КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

"РЕДУКТОР КОНИЧЕСКИЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ПРЯМОЗУБЫЙ"

**Введение**

Курсовой проект это моя первая конструкторская работа, при выполнении которой я применил на практике знания общеобразовательных и общетехнических дисциплин, таких как физика, математика, техническая и теоретическая механика, детали машин, сопротивление материалов, материаловеденье машиностроительное черчение и другие.

В результате работы я должен:

1. **Систематизировать**, закрепить и расширить теоретические **знания**, а также **развить** **расчетно-графические навыки**;

2. **Ознакомиться** **с конструкциями** типовых деталей и узлов и приобрести навыки самостоятельного решения инженерно – технических задач, умения рассчитать и сконструировать механизмы и детали общего назначения на основе полученных знаний

3. **Овладеть техникой разработки конструкторских документов** на различных стадиях проектирования и конструирования;

4. **Научиться защищать** самостоятельно принятое техническое решение.

Мне предстоит рассчитать и спроектировать одноступенчатый конический прямозубый редуктор по трём параметрам: мощности, передаточному числу, и числу оборотов. (**Проектирование**-это разработка общей конструкции изделия, а **Конструирование** – это детальная разработка всех вопросов, решение которых необходимо для реальной конструкции изделия) ***Редуктором*** называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненных в виде отдельного агрегата и служащих для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Мне предстоит рассчитать и спроектировать одноступенчатый конический прямозубый редуктор. Конические редукторы применяются для передачи движения между валами, оси которых пересекаются под углом 90º. ***Назначение редуктора*** – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами. Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или стального), в котором помещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают такие устройства для смазывания зацеплений и подшипников или устройство для охлаждения Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения.

***Редукторы классифицируются по следующим признакам***:

* тип передачи (зубчатые, червячные или зубчато – червячные);
* число ступеней (одноступенчатые и многоступенчатые);
* тип зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо – цилиндрические);
* относительное расположение валов в пространстве (горизонтальные и вертикальные);
* особенности кинематической схемы (развернутая, соосная и с раздвоенной ступенью).

1**. Задание на курсовой проект и кинематическая схема**

Спроектировать одноступенчатый, горизонтальный, конический редуктор (режим работы редуктора спокойный нагрузка нереверсивная, предназначен для длительной эксплуатации; работа односменная; температура окружающей среды +10…+30ºС, срок службы неограничен.) по следующим данным:

P2=4,4 кВт

n2=365 об/мин

u=4

**1**

**М**

**2**

**3**

Рис 1 Кинематическая схема редуктора

Электродвигатель

* 1. Муфта
	2. Редуктор

**2. Выбор электродвигателя и кинематический расчёт**

Определяем общий КПД редуктора:

Согласно [(3); таблице 1.1] принимаем:

КПД зубчатых колёс ;

КПД подшипников ;

Определяем требуемую мощность электродвигателя:

Определяем скорости на валах:

;

;

Выбираем электродвигатель:

Согласно [(3); таблице П1] выбираем двигатель с

;

;

.

Определяем вращающие моменты на валах:

**4. Расчёт зубчатых колёс редуктора**

Выбираем материал для шестерни и колеса согласно [(3) таблице 3.3]:

* для шестерни сталь 40Х улучшенная с твёрдостью HB 270;
* для колеса сталь 40Х с твёрдостью HB 245.

Определяем допускаемые контактные напряжения:

Согласно [(3) таблице 3.2] принимаем:

;

Согласно [(3) таблице 3.1] принимаем:

Коэффициент безопасности:

;

Коэффициент долговечности:

;

Коэффициент (При консольном расположении);

Согласно :

;

Коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию

;

Определяем внешний делительный диаметр колеса:

;

Принимаем ближайшее стандартное значение по

Определяем количество зубьев колеса и шестерни:

Принимаем число зубьев шестерни:

=25;

Определяем число зубьев колеса:

;

Проверка:

;

Отклонение от заданного нет.

Определяем внешний окружной модуль:

;

Уточняем значение ;

Отклонение от стандартного 0%.

Определяем углы делительных конусов:

Определяем внешнее конусное расстояние и длину зуба:

Определяем внешний делительный диаметр шестерни:

.

Определяем средний делительный диаметр шестерни:

.

