим основные варианты классификации.

В зависимости от типов зубьев колес:

1. Прямозубые;
2. Косозубые;
3. Криволинейные;
4. Шевронные.

Прямозубые колеса наиболее просты в изготовлении, однако именно они являются наиболее шумными по сравнению с косозубыми и шевронными. Кроме того, из-за постоянных ударов при контакте пар зубьев создается вибрация, являющаяся причиной повышенного износа.

Косозубые колеса более сложны по сравнению с прямозубыми, однако эксплуатационные характеристики у них выше, что выражается в меньшей шумности, меньшем износе и повышенной плавности работы. За это приходится расплачиваться возникновением осевой силы, негативные воздействия необходимо компенсировать. Последующим улучшением косозубого колеса можно считать колесо с криволинейными зубьями. У таких колес эксплуатационные характеристики еще выше, но вместе с тем возрастает сложность изготовления такого типа колес, для чего требуется специальное оборудование.

Недостаток косозубых колес в виде возникающей осевой силы может быть решен путем установки на валу второго такого же колеса, но имеющего противоположный наклон зубьев. Тем самым достигается взаимная компенсация осевых сил двумя половинками колеса, которое получило название шевронное. С их помощью можно достигнуть крайне высокой плавности хода. У шевронных колес угол зубьев, как правило больше, чем у косозубых.

По взаимному расположению валов:

1. С параллельными осями валов;
2. С перекрещивающимися осями валов.

Большинство цилиндрических редукторов имеют параллельное расположение валов. В случае если оси входного и выходного вала редуктора совпадают, то такой редуктор называют соосным. Соосный редуктор должен состоять минимум из двух передач, чтобы было возможным размещение входного и выходного вала на одной оси. Если необходима компоновка

цилиндрического редуктора с перекрещивающимися осями валов, то используются специальные винтовые колеса.

По количеству ступеней:

1. Одноступенчатые;
2. Двухступенчатые;
3. Трехступенчатые;
4. Многоступенчатые.

Выбор необходимого количества ступеней обуславливается передаточным числом, которое должен обеспечивать цилиндрический редуктор. Различной компоновкой ступеней в редукторе можно добиться различного положения относительно друг друга входного и выходного валов.

Варианты исполнения цилиндрических передач:

- 1 развернутая;
- 2 раздвоенная;
- 3 соосная.

Развернутая схема самая распространенная за счет рациональной унификации деталей редуктора. Например, одни и те же шестерни и зубчатые колеса можно использовать в разных редукторах, что приводит к удешевлению продукции в серийном производстве.

Также с целью унификации принимают левое направление зубьев для шестерни и правое для колеса. Однако в единичном производстве удобней принимать левое расположение для шестерни и правое для колеса второй ступени из-за того, чтобы уравновесить осевые силы на промежуточном валу и снизить осевые нагрузки на опоры.

Развернутую схему используют при межосевом расстоянии до 800 мм. Редукторы, изготовленные по развернутой схеме, имеют удлиненную форму, что приводит к перерасходу металла до 20% по сравнению с редуктором с раздвоенной схемой.

Раздвоенная схема может применяться для тихоходной и для быстроходной ступеней. Более рациональной является вариант с быстроходной ступенью, так как при нем возможно изготовить промежуточный вал как «вал-шестерню» и плавающий быстроходный вал.

Раздвоенная схема «разносится» за счет использования косозубых передач, фактически получая шевронную передачу.

Соосная схема предусматривает расположение входного и выходного вала на одной оси. Такие редукторы имеют массу и габариты близкие к редукторам с развернутой схемой. В данной схеме быстроходная ступень является недонагруженной, а тихоходная наоборот – перегруженной.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы в среднем имеют диапазон передаточных отношений от 6,3, до 70.

Ресурс цилиндрических редукторов – 25 тысяч часов.

1.4 Достоинства и недостатки

Они обладают рядом достоинств, обуславливающих столь широкое их применение:

1. Высокий КПД.

цилиндрические редукторы позволяют передавать усилие с высокой эффективностью, что обеспечивает их КПД в районе 98-99%. Во многом это обуславливается незначительными силами трения, возникающими в процессе работы. Это преимущество делает цилиндрические редукторы весьма экономичными, что способствовало их широкому распространению.

2. Низкое тепловыделение

Высокий КПД приводит к тому, что лишь малая часть передаваемой энергии теряется безвозвратно. Следствием этого является то, что лишь малая часть энергии идет на нагрев деталей передачи, что и обуславливает низкое тепловыделение. Это преимущество позволяет обходиться без установки на редукторы каких-либо дополнительных систем охлаждения, а также увеличивает эксплуатационную надежность редуктора.

3. Способность передавать высокие мощности

Из-за особенностей конструкции цилиндрические редуктора не склонны к заеданиям, высокому КПД и незначительному тепловыделению цилиндрические редукторы хорошо подходят для передачи больших мощностей. Если в отдельных случаях потерями можно пренебречь, когда использование другого типа редукторов более выгодно единственно применимо, то в крупных агрегатах вопрос энергоэффективности выходит на первое место.

4. Надежность работы даже в условиях продолжительных период с частыми пусками-остановами

Данное преимущество во многом обусловлено небольшим трением скольжения в цилиндрической передаче, за счет чего обеспечивается малый износ рабочих деталей. В отличие от червячных редукторов цилиндрические также достаточно надежны в условиях режима работы с частыми пусками и остановами пульсирующей нагрузкой, так как подобный режим не приводит к чрезмерному увеличению скорости износа.

