Ишимбайский нефтяной колледж

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА**

# **Курсовой проект**

# **150411 ОП2-04 ПЗ**

Выполнил:

А.Ю. Егоров

Проверил:

Р.Ш. Ахтямов

2007

**СОДЕРЖАНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ

1.1 Кинематическая схема привода

1.2 Кинематический расчет привода

1.3 Выбор материалов зубчатых передач и определение допускаемых напряжений

1.4 Расчет зубчатой передачи редуктора

1.5 Нагрузки валов редуктора

1.6 Проектный расчет валов. Эскизная компоновка редуктора

1.7 Расчетная схема валов редуктора

1.8 Проверочный расчет подшипников

1.9 Конструктивная компоновка привода

1.10.Проверочные расчеты

1.11. Технический уровень редуктора

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

ПРИЛОЖЕНИЕ

ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

**ВВЕДЕНИЕ**

Развитие и повышение эффективности машиностроения возможно при существенном росте уровня автоматизации производственного процесса. В последние годы широкое распространение получили работы по созданию новых высокоэффективных автоматизированных механосборочных производств и реконструкции действующих производств на базе использования современного оборудования и средств управления всеми этапами производства. В машиностроении внедряется производственное оборудование, оснащённое системами числового программного управления и микропроцессорной техникой, на его базе создаются автоматизированные участки и цехи, управляемые от ЭВМ.

Проектируемые и реализуемые производственные процессы должны обеспечивать решение следующих задач: выпуск продукции необходимого качества, без которого затраченные на неё труд и материальные ресурсы будут израсходованы бесполезно; выпуск требуемого количества изделий в заданный срок при минимальных затратах живого труда и вложенных капитальных затратах.

Проектированием и реконструкцией машиностроительного производства занимается ряд проектных институтов ГИПРО и ОРГ по отраслям машиностроения, которые на основе изучения специфики отрасли используют при проектировании последние достижения науки и техники, внедряют новые безотходные и ресурсосберегающие технологии, широко применяют типовые проекты, унифицированные конструкции, системы автоматизированного проектирования (САПР), а также поддерживают тесную связь с научно-исследовательскими, проектно-конструкторскими, строительными организациями и машиностроительными предприятиями в целях быстрейшего внедрения в проекты результатов их работ. Эти проектные институты принимают участие в разработке заданий на проектирование, выборе площадки для строительства или обследовании действующего производства при реконструкции и техническом перевооружении, определении объёмов, этапов и стоимости проектных и изыскательных работ. Они выдают заказчику технические требования на разработку специального производственного оборудования, определяют объёмы строительно-монтажных работ, состав и число оборудования, комплектующих изделий и материалов, обеспечивают патентную чистоту проектных решений, строительные организации технической документации в сроки, установленные договором, участвуют в приёмке в эксплуатацию объектов строительства и освоении проектных мощностей, организуют авторский, а в необходимом случае и технический надзор за строительством.

Основой производственного процесса является подробно разработанная технологическая часть, что свидетельствует о приоритетной роли технолога в процессе изготовления изделий машиностроения. Активное участие технолог должен принимать не только в процессе изготовления изделий, но и в работе таких вспомогательных систем, как системы инструментообеспечения, контроля качества изделий, складской, охраны труда обслуживающего персонала, транспортной, технического обслуживания и управления, а также подготовки производства.

Очевидно, что круг задач эффективной эксплуатации производственных систем весьма широк, эти задачи сложны и многообразны, особенно если учесть масштабы современного производства и уровень техники, и решение их требует от технолога широкого кругозора и глубоких знаний различных дисциплин.

Совершенствование машиностроительного производства происходит в результате обобщения опыта использования новейших средств производства и комплексной автоматизации производственных процессов на базе применения промышленных роботов, автоматических транспортных средств, контрольно-измерительных машин и т.п. В дальнейшем это позволит создавать интегрированные производства, обеспечивающие автоматизацию основных и вспомогательных процессов, и при минимальном участии человека в производственном процессе выпускать изделия требуемого качества и в необходимом объёме.

В настоящее время идёт интенсивное расширение номенклатуры производимых изделий и увеличение общего их количества. Наряду с этим возрастают требования к качеству изделий. Это ведёт за собой необходимость повышения точности технологического оборудования, его мощности, быстродействия, степени автоматизации и экологической чистоты всей производственной системы.

Существенным является и то, что рост стоимости производственного оборудования опережает повышение уровня его точности и производительности. Естественно, что в таких условиях без достаточно высокой надёжности работы всей производственной системы нельзя рассчитывать на эффективное её функционирование. Широкая номенклатура выпускаемых изделий требует высокой гибкости производственной системы, т.е. быстрой перенастройки производственного процесса. Из этого следует, что принимаемые технико-организационные решения должны приниматься оперативно. В этих условиях неоптимальные решения значительно снижают потенциальную возможность используемой производственной системы. И чем сложнее эта система, тем потери будут больше. Решение указанных проблем видится в углублении познаний о закономерностях в производственных процессах и производстве в целом.

**1.1 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРИВОДА**

Цель: 1. Изучить и вычертить схему привода.

2. Проанализировать назначение и конструкцию элементов приводного устройства.

3. Определить ресурс приводного устройства.

**1.1.1 Чертёж кинематической схемы**

1

2

3

5

6

# 1-двигатель. 2-муфта упругая втулочно-пальцевая. 3-шестерня. 4-вал быстроходный, 5-вал тихоходный. 6-колесо зубчатое

Рисунок 1.1.1 – Кинематическая схема привода

**1.1.2 Условия эксплуатации приводного устройства**

Привод предназначен для получения вращающего момента на ведомом валу за счёт уменьшения его угловой скорости.