Определяем внешние диаметры шестерни и колеса:

Определяем средний окружной модуль:

Определяем коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:

Определяем среднюю окружную скорость колеса:

Для конической передачи назначаем 7-ю степень точности.

Проверка контактных напряжений:

Определяем силы участвующие в зацеплении:

Определяем коэффициент нагрузки :

Определяем коэффициент формы зуба в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

Определяем коэффициент запаса прочности и значение предела выносливости при отнулевом цикле изгиба:

Принимаем , тогда:

Определяем допускаемое напряжение:

Для шестерни:

;

Для колеса:

.

Определяем отношение :

Для шестерни:

;

Для колеса:

Проверяем зуб колеса:

Дальнейший расчёт ведём для зубьев колеса, так как полученное отношение для него меньше.

**5. Предварительный расчёт валов редуктора**

Расчёт выполняется на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Определяем крутящие моменты в поперечных сечениях ведущего и ведомого вала:

Определяем основные диаметры ведущего вала:

Принимаем допускаемое напряжение , тогда диаметр выходного конца:

;

Чтобы ведущий вал редуктора можно было соединить с помощью МУВП с валом электродвигателя (при )

Принимаем ,

Принимаем диаметр под подшипники .

Определяем основные диаметры ведомого вала:

Принимаем допускаемое напряжение , тогда диаметр выходного конца:

**6. Конструктивные размеры шестерни и колеса**

Принимаем длину посадочного участка шестерни:

.

Принимаем основные размеры колеса:

Определяем диаметр ступицы колеса:

.

Определяем длину ступицы колеса:

.

Определяем толщину обода колеса:

.

Определяем толщину диска колеса:

**7. Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Определяем толщину стенок корпуса и крышки:

Корпуса:

;

Крышки:

.

Определяем толщину фланцев (поясов) корпуса и крышки:

Верхний пояс корпуса:

.

Нижний пояс корпуса:

.

Верхний пояс крышки:

.

Определяем диаметры болтов:

Определяем диаметры фундаментных болтов:

Принимаем фундаментные болты с резьбой М20

Определяем диаметры болтов крепящих крышку к корпусу у подшипника:

Принимаем болты с резьбой М14

Определяем диаметры болтов соединяющих крышку с корпусом редуктора:

Принимаем болты с резьбой М10

**8. Предварительная компоновка редуктора**

Выбираем подшипники:

Выбираем роликоподшипники конические однорядные лёгкой серии

по [(3); таблице П7]

Ведущий вал

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Условное****обозначение** | **d** | **D** | **T** | **C** | **C0** | **e** |
| **мм** | **кН** |
| 7206 | 30 | 62 | 17,25 | 31,5 | 22 | 0,36 |

Ведомый вал

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Условное****обозначение** | **d** | **D** | **T** | **C** | **C0** | **e** |
| **мм** | **кН** |
| 7207 | 35 | 72 | 18,25 | 38,5 | 26 | 0,37 |

Определяем а1 [(3) формула 9.11]:

.

Определяем размер от среднего диаметра шестерни до реакции

подшипника f1:

.

Определяем размер между реакциями подшипников с1:

;

.

Замеряем расстояния :

.

Определяем размеры f2 и с2:

;

.

**9. Проверка долговечности подшипников**

Проверка долговечности подшипников ведущего вала:

Определяем реакции в плоскости xz:

Определяем реакции в плоскости yz:

Определяем суммарные реакции:

Определяем осевые составляющие радиальных реакций:

Для подшипников 7206 параметр осевого нагружения e=0,36 .

Определяем осевые нагрузки по :

Рассчитываем правый подшипник, т. к. он более нагружен:

Определяем эквивалентную нагрузку:

Определяем расчётную долговечность в млн. об:

Определяем расчётную долговечность в ч:

Найденная долговечность приемлема.

**Расчёт ведущего вала (рис 2)**

Определяем момент Му:

;

.

Определяем момент Мх:

;

Определяем момент Т:

Проверка долговечности ведомого вала.

Определим основные данные:

Определяем реакции в плоскости xz:

;

Определяем реакции в плоскости yz:

Определяем суммарные реакции:

Рассчитываем четвёртый подшипник:

Выбираем четвёртый подшипник т. к. он больше нагружен.

Определяем эквивалентную нагрузку:

.

Определяем расчётную долговечность в млн. об:

Определяем расчётную долговечность в ч:

Найденная долговечность приемлема.