5. Малый люфт выходного вала

В сравнении с червячными редукторами цилиндрические обладают значительно меньшим люфтом выходного вала, за счет чего достигается их высокая относительно других типов редукторов кинематическая точность, что позволяет использовать цилиндрические редуктора в системах, предъявляющих повышенные требования к точности, таких как приводы устройств позиционирования.

Из недостатков цилиндрических редукторов обычно выделяют следующие пункты:

1. Ограничение по передаточному числу

Передаточное отношение одной ступени зубчатой цилиндрической передачи не рекомендуется делать больше 6,3. Соответственно, если от редуктора требуется большее передаточное число, то приходится вводить дополнительные ступени. Это влечет за собой непомерное увеличение габаритов цилиндрического редуктора и возрастание его металлоемкости. В большинстве случаев применение громоздких цилиндрических редукторов с большим передаточным числом является нерациональным.

2. Повышенная шумность

При работе цилиндрического редуктора линия контакта не постоянна, а возникает вновь при вхождении в контакт очередной пары зубьев. Это приводит к тому, что показатели шумности у цилиндрических редукторов оказываются выше, чем у аналогичных червячных редукторов.

1.5 Сфера применения

Цилиндрические редукторы являются одним из наиболее распространенных типов редукторов. Сложно назвать область, где бы они ни применялись в большей и меньшей степени. Начиная от строительства и машиностроения, заканчивая робототехникой и военно-промышленным комплексом. Во многом такая распространенность объясняется тем, что цилиндрические редукторы чаще всего используются в электроприводах машин входят в состав моторов-редукторов. Как упоминалось выше, одной из основных причин такого распространения является высокий КПД цилиндрических редукторов, что делает его использование наиболее экономически выгодным.

2 Выбор редуктора

От правильности выбора редуктора во многом зависит не только его надежность, но и долговечность. Ошибки при расчете и выборе редуктора неизбежно могут привести к преждевременному выходу его из строя и, как следствие, в лучшем случае к финансовым потерям.

Поэтому работу по расчету и выбору редуктора необходимо доверять опытным специалистам-конструкторам, которые учтут все факторы от расположения редуктора в пространстве и условий работы до температуры нагрева его в процессе эксплуатации. Подтвердив это соответствующими расчетами, специалист обеспечит подбор оптимального редуктора под ваш конкретный привод.

Практика показывает, что правильно подобранный редуктор обеспечивает срок службы не менее 7 лет для червячных и 10-15 лет для цилиндрических редукторов.

2.1 Определение передаточного числа редуктора

Передаточное отношение редуктора [8]:

$$U = N_{\text{вх}} / N_{\text{вых}}$$

где $N_{\text{вх}}$ - количество оборотов входного вала редуктора, т.е. обороты электродвигателя, об/мин;

$N_{\text{вых}}$ - необходимое количество оборотов выходного вала редуктора, об/мин.

Полученное передаточное число округляется до передаточного числа из типового ряда для данных типов редукторов.

При выборе электродвигателя частота вращения вала двигателя, а следовательно и входного вала редуктора не должна превышать

1500 об/мин для всех редукторов. Обороты электродвигателя следует выбирать из технических характеристик электродвигателей.

2.2 Определение количества ступеней редуктора

Количество ступеней по типу редуктора определяется по таблице 1, исходя из рассчитанного передаточного числа.

Таблица 1 – Тип редуктора [5]

Тип редуктора	Диапазон передаточных чисел
Цилиндрический одноступенчатый	2...6,3
Цилиндрический двухступенчатый	8...50
Цилиндрический трехступенчатый	31,5...200
Червячный одноступенчатый	8...80
Червячный двухступенчатый	100...4000
Коническо - цилиндрический одноступенчатый	6,3...28
Коническо - цилиндрический двухступенчатый	28...180

2.3 Выбор габарита редуктора

Исходными данными для выбора редуктора будут мощность, обороты электродвигателя и передаточное число редуктора необходимого для Вашего привода.

Расчет редуктора сводится к проверочному расчету по допустимому крутящему моменту на выходном валу редуктора [4]:

$$T=(9550 \cdot P \cdot U \cdot N) / (K \cdot n_{вх})$$

где T – период, с.;

P – мощность, Вт;

U – напряжение, В;

N – сила, Н.

2.4 Продолжительность включения редуктора

$$ПВ = (T / 60) \cdot 100\%$$

где T - среднее время работы в течение часа, мин.

Рассчитанный момент должен быть меньше равен номинальному крутящему моменту, приведенному в технических характеристиках на редуктор.

Необходимо так же сравнить консольные нагрузки, возникающие на валах редуктора, при установке редуктора на Ваше оборудование, с паспортными данными, чтобы они были меньше равны паспортным.

3 Кинематический расчет

3.1 Подбор электродвигателя

Потребляемую мощность (кВт) привода (мощность на выходе) определяют по формуле [9]:

$$P_B = T_B \cdot n_B \cdot 2\pi$$

где P_B - потребляемая мощность, кВт;

$$P_B = 300 \cdot 195 \cdot 2 \cdot 3.1415 / (60 \cdot 1000) = 6.1 \text{ кВт.}$$

Тогда требуемая мощность электродвигателя [4]:

$$P_{\text{э.тр}} = P_B / \eta_{\text{общ}},$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$

Здесь $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ - КПД отдельных звеньев кинематической цепи, ориентировочные значения которых с учетом потерь в подшипниках можно принимать по таблице 2.

Общий КПД привода [6]:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_3 \cdot \eta_M \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{оп}}$$

где η_3 - КПД зубчатой передачи;
 η_M - КПД соединительной муфты;
 η_M - КПД соединительной муфты;
 $\eta_{\text{оп}}$ - КПД опор редуктора.

$$\eta_3 = 0,97; \eta_M = 0,98; \eta_M = 0,98; \eta_{\text{оп}} = 0,99^2$$

Тогда:

$$\eta_{\text{общ}} = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,91$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э.тр}} = 6,1 / 0,91 = 6,7 \text{ кВт}$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя вычислим, подставляя в формулу для $n_{\text{э.тр}}$ средние значения передаточных чисел из

рекомендуемого диапазона для присутствующих передач, которая представлена в таблице 2.