Условия работы: мощность на тихоходном валуне РТ = 2,8 кВт, частота вращения тихоходного вала nT = 250 об/мин, не реверсивная, число рабочих смен 1, при 8-и часовой рабочей смене срок службы привода 6 лет, характер нагрузки – спокойный без толчков.

**1.1.3 Срок службу приводного устройства**

Срок службы (ресурс) Lh, ч, определяем по формуле:

 (1.1.1)

где Lh - срок службы приводного устройства;

Lr - срок службы привода, лет;

tc - продолжительность смены, ч;

Lс – число смен.

Из полученного значения вычитаем 10% на профилактику, текущий ремонт, не рабочие дни.



**1.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА**

Цель: 1. Определить мощность и частоту вращения двигателя.

2. Определить передаточное число привода.

3. Рассчитать силовые и кинематические параметры привода.

Двигатель является одним из основных элементов машинного агрегата.

Для проектируемых машинных агрегатов рекомендуется трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А. Эти двигатели наиболее универсальны. Закрытое и обдуваемое исполнение позволяет применить эти двигатели для работы в загрязненных условиях, в открытых помещениях и т. п.

**1.2.1. Определяем мощности и частоты вращения двигателя.**

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения – от частоты вращения приводного вала рабочей машины (ведомого вала редуктора).

Исходные данные: кВт, об/мин

 (1.2.1)

 (3,152кВт)

где -общий КПД провода

 - коэффициент полезного действия зубчатой передачи редуктора, муфты и подшипников качения.

- КПД муфты

- КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи. Принимаем 

-КПД одной пары подшипников качения.



1.2.2. По табл. К1 выбираем двигатель серии 4А с номинальной мощностью. Рном = 4,0 кВт, применив для расчета четыре варианта типа двигателя.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| вариант | Тип двигателя | Номинальная мощность Рном, кВт | Частота вращения, об/мин | | |
| синхронная | | При номинальном режиме, Пном |
| 1 | 4АМ100S2УЗ | 4,0 | 3000 | 2880 | |
| 2 | 4АМ100L4УЗ | 4,0 | 1500 | 1430 | |
| 3 | 4АМ112МB6УЗ | 4,0 | 1000 | 950 | |
| 4 | 4АМ132М8УЗ | 4,0 | 750 | 720 | |

Выбор оптимального типа двигателя зависит от типов передач, входящих в привод, кинематических характеристик рабочей машины, и производится после определения передаточного числа привода. При этом надо учесть, что двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 об/мин) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатель с низкими частотами (синхронными 720 об/мин) весьма металлоемкими, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности.

**1.2.3.Определяем передаточное число редуктора для 4-х вариантов двигателя по формуле:**

 (1.2.2.)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | варианты | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Передаточное число | 10,28 | 5,10 | 3,39 | 2,57 |

Выбираем двигатель 4АМ100L4УЗ (Рном = 4,0 кВт; nном = 1430 об/мин), передаточное число редуктора u = 5,10, что находится в диапозоне рекомендуемых значений u = 2.0…6.3

1.2.4. Частота вращения, угловая скорость, мощность и вращающий момент на каждом валу.

Вал I (быстроходный)

об/мин

 (1.2.3.)

рад/с

 кВт

 (1.2.4.)

Н·м

Вал II (тихоходный)

 (1.2.5.)

об/мин

 (1.2.6.)

 рад/с

 (1.2.7.)

 кВт

 (1.2.8.)

 Н·м

Угловая скорость от ведущего к ведомому валу уменьшается с  до  За счет этого вращающий момент растет  до  В этом и есть назначение силовой передачи.

**1.3.ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ**

Цель: 1.Выбрать твердость, термообработку и материал зубчатых колес.

2.Определить допускаемые контактные напряжения.

3.Определить допускаемые напряжения на изгиб.

**1.3.1.Выбор твердости, термообработки и материала колес**

Стали в настоящее время – основной материал для изготовления зубчатых колес.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни НВ, назначается больше твердости колеса НВ2.

Исходные данные:  рад/с

 рад/с

ч.

Рекомендуется в зубчатых передачах марки сталей шестерни и колеса выбирать одинаковые. При этом, для передач, к размерам, которых не предъявляют высоких требований, следует применять дешевые марки сталей типа 45.

Выбираем материал зубчатых колес (шестерни и колеса). Принимаем сталь 45 с термообработкой – улучшение.

По табл. 3.2. принимаем:

- для шестерни сталь 45 твердость 235…262 НВ (248 НВср),  -наибольшая толщина, сечение заготовки мм.

-для колеса сталь 40 твердость 192…228 (210 НВср),  -наибольшая толщина, сечения заготовки мм.

**1.3.2.Определение допускаемых контактных напряжений**

а) Определить коэффициент долговечности :

; (1.3.1.)

где  - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости.

N – Число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка).

 (1.3.2.)

 - для шестерни;

 - для колеса;





Т.к.  и , то коэффициенты долговечности  и .

б) определяем допускаемое контактное напряжение , соответствующее числу циклов перемены напряжений Nно.

Для шестерни  

Для колеса  

в) определяем допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса.

 (1.3.3.)

 (1.3.4.)

Т.к. НВ1ср- НВ2ср = 248-210=38 лежит в пределе 20…50, расчет зубьев на контактную прочность ведем по меньшему значению , полученные для шестерни и колеса, т.е.  

1.3.3. Определяем допускаемые напряжения изгиба, для зубьев шестерни  и колеса .

а) рассчитываем коэффициент долговечности KFL.

Наработка за весь срок службы:

для шестерни 

для колеса 

Число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости  для обоих колес.

Т.к.  и , то коэффициенты долговечности  и .

б) по табл. 3.1 определяем допускаемое напряжение изгиба, соответствующее числу циклов перемены напряжений NFU.