Таблица 2 – Виды передач [2]

Вид передачи	Твердость зубьев	Передаточное число	
		U _{рек}	U _{пред}
Зубчатая цилиндрическая: тихоходная ступень во всех редукторах (U _т)	≤ 350 НВ	2,5...5,6	6,3
	40...56 HRC _э	2,5...5,6	6,3
	56...63 HRC _э	2...4	5,6
Быстроходная ступень в редукторах по развернутой схеме (U _б)	≤ 350 НВ	3,15...5,6	8
	40...56 HRC _э	3,15...5	7,1
	56...63 HRC _э	2,5...4	6,3
Быстроходная ступень в соосноредукторе (U _б)	≤ 350 НВ	4...6,3	8
	40...56 HRC _э	4...6,3	7,1
	56...63 HRC _э	3,15...5	6,3
Коробка передач	Любая	1...2,5	3,15
Коническая зубчатая	≤ 350 НВ	1...4	6,3
	≥ 40 HRC _э	1...4	5
Червячная	-	16...50	80
Цепная	-	1,5...3	4
Ременная	-	2...3	5

$$n_{э.тр} = n_в \cdot U_{цил}$$

где U_{цил} - передаточное число передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора [2]:

$$n_{э.тр} = 195 \cdot 4 = 780 \text{ мин}^{-1}$$

По таблице 2 выбираем электродвигатель АИР160S8: P = 7,5 кВт; n = 727 мин⁻¹.

Отношение максимального вращающего момента к номинальному T_{max}/T = 2,4.

3.2 Определение частот вращения и вращающих моментов на валах

После определения передаточных чисел ступеней редуктора (коробки передач) вычисляют частоты вращения и вращающие моменты на валах передачи.

Если в заданной схеме отсутствует цепная передача на выходе, то частота вращения вала колеса цилиндрической передачи [5]:

$$n_2 = n_v = 195 \text{ мин}^{-1}$$

Частота вращения вала шестерни цилиндрической передачи [6]:

$$n_1 = n_2 U_{\text{цил}}$$

$$n_1 = 195 \cdot 3,73 = 727,35 \text{ мин}^{-1}$$

Момент на валу колеса цилиндрической передачи при отсутствии цепной передачи [8]:

$$T_2 = T_v / (\eta_m \eta_{\text{оп}})$$

где $\eta_{\text{оп}}$ - КПД опор приводного вала;

η_m - КПД муфты

$$T_2 = 300 / (0,98 \cdot 0,98) = 312,37 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Вращающий момент на валу шестерни цилиндрической передачи [2]:

$$T_1 = T_2 / (U_{\text{цил}} \eta_{\text{цил}})$$

где $\eta_{\text{цил}}$ - КПД цилиндрической передачи;

$U_{\text{цил}}$ - передаточное число цилиндрической передачи.

$$T_1 = 312,37 / (3,73 \cdot 0,97) = 86,34 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

4 Расчет цилиндрической передачи

4.1 Выбор твердости, термической обработки и материала колес

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления, таблица 3.

Таблица 3 - Твердость колес и материалы [1]

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		σ_T , МПа
		$D_{пр}$	$S_{пр}$	в сердцевине	на поверхности	
45	Улучшение	125	80	235-262 НВ	и 235-262 _и НВ	540
	Улучшение	80	50	269-302 _и НВ	269-302 _и НВ	650
40Х	Улучшение	200	125	235-262 НВ	и 235-262 _и НВ	640
	Улучшение	125	80	269-302 НВ	и 269-302 _и НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269-302 НВ	и 45-50 _и HRCэ	и 750
40ХН, 35ХМ	Улучшение	315	200	235-262 НВ	и 235-262 _и НВ	630
	Улучшение	200	125	269-302 НВ	и 269-302 _и НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269-302 НВ	и 48-53 HRCэ	и 750
40ХНМА, 38Х2МЮА	Улучшение и азотирование	125	80	269-302 _и НВ	50-56 HRCэ	и 780
20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ	Улучшение, Цементация и закалка	200	125	300-400 НВ	56-63 HRCэ	и 800

4.2 Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H1}$ для шестерни и $[\sigma]_{H2}$ для колеса определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на контактную прочность долговечности (ресурса), шероховатости сопрягаемых поверхностей зубьев и окружной скорости [1]:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V / S_H$$

где $[\sigma]_H$ - Предел контактной выносливости

Предел контактной выносливости $[\sigma]_{Hlim}$ вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала и способа термической обработки зубчатого колеса и средней твердости (HB_{cp} , $HRC_{э, cp}$) на поверхности зубьев, таблица 4.

Таблица 4 – Предел контактной выносливости.

Способ термической химико-термической обработки	Средняя твердость на поверхности	Сталь	σ_{Hlim} , МПа
Улучшение Поверхностная закалка Цементация Азотирование	< 350 HB 40...56 HRC _э > 56 HRC _э > 52 HRC _э	Углеродистая и легированная Легированная	2 HB _{cp} + 70 17 HRC _{э, cp} + 200 23 HRC _{э, cp} 1050

Для выбранной марки стали и ТО шестерни [1]:

$$[\sigma]_{Hlim 1} = 17 \cdot HRC_{э, cp} + 200_H$$

$$[\sigma]_{Hlim 1} = 17 \cdot 48 + 200 = 1016 \text{ МПа.}$$

Для выбранной марки стали и ТО колеса [1]:

$$[\sigma]_{Hlim 2} = 2 \cdot HB_{cp} + 70$$

$$[\sigma]_{Hlim 2} = 2 \cdot 246 + 70 = 562 \text{ МПа.}$$

Минимальные значения коэффициента запаса прочности для зубчатых колес с однородной структурой материала (улучшенных, объемно закаленных) $S_H = 1,1$; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением $S_H = 1,2$.