Для шестерни  

Для колеса  

в) определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

1.3.4. Составляем табличный ответ к задаче

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Марки стали | Дпред | Термооб-  работка | НВ1ср |  | |
| Sпред | НВ2ср |
| шестерня | 45 | 125 | у | 248 | 513 | 255 |
| колесо | 40 | 60 | у | 210 | 445 | 216 |

**1.4.РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА**

Цель: 1. Выполнить проектный расчет редукторной пары.

2. Выполнить проверочный расчет редукторной пары.

Расчет зубчатой закрытой передачи производится в 2 этапа: первый расчет – проектный, второй – проверочный. В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетных величин округляют до целых или стандартных значений; в поисках оптимальных решений приходится неоднократно деталь пересчеты.

Исходные данные: Н м; u=5,1;  ; ; 

Проектный расчет:

**1.4.1. Определяем межосевое расстояние , мм:**

 (1.4.1.)

Где Ка – вспомогательный коэффициент.

 - коэффициент ширины венца колеса равный 0,28…0,36 – для шестерни, расположенной симметрично относительно опор. Примем . Кнв – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуб. Для прирабатывающихся зубьев Кнв = 1,0.



принимаем стандартное значение  мм. ГОСТ. 6636-69

**1.4.2. Определяем модуль зацепления m, мм**

 (1.4.2.)

Где Кm – вспомогательный коэффициент, для косозубых передач. Кm = 5,8.

 (1.4.3.)

 мм. – делительный диаметр колеса.

 (1.4.4.)

 мм. – ширина венца колеса.

 - Допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, т.е.  

 мм.

Для силовых зубчатых передач при твердости колес  НВ рекомендуется  мм.

Принимаем m = 1,5 мм по ГОСТ 9563-60.

**1.4.3.Определяем угол наклона зубьев **

 (1.4.5.)



Что находится в допустимых пределах 

**1.4.4. определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса**

 (1.4.6.)

 Принимаем 

**1.4.5. Уточняем угол наклона зубьев**

 (1.4.7.)



**1.4.6.Число зубьев шестерни**

 (1.4.8.)



Принимаем Z1 = 34

Условие  выполняется.

1.4.7. Число зубьев колеса

 (1.4.9.)



**1.4.8. Фактическое передаточное число и его отклонение  от заданного u**

 (1.4.10.)



 (1.4.11.)



Условие  выполняется.

**1.4.9. Фактическое межосевое расстояние**

 (1.4.12.)

 мм.

**1.4.10. Основные геометрические параметры передачи, мм**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | | шестерня | колесо |
| Диаметр | Делительный |  |  |
| Вершин зубьев | Изм.  Лист  № докум.  Подпись  Дата  Лист  КР 1701 ОП-02 000 000 ПЗ |  |
| Впадин зубьев |  |  |
| Ширина венца | |  |  |

Проверочный расчет:

**1.4.11. Проверим межосевое расстояние**

 (1.4.13.)

мм

**1.4.12. Проверим пригодность заготовок колес**

Диаметр заготовки шестерни

 мммм

Толщина сечения заготовки колеса (без выемок)

 мм

Условие  и  выполняется, следовательно

изменяется материал колес или вид. В термообработки нет надобности.

**1.4.13. Окружная скорость зубчатых колес**

 (1.4.14.)

 м/с

По табл. 4.1. принимаем 9-ю степень точности.

**1.4.14. Силы и зацепления**

окружная сила Н

Радиальная сила Н

Осевая сила Н

**1.4.15. Проверяем контактные напряжения , **

 (1.4.15.)

Где Кна – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для V – 2 м/с и 9 – степени точности из графика Кна = 1,12.

Кнv – коэффициент динамической нагрузки. Для окружной скорости v – 1,9 м/с и 9 – степени точности Кнv = 1,03.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

КР 1701 ОП-02 000 000 ПЗ

Недогрузка составляет 

Следовательно, контактная прочность зубьев обеспечивается.

**1.4.16. Проверяем напряжение изгиба зубьев шестерни  и колеса **

 (1.4.16.)

 (1.4.17.)

Где  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для степени 9- степени точности =1,0

 - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зубаю для прирабатывающихся зубьев колес =1.

 - коэффициент динамической нагрузки. Для окружной скорости V = 1,9 м/с и 9 – степени точности  = 1,14

и  - коэффициент формы зуба шестерни и колеса. Для  и . = 3,80 и = 3,62.

- коэффициент учитывающий наклон зубьев. Для косозубых колес.

 (1.4.18.)



Расчетные напряжения зубьев в основании ножи зубьев:

Колеса  =211 

Шестерни  =255 .

Следовательно, прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Проектный расчет | | | |
| параметры | значения | параметры | значения |
| Межосевое расстояние , мм  Модуль зацепления m, мм  Ширина зубного венца, мм  Шестерни b1  Колеса b2  Число зубьев  Шестерни Z1  Колеса Z2  Модуль зубьев  Контактные нап-ряжения ,  Напряжения изгиба | 160  1,5  53  50  34  174  237  100  211 | Диаметр делительной окружности , мм  Шестерни d1  Колеса d2  Диаметр окружности вершин  Шестерни da1  Колеса da2  Диаметр окружности впадин  Шестерни df1  Колеса df2 | 51  261  54  265  47  257 |

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Проверочный расчет | | | | |
| Параметр | | Допуск. знач. | Расчет. знач. | примечание |
| Контактные напряжения , | | 445 | 445 | Недогрузка 2% |
| Напряжение изгиба, |  | 255 | 227 |  |
|  | 211 | 100 |  |

1.4.17. Составляем табличный ответ к задаче

**1.5 НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА**

Цель: 1. Определить силы в зубчатом зацепление редуктора.