Для выбранной ТО шестерни (улучшение и закалка ТВЧ) принимаем $S_{H1} = 1,2$.

Для выбранной ТО колеса (улучшение) принимаем $S_{H2} = 1,1$.

Коэффициент долговечности Z_N учитывает влияние ресурса [1]:

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG}/N_k}$$

Число N_{HG} циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяют по средней твердости поверхностей зубьев [1]:

$$N_{HG} = 30HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$$

Переведенная средняя твердость поверхности зубьев для выбранного материала шестерни равна 451 НВ.

$$N_{HG1} = 30 \cdot 451^{2,4} = 70405590.$$

Для колеса:

$$N_{HG2} = 30 \cdot 246^{2,4} = 16464600.$$

Ресурс N_k передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения n , мин^{-1} , и времени работы L_h , час [1]:

$$N_k = 60 \cdot n \cdot n_3 \cdot L_h,$$

где n_3 - число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот (численно равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым).

В общем случае суммарное время L_h (в ч) работы передачи вычисляют по формуле [1]:

$$L_h = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут},$$

где L - число лет работы;

$K_{год}$ - коэффициент годового использования передачи;

$K_{сут}$ - коэффициент суточного использования передачи.

Число зацеплений n_3 и для колеса и для шестерни в данном случае равно:

$$L_h = 8 \cdot 365 \cdot 0.85 \cdot 24 \cdot 0,67 = 39910,56 \text{ ч.}$$

Для шестерни [3]:

$$N_{k_{ш}} = 60 \cdot 727,35 \cdot 1 \cdot 39910,56 = 1741736748,96.$$

Т.к. $N_{k_{ш}} > N_{HG}$, то принимаем $N_{k_{ш}} = N_{HG} = 70405590$.

$$Z_{N_{ш}} = 1$$

Для колеса [4]:

$$N_{k_{кол}} = 60 \cdot 195 \cdot 1 \cdot 39910,56 = 466953552.$$

Т.к. $N_{k_{кол}} > N_{HG}$, то принимаем $N_{k_{кол}} = N_{HG} = 16464600$.

$$Z_{N_{кол}} = 1$$

Коэффициент Z_R , учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, принимают для зубчатого колеса пары с более грубой поверхностью в зависимости от параметра Ra шероховатости ($Z_R = 1 - 0,9$). Большие значения соответствуют шлифованным и полированным поверхностям ($Ra = 0,63 \dots 1,25 \text{ мкм}$).

Принимаем Z_R как для шестерни так и для колеса равным 0,9.

Коэффициент Z_V учитывает влияние окружной скорости V ($Z_V = 1 \dots 1,15$). Меньшие значения соответствуют твердым передачам, работающим при малых окружных скоростях (V до 5 м/с).

Принимаем Z_V как для шестерни так и для колеса равным 1,05 - как удовлетворяющее в большинстве случаев.

Для шестерни [5]:

$$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{Hlim} \cdot Z_{N_{ш}} \cdot Z_R \cdot Z_V / S_H = 800,1 \text{ МПа.}$$

Для колеса [5]:

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_{Hlim} \cdot Z_{N_{кол}} \cdot Z_R \cdot Z_V / S_H = 482,81 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ для цилиндрических и конических передач с прямыми зубьями равно меньшему, из допускаемых напряжений шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

$$[\sigma]_H = 482,81 \text{ МПа.}$$

4.3 Определение напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$ определяют по общей зависимости (но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса), учитывая влияние на сопротивление усталости при изгибе долговечности (ресурса), шероховатости поверхности выкружки (переходной поверхности между смежными зубьями) и реверса (двустороннего приложения) нагрузки [6]:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A / S_F.$$

Предел прочности $[\sigma]_{Flim}$ при отнулевом цикле напряжений вычисляют по эмпирическим формулам, таблица 5.

Таблица 5 - Предел прочности

Способ термической химико-термической обработки	Группа сталей	Твердость зубьев		σ_{Flim} , МПа
		на поверхности	в сердцевине	
Улучшение	45, 40X, 40XH, 35XM	< 350 HB	< 350 HB	1,75 HB _{cp}
Закалка ТВЧ по контуру зубьев	40X, 40XH, 35XM	48 - 52 HRC ₃	27 - 35 HRC ₃	600 - 700
Закалка ТВЧ сквозная (m < 3мм)	35XM	48 - 52 HRC ₃	48 - 52 HRC ₃	500 - 600
Цементация	20X,			750 – 800
Цементация с автоматическим регулированием процесса	20XH2M, 18XГТ, 25XГМ, 12XH3A	57 – 62 HRC ₃	30 – 45 HRC ₃	850 - 950
Азотирование	38X2MЮА, 40XHMA	< 67 HRC ₃	24 – 40 HRC ₃	12 HRC ₃ cp + 290

Принимаем для выбранной марки стали и ТО (Сталь 40X, улучшение и закалка ТВЧ) шестерни [6]:

$$[\sigma]_{Flim 1} = 600 \text{ МПа.}$$

Для колеса (Сталь 40Х, улучшение):

$$[\sigma]_{\text{Flim } 2} = 1,75 \text{ HB}_{\text{cp}}$$

$$[\sigma]_{\text{Flim } 2} = 1,75 \cdot 246 = 431 \text{ МПа.}$$

Минимальное значение коэффициента запаса прочности: для цементованных и нитроцементованных зубчатых колес - $S_F = 1,55$; для остальных - $S_F = 1,7$.