2. Определить консольные силы.

3. Построить силовую схему нагружения валов,

Редукторные валы испытывают два вида деформации - изгиб и кручение. Деформация кручения на валах возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны движения и рабочей машины. Деформация изгиба ва­лов вызывается силами в зубчатом зацеплении редуктора и консольными силами со сторон муфт.

**1.5.1 Определение сил в зубчатом зацеплении**

Значения сил Ft, Fr,Fa, найдены в разделе 1.4, а вращающие моменты T1 и Т2 получены в разделе 1.1.

Ft1 = Ft2 =731 H T1 = 21,06 Hм

Fr1 = Fr2 = T2 = 95,5 Hм

Fa1 = Fa2 =

На рисунке 1.5.1 дана схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи.

**1.5.2 Определение консольных сил**

Консольная нагрузка вызывается муфтами, соединяющими двигатель с редуктором и редуктор с рабочей машиной.

Консольная сила от муфты определяется по формулам:

На быстроходном валу FМ1, Н:

 (1.5.1)

где Т1 – вращающий момент на быстроходном валу, Н∙м



На тихоходном валу FМ2, Н:

 (1.5.2)

где Т2 – вращающий момент на тихоходном валу, Н∙м



**1.5.3 Силовая схема нагружения залов редуктора**

Цель: Определение реакций подшипников, валов.

Схема должна содержать: названия схемы; силовую схему нагружения валов в изометрии; координатную систему осей X, У, Z для ориентации схемы основную надпись; таблицу силовых и кинематических параметров передачи.

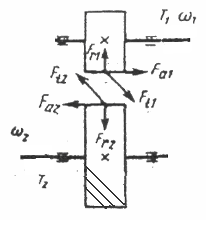
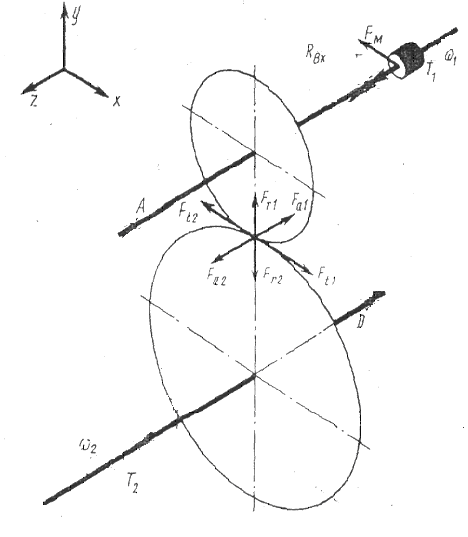


Схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи

1.5.4 таблица отчёт к задаче.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Шестерня | Колесо |
| Ft,H | 731 | 731 |
| Fr, H | 402 | 402 |
| Fa,H | 199 | 199 |
| FM,H | 344 | 1212 |
| Т, H/м | 21,06 | 95,5 |
| ω, с-1 | 149,6 | 29,3 |

Схема нагружения валов цилиндрического одноступенчатого редуктора



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Пара-метр | | Шестерня | Колесо |
| *Ft* | | 731 | |
| *Fr* | | 402 | |
| *Fa* | | 199 | |
| FM1 | FМ2 | 344 | 1212 |
| Т, H/м | | 21,06 | 95,5 |
| ω, с-1 | | 149,6 | 29,3 |

**1.6. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА**

Цель: 1. Выбрать материал валов.

2. Выбрать допускаемые напряжения на кручение.

3. Выполнить проектный расчет валов на чистое кручение.

4. Разработать эскизную компоновку редуктора (общий вид).

Расчет редукторных валов производится в два этапа: 1-ый проектный (приближенный) расчет валов на чистое кручение; 2-ой проверочный (уточненный) расчет валов на прочность по напряжениям изгиба и кручения.

**1.6.1. Выбор материалов валов**

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45.

Механические характеристики сталей для изготовления валов определяют по табл. 3.2.

Твердость заготовки 269…302 НВ

**1.6.2. Выбор допускаемых напряжений на кручение**

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т.е. при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения кручения применяют заниженными:

 . При этом меньшие значения  - для быстроходных валов, большие  - для тихоходных.

**1.6.3. Определение геометрических параметров ступеней валов**

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей.

Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала, ее диаметр d и длину l.

Размеры вала – шестерни:

Диаметр 1-й ступени (под полумуфту).

 (1.6.1.)

1) 

Принимаем  по ГОСТ 6636-96.

2) Длина

 (1.6.2.)

мм

Принимаем l = 28

3) Диаметр ступени под подшипники

 (1.6.3.)

мм

Принимаем мм по ГОСТ 8338-75.

4)  (1.6.4.)

 мм

5)  (1.6.5.)

 мм

Принимаем  по ГОСТ 6636-96.

6)  мм

7)  мм

1) Размеры вала колеса:

 (1.6.6.)



Принимаем  мм по ГОСТ 6636-69.

2)  (1.6.7.)

 мм

Принимаем l = 43 мм

3)  мм

Принимаем  мм по ГОСТ 8338-75.

4)  мм

Принимаем  мм

5)  мм

=40 мм

Принимаем  мм по ГОСТ 6639-69.

6)  мм

7)мм Принимаем  мм по ГОСТ 6639-69.