Принимаем для шестерни (улучшение и закалка ТВЧ) $S_{F1} = 1.7$.

Для колеса (улучшение) $S_{F2} = 1.7$.

Коэффициент долговечности Y_N учитывает влияние ресурса [6]:

$$Y_N = \sqrt[q]{N_{FG}/N_k}$$

$$\text{При условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{Nmax}$$

где $Y_{Nmax} = 4$ и $q = 6$ - для улучшенных зубчатых колес;

$Y_{Nmax} = 2,5$ и $q = 9$ для закаленных и поверхностно упрочненных зубьев.

Для выбранной ТО шестерни (улучшение и закалка ТВЧ) принимаем $Y_{Nmax1} = 2.5$ и $q_1 = 9$.

Для выбранной ТО колеса (улучшение) принимаем $Y_{Nmax2} = 4$ и $q_2 = 6$.

Назначенный ресурс N_k вычисляют так же, как и при расчетах по контактным напряжениям.

В соответствии с кривой усталости напряжения σ_F не могут иметь значений меньших σ_{Flim} . Поэтому при $N_k > N_{\text{sub} > FG}$ принимают $N_k = N_{FG}$.

Для длительно работающих быстроходных передач $N_k \geq N_{FG}$ и, следовательно $Y_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в (2). Второй знак неравенства ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации хрупкого разрушения зуба.

Для шестерни:

$$N_{k \text{ ш}} = 60 \cdot 727,35 \cdot 1 \cdot 39910,56 = 1741736748,96$$

$$\text{Т.к. } N_{k \text{ ш}} > N_{FG}, \text{ то принимаем } N_{k \text{ ш}} = N_{FG} = 4000000.$$

$$Y_{N \text{ ш}} = 1$$

Для колеса:

$$N_{k \text{ кол}} = 60 \cdot 195 \cdot 1 \cdot 39910,56 = 466953552$$

Т.к. $N_{k \text{ кол}} > N_{FG}$, то принимаем $N_{k \text{ кол}} = N_{FG} = 4000000$.

$$Y_{N \text{ кол}} = 1$$

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, принимают: $Y_R = 1$ при шлифовании и зубофрезеровании с параметром шероховатости $R_Z \leq 40$ мкм; $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ при полировании (большие значения при улучшении и после закалки ТВЧ).

Принимаем $Y_R = 1,1$.

Коэффициент Y_A учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$. При реверсивном нагружении и одинаковых нагрузке и числе циклов нагружения в прямом и обратном направлении (например, зубья сателлита в планетарной передаче): $Y_A = 0,65$ - для нормализованных и улучшенных сталей; $Y_A = 0,75$ - для

5 Суммарное число зубьев и угол наклона

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес [9]:

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2)$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4 \cdot 1,75/48) = 8,39^\circ \text{ градуса}$$

Суммарное число зубьев

$$z_s = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min} / m$$

$$z_s = 169,6.$$

Полученное значение z_s округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла β наклона зуба [9]:

$$\beta = \arccos[z_s m / (2a_w)]$$

$$z_s = 169$$

$$\beta = \arccos[169 \cdot 1,75 / (2 \cdot 150)] = 9,66^\circ \text{ градуса}$$

5.1 Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни [9]:

$$z_1 = z_s / (u \pm 1) \geq z_{1\min}$$

$$z_1 = 169 / (3,73 + 1) = 35,73$$

Значение z_1 округляют в ближайшую сторону до целого числа [9]:

$$z_1 = 36$$

Число зубьев колеса внешнего зацепления:

$$z_2 = z_s - z_1$$

$$z_2 = 169 - 36 = 133$$

5.2 Фактическое передаточное число

Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на: 3% - для одноступенчатых, 4% - для двухступенчатых и 5% - для многоступенчатых редукторов.[9]

Отклонение от номинального передаточного числа:

$$\Delta = (u - u_{\phi})/u$$

$$\Delta = 1,07 \%$$

5.3 Диаметры колес

Делительные диаметры d:

$$d_1 = z_1 m / \cos \beta,$$

$$d_2 = 2a_w - d_1,$$

$$d_2 = 2a_w + d_1,$$

$$d_1 = 36 \cdot 1,75 / \cos 9,66^\circ = 63,91 \text{ мм},$$

$$d_2 = 2 \cdot 150 - 63,91 = 236,09 \text{ мм}.$$

Диаметры d_a и d_f окружностей вершин и впадин зубьев колес внешнего зацепления [9]:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - y)m,$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1)m,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - y)m,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2)m,$$

где x_1 и x_2 - коэффициенты смещения у шестерни и колеса;
 $y = -(a_w - a)/m$ - коэффициент воспринимаемого смещения;
 a - делительное межосевое расстояние: $a = 0,5m(z_2 \pm z_1)$.

$$a = 0,5 \cdot 1,75 \cdot (133+36) = 147,88 \text{ мм};$$

$$y = -(150 - 147,88)/1,75 = -1,21;$$

$$d_{a1} = 63,91 + 2 \cdot [1 - (-1,21)] \cdot 1,75 = 71,65 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 63,91 - 2 \cdot 1,25 \cdot 1,75 = 59,54 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 236,09 + 2 \cdot [1 - (-1,21)] \cdot 1,75 = 243,83 \text{ мм}.$$

5.4 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

Расчетное значение контактного напряжения [7]:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_1 (\mu_\phi \mp 1)}{b_2 \mu_\phi}} \leq [\sigma]$$

где $Z_\sigma = 9600$ для прямозубых;

$Z_\sigma = 8400$ для косозубых передач, МПа;

$$\sigma_H = 464,81 \text{ МПа}.$$

Если расчетное напряжение σ_H меньше допустимого $[\sigma_H]$ в пределах 15-20% σ_H больше $[\sigma_H]$ в пределах 5%, то ранее принятые параметры передачи принимают за окончательные. В противном случае необходим пересчет.