8)  мм

**1.6.4. предварительный выбор подшипников качения**

Для цилиндрической косозубой передачи на быстроходный вал выбираем радиальные шариковые однорядные подшипники легкой серии № 206

d = 30мм B = 15мм Cr = 19,5кН

D = 62мм r = 1,5мм Cor = 10,0кН

Для цилиндрической косозубой передачи на тихоходный вал выбираем радиальные шариковые однорядные подшипники легкой серии № 208

d = 40мм B = 18мм Cr = 32кН

D = 80мм r = 2мм Cor = 17,8кН

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Размеры ступеней, мм | | | | Подшипники | | | |
|  |  |  |  | Типа размер | d\*D\*B (Т), мм | Динам. Грузо-ть  Cr, кН | Статич.  Грузо-ть  Cor, кН |
|  |  |  |  |
| Быстроходный | 22 | 30 | 36 | 30 | 206 | 30\*62\*15 | 19,5 | 10,0 |
| 28 | 45 |  | 12 |
| Тихоходный | 33 | 40 | 48 | 40 | 208 | 40\*80\*18 | 32 | 17,8 |
| 43 | 50 |  | 20 |

**1.7. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ВАЛОВ РЕДУКТОРА**

Цель: 1.Определить радиальные реакции в опорах подшипников быстроходного и тихоходного валов.

2.Построить эпюру изгибающих и крутящих моментов.

3.Определить суммарные изгибающие моменты.

4.Построить схему нагружения подшипников.

Задача выполняется в два этапа: 1 - определение реакций в опорах предварительно выбранных подшипников; 2 - определение реакций в опорах окончательно принятых подшипников, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов и составление схемы нагружения подшипников; второй этап выполняется при проверочном расчете валов на прочность.

Работа выполняется на миллиметровой бумаге формата А3 карандашом отдельно для быстроходного и тихоходного валов, и должна содержать следующее:

а) в левой части формата: расчетную схему вала; координатные оси для ориентации схемы; эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости; эпюру крутящих моментов; схему нагружения подшипников вала.

б) в правой части формата: исходные данные для расчета; определение реакций и изгибающих моментов в вертикальной плоскости; определение реакций и изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; определение суммарных радикальных реакций и суммарных изгибающих моментов; таблицу полученных результатов; основная надпись.

**1.8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ**

Цель: 1. Опередить эквивалентную динамическую нагрузку подшипников.

2. Проверить подшипники по динамической грузоподъемности.

3. Определить расчетную долговечность подшипников.

Проверить пригодность подшипников 206 тихоходного вала цилиндрического одноступенчатого косозубого редуктора, работающего с умеренными толчками. Угловая скорость вала w = 29,3 рад/с., осевая сила в зацеплении Н. Реакции в подшипниках Н, Н. Характеристика подшипников Н; Н; Х = 0,56; V = 1; ; . Требуема долговечность подшипника ч. Подшипники установлены по схеме в распор.

а) Определяем отношение:

 (1.8.1.)



Где 

б) Определяем отношение:

 (1.8.2.)



и по таблице интерполированием находим е = 0,19; Y = 2,30

в) По соотношение  выбираем формулу и определяем эквивалентную динамическую нагрузку наиболее нагруженного подшипника:

 (1.8.3.)

Н.

г) Определяем динамическую грузоподъемность:

 (1.8.4.)

=19500 кН

Подшипник пригоден.

д) Определяем долговечность подшипника:

 (1.8.5.)

ч.

Составление табличных ответ к задаче:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Подшипник | | Размеры  d\*D\*B(т) | Динам. грузопод-ть, Н | | Долговечность,  ч | |
| Принят предварит | Выбран окончательно |  |  |  |  |
| Б |  |  |  |  |  |  |  |
| Т | 206 | 206 | 30\*62\*19 | 4111 | 19500 | 17520 | 17392 |

**1.9 КОНСТРУКТИВНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА**

Цель: 1. Разработать конструкции деталей и узлов редуктора.

2. Скомпоновать детали и узлы редуктора и разработать чертёж общего вида привода.

**1.9.1 Конструирование зубчатого колеса**

В проектируемых приводах колеса редукторов получаются относительно небольших диаметров и их изготовляют из круглого проката или поковок. Большие колёса открытых зубчатых передач изготовляют литьём или составными. Ступицу колёс цилиндрических редукторов располагают симметрично обода.

**1.9.2 Вал-шестерня**

Цилиндрические и конические шестерни при и > 3,15 выполняют заодно с валом, а при и < 2,8 они могут быть насадными, если это конструктивно необходимо. Однако стоимость производства при раздельном исполнении вала и шестерни увеличивается вследствие увеличения числа посадочных поверхностей и необходимости применения того или иного соединения. Поэтому шестерни чаще всего выполняют заодно с валом.

**1.9.3 Установка колёс на валах**

а) Сопряжение колёс с валом. Для передачи вращающего момента редукторной парой применяют шпоночные соединения и соединения с натягом. В случае шпоночного соединения принимаем следующие посадки: для цилиндрических косозубых колёс Н7/rб (H7/s7).

б) Осевое фиксирование колёс. Для обеспечения нормальной работы редуктора зубчатые колёса должны быть установлены на валах без перекосов. Если ступица колеса имеет достаточно большую длину (отношение lст/d > 0,8; в проектируемых редукторах принято lст/d = 1... 1.5), то колесо будет сидеть на валу без перекосов. В этом случае достаточно предохранить колесо от осевых перемещений по валу соответствующим осевым фиксированием:

При отсутствии 5-й ступени установкой двух распорных втулок на 2-й или 3-й ступени вала между обоими торцами ступицы колеса и торцами внутренних колец подшипников или мазеудерживающих колец.

Для гарантии контакта деталей по торцам должны быть предусмотрены зазоры С между буртиками 3-й ступени вала и торцами втулок.

**1.9.4 Конструирование валов**

**1.9.4.1 Переходные участки**

Переходный участок вала между двумя смежными ступенями разных диаметров выполняю:

Канавки шириной b = 5 с округлением для выхода шлифовального круга, которая повышает концентрацию напряжений на переходных участках. В проектируемых одноступенчатых редукторах, где получаются сравнительно короткие валы достаточной жёсткости при небольших изгибающих моментах применяю канавки.

Для повышения технологичности конструкции радиусы галтелей r = 1, размеров фасок на концевых ступенях с, ширину канавок b для выхода инструмента на одном валу принимаю одинаковыми.

**1.9.4.2 Посадочные поверхности**

Основные размеры ступеней быстроходного и тихоходного валов определены при предварительном проектном расчёте в пункте 1.6. Конструируя валы, размеры посадочных поверхностей d и l уточнил и определил в зависимости от конструкций и размеров деталей, установленных на ступенях, с учётом расположения относительно опор.

1 Первая ступень.

Диаметр выходного конца быстроходного вала d1, соединённого с двигателем через муфту. Соединение валов осуществляется стандартной муфтой.

2. Вторая ступень.

Диаметр ступени d2 принимается равным диаметру d внутреннего кольца подшипника, окончательно выбранного в пункте 1.8.

3.Третья ступень.

а) Для тихоходных валов.

Диаметр ступени d3 = d2 + 3,2r, где r - координата фаски внутреннего кольца подшипника. Длина ступени l3, может быть выполнена больше длины ступицы колеса lст и тогда распорная втулка между торцом и внутреннего кольца подшипника и торцом ступицы колеса ставится на 3-ю ступень. При этом следует предусмотреть зазор С между торцами 3-й ступени и внутреннего кольца подшипника.

4.Четвёртая ступень.

Диаметр 4-й ступени d4 равен диаметру d2 2-й ступени под подшипник, а её длина l4 зависит от осевых размеров деталей, входящих в комплект подшипникового узла, расположенного со стороны глухой крышки.

5.Пятая ступень.

Для тихоходных валов эта ступень предотвращает осевое смещение колеса. Длину ступени l5 определяется графически на конструктивной компоновке.

После конструирования валов размеры диаметров всех ступеней принял по стандарту.

**1.9.5 Конструирование подшипниковых узлов**

Конструктивное оформление подшипниковых узлов (опор) редуктора зависит от типа подшипников, схемы их установки, вида зацепления редукторной пары и способа смазывания подшипников и колес.

Основным изделием подшипникового узла является подшипник. Помимо этого комплект деталей узла может включать: детали крепления колец подшипников на валу и в корпусе; крышки и компенсаторные кольца; стаканы; уплотнения (наружные и внутренние).

**1.9.5.1 Схемы установки подшипников**

Типы подшипников подобраны в пункте 1.6 и их пригодность для каждого вала проведена в пункте 1.8.

Таким образом, осевое фиксирование валов осуществляется различными способами установки подшипников в плавающих и фиксирующих опорах.

**1.9.5.2 Посадки подшипников**

Требуемые посадки в соединении подшипника качения получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала или отверстия в корпусе: для внутреннего кольца подшипника – К6, для наружного - Н7.

**1.9.5.3 Крепление колец подшипников на валу или в корпусе**

Внутренние кольца подшипников в обеих опорах устанавливаю с упором в буртик вала с натягом без дополнительного крепления с противоположной стороны.

Наружные кольца подшипников в обеих опорах устанавливаю в корпус с односторонней фиксацией упором и торец.

**1.9.5.4 Вычерчивание внутренней конструкции подшипников**

На сборочном чертеже редуктора и общем виде привода вычерчиваю внутреннюю конструкцию подшипников быстроходного и тихоходного валов.

Радиально-упорные шарикоподшипники.

На 2-й и 4-й ступенях вала наношу тонкими линиями внешний контур подшипника по его габаритным размерам d, D, В определил и нанёс диаметр Dpw окружности, проходящей через центры тел качения Dpw=0,5 (D+ d); no со­отношениям, вычерчиваю тела качения и кольца.

**1.9.6 Крышки подшипниковых узлов**

Для герметизации подшипниковых узлов редуктора, осевой фиксации подшипников и воспринятая осевых нагрузок применяют крышки. Они изго­тавливаются, как правило, из чугуна СЧ 15 двух видов - торцовые и врезные. Тe и другие выполняют в двух конструкциях - глухие и с отверстием для выходного кольца вала. Размеры крышек определяют в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника.

Врезные крышки.

Широко применяют в современном редукторостроении в разъёмных корпусах с осевым расстоянием  250 мм. Регулирование радиальных подшипников производят установкой компенсаторных колец между горцами наружных колец подшипников и крышек. При этом между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки с отверстием оставляют зазор для компенсации тепловых деформаций, а = 0,2…0,5 мм. Осевой размер кольца определяется конструктивно с учётом зазора на температурную деформацию вала. Толщина кольца принимается равной толщине наружного кольца подшипника.

**1.9.7 Уплотнительные устройства**

Применяют для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, также защиты их от попадания пыли, грязи и влаги. В зависимости от места установки в подшипниковом узле уплотнения делят на две группы: наружные - устанавливают в крышках (торцевых и врезных) и внутренние - устанавливают с внутренней стороны подшипниковых узлов.

В проектируемых редукторах применены уплотнения по цилиндрическим (манжетные) поверхностям. Выбор типа уплотнения зависит от способа смазывания подшипников, окружной скорости вала, рабочей температуры и характера внешней среды.

Манжетные уплотнения.

Их используют при смазывании подшипников как густым, так и жидким материалом при низких и средних скоростях V  10 м/с, так как они оказывают сопротивление вращению вала.

Резиновые армированные манжеты. Манжета состоит из корпуса, изготовленного из бензомаслостойкой резины, стального Г - образного каркаса и браслетной пружины, которая стягивает уплотняющую часть манжеты и образует рабочую кромку шириной b = 0,4...0,8 мм. Манжеты, работающие в засоренной среде, снабжены "пыльником".