5.5 Силы в зацеплении

Окружная [7]:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1,$$

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot 86,34 / 63,91 = 2701,92 \text{ Н};$$

Радиальная [7]:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta,$$

$$F_r = 2701,92 \cdot 0,364 / \cos 9,66^\circ = 997,63 \text{ Н}$$

Осевая [7]:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta;$$

$$F_a = 2701,92 \cdot \operatorname{tg} 9,66^\circ = 459,7 \text{ Н}.$$

6 Проектные расчеты валов

Предварительные значения диаметров (мм) различных участков стальных валов редуктора определяют по формулам:
для быстроходного (входного) вала [1]:

$$d \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_B}$$

$$d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{цикл}},$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3r$$

$$d_{\text{вх}} = 17,7 \text{ мм}$$

для тихоходного (выходного) [1]:

$$d \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_T},$$

$$d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{цикл}},$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3r$$

$$d_{\text{вых}} = 20,4 \text{ мм}$$

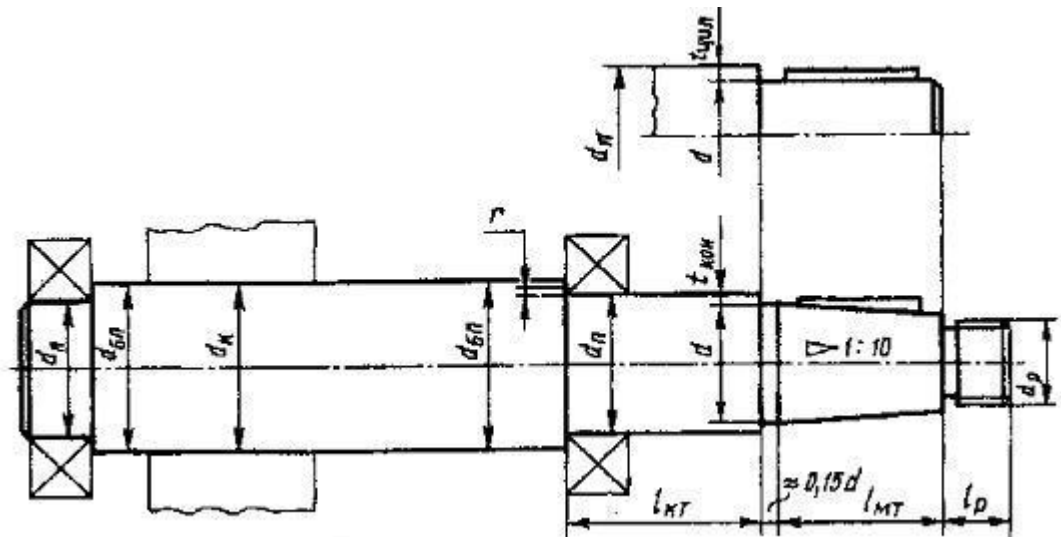


Рисунок 1 - Вал

В приведенных формулах T_B , T_T - номинальные моменты, Н·м. Большие значения d и d_k принимают для валов на роликоподшипниках, для валов

шевроновых передач и промежуточных валов соосных передач при твердости колеса выше 55 HRC₃.

Вычисленные значения диаметров откругляют в ближайшую сторону до стандартных [1].

Диаметры валов, рисунок 1, быстроходного и тихоходного валов согласуют с диаметрами валов по таблице 2 [1] и с диаметрами отверстий устанавливаемых на них деталей (шкива, звездочки, полумуфты).

Принимаем диаметры и длины концов:

$$d_{\text{вх}} = 18 \text{ мм},$$

$$d_{\text{вых}} = 20 \text{ мм}.$$

Высоту $t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}})$ заплечника, координату r фаски подшипника и размер f (мм) фаски колеса принимают в зависимости от диаметра d .

Диаметры под подшипники [1]:

$$d_{\text{П вх}} = 18 + 2 \cdot 3 = 24 \text{ мм};$$

$$d_{\text{П вых}} = 20 + 2 \cdot 3 = 26 \text{ мм}.$$

Принимаем посадочные места под подшипники согласно ISO 2982-72 на подшипники шариковые радиальные однорядные [1]:

$$d_{\text{П вх}} = 25 \text{ мм};$$

$$d_{\text{П вых}} = 30 \text{ мм}.$$

Диаметры безконтактных поверхностей [1]:

$$d_{\text{БП вх}} = 25 + 3 \cdot 1,5 = 29,5 \text{ мм};$$

$$d_{\text{БП вых}} = 30 + 3 \cdot 1,5 = 34,5 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр тихоходного вала для установки зубчатого колеса:

$$d_{\text{К вых}} = 36,5 \text{ мм}.$$

6.1 Расстояния между деталями передач

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор "а" (мм):

$$a \cong \sqrt[3]{L} + 3$$

где L - расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм.

$$a = 9.8 \text{ мм.}$$

Вычисленное значение a округляют в большую сторону до целого числа. В дальнейшем по a будем понимать также расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса.