Для предохранения смазочного материала от вытекания манжету обычно устанавливают рабочей кромкой внутрь корпуса, что обеспечивает к кромке доступ масла, уменьшающего износ резины.

**1.9.8 Конструирование корпуса редуктора**

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также воспринятая сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, от крытой передачи. Наиболее распространенный способ изготовления корпусов - литье из серого чугуна (например СЧ 15).

В проектируемых одноступенчатых редукторах принята в основном конструкция разъемного корпуса, состоящего из крышки и основания.

**1.9.8.1Форма корпуса**

Определяется в основном технологическими, эксплуатационными и эстетическими условиями с учетом его прочности и жесткости.

а) Габаритные (наружные) размеры корпуса. Определяются размерами расположенной в корпусе редукторной пары и кинематической схемой редуктора. При этом вертикальные стенки редуктора перпендикулярны основанию, верхняя плоскость крышки корпуса параллельна основанию - редукторная пара вписывается в параллелепипед.

б) Толщина стенок корпуса и ребер жесткости.

 (1.9.1)

где Т2 - вращающий момент на тихоходном валу. Н-м. Принимаем =6 мм.

Внутренний контур стенок корпуса очерчивается по всему периметру корпуса с учетом зазоров х и у между контуром и вращающимися деталями.

**1.9.8.2 Фланцевые соединения**

Фланцы предназначены для соединения корпусных деталей редуктора. В корпусах проектируемых одноступенчатых редукторов конструируют пять фланцев: 1 - фундаментный основания корпуса, 2 - подшипниковой бобышки основания и крышки корпуса; 3 - соединительный основания и крышки корпуса; 4 - крышки подшипникового узла; 5 -крышки смотрового люка.

**1.9.8.3 Детали и элементы корпуса редуктора**

а) Смотровой люк. Служит для контроля сборки и осмотра редуктора при эксплуатации.

б) Установочные штифты.

в) Отжимные винты.

г) Проушины.

д) Отверстия под маслоуказатель и сливную пробку.

**1.9.9 Выбор муфт**

В проектируемых приводах применены компенсирующие разъемные муфты нерасцеляемого класса в стандартном исполнении.

Дня соединения выходных концов валов двигателя и быстроходного вала редуктора, установленных, как правило, на общей раме, применены упругие втулочно-пальцевые муфты.

**1.9.9.1 Определение расчетного момента и выбор муфты**

Основной характеристикой для выбора муфты является номинальный вращающий момент Т, Н-м, установленный стандартом. Муфты выбирают по большому диаметру концов соединяемых валов и расчетному моменту Тр, который должен быть в пределах номинального:

ТР=КрТ1,(Т2)Т (1.9.2)

где Кр- коэффициент режима нагрузки, (табл.9.7);

T1 (T2) - вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н-м.

Быстроходный вал.

Тр=1,5 · 21= 31,5 Н·м < 63 Н·м

Тихоходный кал.

Тр = 1,5 · 95,5= 143,25 Н·м < 250 Н·м

**1.9.9.2 Муфты упругие втулочно-пальцевые**

Муфты получили широкое распространение благодаря простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры, допускаемые смещения осей валов определяют по табл.К5.

Полумуфты изготовляют из чугуна марки СЧ 20 (ГОСТ 1412-85) или стали 30Л (ГОСТ 977-88); материал пальцев - сталь 45 (ГОСТ 1050-74); материал упругих втулок - резина с пределом прочности при разрыве не менее 8 Н/мм2

Радиальная сила, вызванная радиальным смешением, определяется по соотношению:

FM =  (1.9.3)

где - радиальное смещение, мм;

- радиальная жесткость муфты, Н/мм, зависит от диаметра посадочного места полумуфты; для диаметров не указанных в таблице, применить линейное интерполирование.

Быстроходный вал.

Fм1 =0,3 · 3920 = 494/7

Тихоходный вал.

Fм2 =0,3 · 4364 = 1309/7

**1.9.9.3 Установка муфт на валах**

Сопряжение с валом. Проектируемые муфты состоят из двух полумуфт, устанавливаемых на выходные концы валов на шпоночном соединении призматическими шпонками (см. табл.К4),

На цилиндрические концы валов полумуфты устанавливают по следующим посадкам:

при нереверсивной работе без толчков и ударов - Н7/к6;

**1.9.10 Смазывание. Смазывание устройства**

Смазывание зубчатых зацеплений и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижение коэффициента трения, уменьшение износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей.

**1.9.10.1 Смазывание зубчатого зацепления**

а) Способ смазывания. Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом. Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с.

б) Выбор сорта масла. Зависит от значения расчётного контактного на­пряжения в зубьях и фактической окружной скорости V колёс. Сорт масла выбирается по табл.9.9. Принимаем сорт масла И-Г-А-68

Обозначение индустриальных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых показывает: И — индустриальное; второй — принадлежность к группе по назначению Г — для гидравлических систем; третий — принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам А — масло без присадок; четвертый (число)... класс кинематической вязкости:

в) Определение количества масла. Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объём масленой ванны определяю! из расчёта 0,4...0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности (см. задачу 2). Меньшие значения применяют для крупных редукторов.

г) Определение уровня масла. В цилиндрических редукторов при окунании в масленую ванну колеса m hм0,25d2, где m - модуль зацепления.

д) Контроль уровня масла. Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют разными маслоуказателями. Наибольшее распространение имеют жезловые маслоуказатели, т.к. они удобны для осмотра; конструкция их проста и достаточно надёжна.

е) Слив масла. При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей. С течением времени оно стареет, свойства её ухудшаются. Поэтому масло, напитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусматривают сливное отверстие. закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой.