Принимаем

$$a = 10 \text{ мм.}$$

Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью колес червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают [1]:

$$b_0 \geq 3a.$$

Принимаем

$$b_0 = 30 \text{ мм.}$$

7 Применение CAD\CAE системы в моделировании

Внедрение в инженерную практику методов автоматизации проектирования позволяет перейти от традиционных методов проектирования к их моделированию с помощью CAD/CAM/CAE систем на персональных компьютерах [4].

CAD-системы (computer-aided design компьютерная поддержка проектирования) предназначены для решения конструкторских задач и оформления конструкторской документации (более привычно они именуется системами автоматизированного проектирования САПР). Как правило, в современные CAD-системы входят модули моделирования трехмерной объемной конструкции (детали) и оформления чертежей и текстовой конструкторской документации (спецификаций, ведомостей и т.д.). Ведущие трехмерные CAD-системы позволяют реализовать идею сквозного цикла подготовки и производства сложных промышленных изделий [4].

В свою очередь, САМ-системы (computer-aided manufacturing компьютерная поддержка изготовления) предназначены для проектирования обработки изделий на станках с числовым программным управлением (ЧПУ) и выдачи программ для этих станков (фрезерных, сверлильных, эрозионных, пробивных, токарных, шлифовальных и др.). САМ-системы еще называют системами технологической подготовки производства. В настоящее время они являются практически единственным способом для изготовления сложнопрофильных деталей и сокращения цикла их производства. В САМ-системах используется трехмерная модель детали, созданная в CAD-системе [4].

CAE-системы (computer-aided engineering поддержка инженерных расчетов) представляют собой обширный класс систем, каждая из которых позволяет решать определенную расчетную задачу (группу задач), начиная от расчетов на прочность, анализа и моделирования тепловых процессов до расчетов гидравлических систем и машин, расчетов процессов литья. В CAE-системах также используется трехмерная модель изделия, созданная в CAD-системе. CAE-системы еще называют системами инженерного анализа [4].

7.1 КОМПАС – 3D

Система «Компас-3D» предназначена для создания трёхмерных ассоциативных моделей отдельных деталей (в том числе, деталей, формируемых из листового материала путём его гибки) и сборочных единиц, содержащих как оригинальные, так и стандартизованные конструктивные элементы. Параметрическая технология позволяет быстро получать модели типовых изделий на основе проектированного ранее прототипа. Многочисленные сервисные функции облегчают решение вспомогательных задач проектирования и обслуживания производства.

Система «Компас-3D» включает следующие компоненты: система трёхмерного твердотельного моделирования, универсальная система автоматизированного проектирования «Компас-График» и модуль формирования спецификаций. Ключевой особенностью «Компас-3D» является использование собственного математического ядра и параметрических технологий [4].

Она ориентирована на полную поддержку стандартов ЕСКД. При этом она обладает возможностью гибкой настройки на стандарты предприятия. Средства импорта/экспорта графических документов (поддерживаются форматы DXF, DWG, IGES, eDrawings) позволяют организовать обмен данными со смежниками и заказчиками, использующими любые чертежно-графические системы. Весь функционал системы КОМПАС подчинен целям скоростного создания высококачественных чертежей, схем, расчетно-пояснительных записок, технических условий, инструкций и прочих документов.

Проектирование изделий возможно различными способами. Наиболее привычный для проектировщиков — разработка конструкций в виде чертежей, иначе говоря — двухмерное (2D) проектирование. Как и при привычном, ручном проектировании, разработчик пользуется при построении чертежей обычными примитивами — точкой, отрезком линии, дугой, прямоугольником и несколькими простейшими фигурами. Каждый построенный элемент имеет набор характеристик (параметров), которые можно вводить при построении, а затем изменять в процессе работы. Хотя примитивов немного, но из них и происходит построение чертежей. Примитивы объединяются друг с другом, сопрягаются, производится их взаимное расположение (например, центрирование). Для выполнения этих действий можно использовать как инструментальную панель, так и команды меню. Многие команды доступны также из контекстных меню элементов, что упрощает процесс работы [4].

Сборка данного редуктора проходила в программе «Компас-3D», рисунок 3. Так же был сделан его чертеж, рисунок 2.

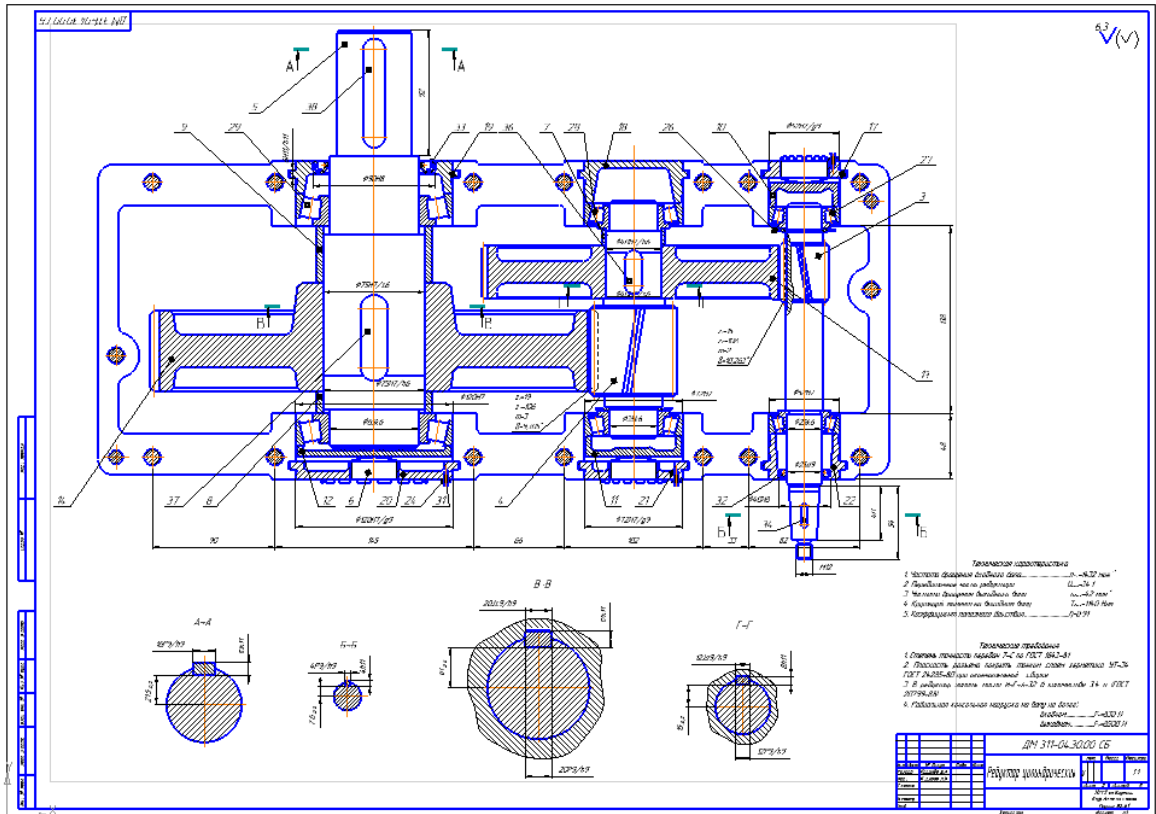


Рисунок 2 – Чертеж цилиндрического редуктора

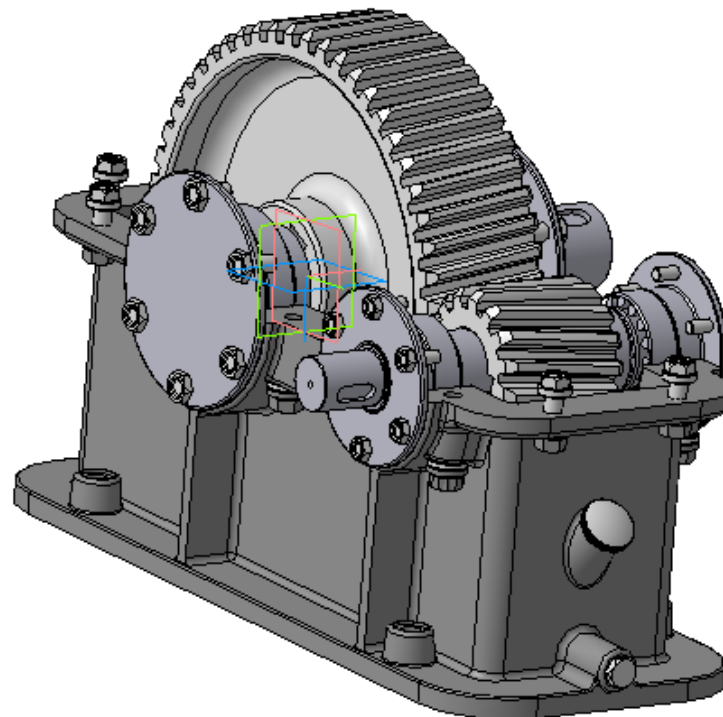


Рисунок 3 – Цилиндрический редуктор

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения настоящей дипломной работы был смоделирован цилиндрический редуктор. Цилиндрический редуктор представляет собой одну несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, заключенных в общий корпус. Основные характеристики редукторов: КПД, частота вращения входного и выходного валов, передаточное отношение, передаваемая мощность, количество ступеней и тип передач. Цилиндрические редукторы являются одним из наиболее распространенных типов редукторов. Сложно назвать область, где бы они ни применялись в большей и меньшей степени. Начиная от строительства и машиностроения, заканчивая робототехникой и военно-промышленным комплексом. Во многом такая распространенность объясняется тем, что цилиндрические редукторы чаще всего используются в электроприводах машин входят в состав моторов-редукторов. Были сделаны расчет, чертеж и 3D модель цилиндрического редуктора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. - 6-е изд., исп. - М.: Высш. шк., 2000. - 447 с., ил.
- 2 Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х томах. Т.1. - 6е изд., перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1982. - 736с.:ил.
- 3 Дунаев, П.Ф., Леликов, О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие.
- 4 Дунаев, П.Ф., Леликов - Москва.: Академия, 2004.-407 с.
- 5 Кузьмин, А.В., Чернин, И.М., Козенцов, Б.С. Расчет деталей машин: Справочное пособие.
- 6 Кузьмин, А.В., Чернин, И.М., Козенцов, Б.С.- Москва.: Высшая школа, 1986.-415 с. Куклин, Н.Г. Куклина Г.С., Житков, В.К. Детали машин: учебник.
- 7 Куклин, Н.Г. Куклина, Г.С., Житков, В.К. -Москва.: Высшая школа, 2005.-445 с. Скойбеда, А.Т., Кузьмин, А.В., Макейчик, Н.Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие.
- 8 Скойбеда, А.Т., Кузьмин, А.В., Макейчик, Н.Н.- Москва.: Высшая школа, 2006.-345с Чернавский, С.А., Боков, К.Н., Чернин, И.М., Ицкович, Г.М., Казинцов, В.П. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие.
- 9 Чернавский, С.А., Боков, К.Н., Чернин, И.М., Ицкович, Г.М., Казинцов, В.П. - Москва.: Машиностроение, 1988.-312 с. Шейнблит, А.Е. курсовое проектирование деталей машин: учебник.
- 10 Шейнблит, А.Е.- Курск .: Янтарный сказ, 2005.-434с.