ж)Отдушины. При длительной работе в связи с нагревом масла и воздуха повышается давление внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путём установки отдушины в его верхних точках.

**1.9.10.2 Смазывание подшипников**

В проектируемых редукторах для смазывания подшипников качения жидкие и пластичные смазочные материалы.

а) Смазывание жидкими материалами. При смазывании зубчатых колес окунанием подшипники качения обычно смазываются из картера в результате разбрызгивания масла колёсами, образования масляного тумана и растекания масла по валам. Падёжное смазывание разбрызгиванием возможно при окруж­ных скоростях V > 3 м/с. Для свободного проникновения масла полость подшипника должна быть открыта внутрь корпуса.

**1.10.ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ**

Цель: 1. Выполнить проверочные расчеты стандартных изделий шпонок.

2. Выполнить проверочный расчет валов на прочность.

**1.10.1. Проверочный расчет шпонок:**

 (1.10.1.)

Где  - окружная сила на шестерне или колесе, Н

 - площадь смятия, . Здесь  - рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм (l – полная длина шпонки, определенная на конструктивной компоновке); b, h, t – стандартные размеры

 - допускаемое напряжение на смятие, . Пристальной ступице и при колебаниях нагрузки  следует снижать на 20…25%.

=22 - 10=12

=(0,94-5)=30,24

=731

Вывод: шпоночное соединение прочно.

**1.10.2. Проверочный расчет валов**

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом растет, отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Проверочный расчет производится после завершения конструктивной компоновки и установления окончательных размеров валов.

Цель расчета – определить коэффициент запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемым:



При высокой достоверности расчета . При менее точной расчетной схеме 

1. Намечаем опасные сечения вала.

Опасное сечение вала определяется наличием источника концентрации напряжений при суммарном изгибающем моменте .

В проектируемом коротком валу одноступенчатого редуктора, как правило, наличие двух опасных сечений: одно – на 3-й ступени под колесом (шестерни), второе – на 2-й ступени под подшипниковой опорой, смежной с консольной нагрузкой.

2. Проверка сечения I-I .

3. Определение напряжений в опасных сечениях вала, 

а) нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, при котором амплитуда напряжений равна расчетным напряжениям изгиба :

 (1.10.2.)

Проверочный расчет ведомого вала.

а) нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, при котором амплитуда напряжений  равна расчетным напряжениям изгиба:





б) касательные напряжения изменяются по отнулевому циклу, при котором амплитуда цикла  равна половине расчетных напряжений кручения .

 (1.10.4.)



Определяем коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений для расчетного сечения вала:

 (1.10.5.)



 (1.10.6.)



Определяем пределы выносливости в расчетном сечении вала, 

 (1.10.7.)

 (1.10.8.)

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

 (1.10.9.)



 (1.10.10.)



Определяем общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:

 (1.10.11.)



Как показала практика проектирования валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение, проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

**1.11. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ РЕДУКТОРА**

Цель: 1. Определить массу редуктора.

2. Определить критерий технического уровня редуктора.

Объективной мерой затраченных средств является масса редуктора m, кг, в которой практически интегрирован весь процесс его проектирования. Поэтому за критерий технического уровня можно принять относительную массу , т.е. отношение массы редуктора вращающему моменту на его тихоходном валу. Этот критерий характеризует расход материалов на передачу момента и легок для сравнения.

**1.11.1. Определение массы редуктора**

Цилиндрический, конический редуктор - , где  - коэффициент заполнения определить по графику в зависимости от межосевого расстояния  для цилиндрического редуктора.

  - плотность чугуна;

V – условный объем редуктора определить как произведение наибольшей длины, ширины и высоты редуктора, .

 (1.11.1.)

 ,мм., В = 69 мм., Н = 301 мм.

 кг.

**1.11.2. Определение критерия технического уровня редуктора**

1. Критерий технического уровня определяется по формуле , где - вращающий момент на тихоходном валу редуктора.

Определение критерия  дает возможность оценить место спроектированного редуктора в сравнении со стандартными и решить вопрос о целесообразности его изготовления. При этом надо учесть ограниченность возможностей индивидуального производства для получения высоких

критериев технического уровня редуктора.

 (1.11.2.)



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип редуктора | Масса  m, кг | Момент  Т2, Нм | Критерии | Вывод |
| Высший | 22 | 95,5 | 0,23 | редуктор соответствует рекордным образцам |

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Данным проектом выполнено проектирование одноступенчатого горизонтального редуктора общего назначения с косыми зубьями.

Произведены расчеты основных узлов и деталей механического привода:

- проектный и проверочный расчеты зубчатой передачи, с предварительным выбором материалов колес;

- расчет нагрузки валов редуктора;

- расчет изгибающих и крутящих моментов валов редуктора;

- проектный, а затем проверочный (уточненный) расчеты валов;

- предварительный выбор подшипников качения, а затем проверка их пригодности.

Все расчеты получились удовлетворительными. По расчетным данным выполнен сборочный чертеж редуктора в масштабе 1:1.

В конце проекта определена качественная оценка технического уровня проектируемого редуктора. Соответствует высокому уровню, определенному.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Шейнблин А. Е. «Курсовое проектирование деталей машин». – М: Высшая школа, 1991
2. Дунаев П. Ф., Леликов О.П. «детали машин. Курсовое проектирование». – М: Высшая школа,1984
3. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. «Детали машин». – М: Высшая школа, 1987
4. Богомолов С. К., Воинов А. В. «Черчение». – М: Машиностроение, 1987
5. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Основные положения. – М: Сьандарт, 1987
6. Бейзельман Р. Д. «Подшипник качения». – М: Машиностроение, 1975