**Расчёт ведомого вала (рис 3)**

Определяем момент Му:

;

.

Определяем момент Мх:

;

Определяем момент Т:

**10. Проверка прочности шпоночных соединений**

Шпоночные соединения проверяем на смятие. Материал шпонки: Сталь 45 нормализованная. допускаемое напряжение при стальной ступице:

[σсм]=100÷120 МПа

Выбираем шпонки по [(3); табл. 8.9.]:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **dвала** | **bhL** | **t1** | **t2** |
| Dв1 =24 | 8740 | 4 | 3,3 |
| Dв2 =32 | 10856 | 5 | 3,3 |
| Dк2 =40 | 12836 | 5 | 3,3 |

Шпонка на выходном конце ведущего вала:

Длина шпонки:

Принимаем =40 мм

Проверяем шпонку на смятие:

Шпонка на выходном конце ведомого вала:

Длина шпонки:

Принимаем

Проверяем шпонку на смятие:

Шпонка для крепление колеса на ведомом валу:

Длина шпонки:

Принимаем

Проверяем шпонку на смятие:

Выбранные шпонки выдерживают напряжения смятия.

**11. Уточнённый расчёт валов**

Выбираем материал валов:

Сталь 40Х улучшенная () [(3); табл. 3.3.].

Определяем пределы выносливости:

;

.

Рассчитываем ведущий вал:

Расчёт ведём для наиболее опасных сечений, в которых действуют наибольшие моменты, т.е. сечение под подшипником, ближайшее к шестерне и сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту.

Рассчитываем сечение под подшипником, ближайшее к шестерне:

Определяем изгибающие моменты:

;

.

Определяем суммарный изгибающий момент:

Определяем момент сопротивления сечения:

.

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.7.],

Определяем полярный момент сопротивления:

.

Определяем амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.7.]; по[(3); стр. 166].

.

Определяем коэффициент запаса прочности:

Найденное значение достаточно, прочность обеспечена.

Рассчитываем сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту.

Определяем изгибающие моменты:

;

.

Определяем суммарный изгибающий момент:

Определяем момент сопротивления кручению:

Определяем момент сопротивления изгибу:

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.5.]; по [(3); табл. 8.8.];

Определяем амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.5.]; по [(3); табл. 8.8.]; по[(3); стр. 166].

.

Определяем коэффициент запаса прочности:

Найденное значение достаточно, прочность обеспечена.

Рассчитываем ведомый вал:

Расчёт ведём для наиболее опасных сечений, в которых действуют наибольшие моменты, т.е. сечение под подшипником, ближайшее к колесу, сечение под колесом и сечение при передаче вращающего момента на агрегат через муфту.

Рассчитываем сечение под подшипником, ближайшее к колесу

Определяем изгибающие моменты:

;

.

Суммарный изгибающий момент:

Момент сопротивления сечения:

.

Амплитуда нормальных напряжений:

.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.7.].

.

Полярный момент сопротивления:

.

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.7.]; [(3); стр. 166].

.

Коэффициент запаса прочности:

Найденное значение достаточно, прочность обеспечена.

Рассчитываем сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту.

Определяем изгибающие моменты:

;

.

Определяем суммарный изгибающий момент:

Определяем момент сопротивления кручению:

Определяем момент сопротивления изгибу:

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.5.]; по [(3); табл. 8.8.];

Определяем амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.5.]; по [(3); табл. 8.8.]; по[(3); стр. 166].

.

Определяем коэффициент запаса прочности:

Найденное значение достаточно, прочность обеспечена.

Рассчитываем сечение под колесом

Определяем изгибающие моменты:

;

.

Определяем суммарный изгибающий момент:

Определяем момент сопротивления кручению:

Определяем момент сопротивления изгибу:

Определяем амплитуду нормальных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.5.]; по [(3); табл. 8.8.];

Определяем амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

.

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

 по [(3); табл. 8.5.]; по [(3); табл. 8.8.]; по[(3); стр. 166].

.

Определяем коэффициент запаса прочности:

Найденное значение достаточно, прочность обеспечена.

**12. Выбор посадок**

Посадка подшипников на вал:

Посадку производят в системе отверстий, так как подшипник – готовое изделия и идёт на сборку без дополнительной механической обработки. В связи с тем что внутренние кольца подшипников нерегулируемые и нагрузка циркуляционная, то назначаем отклонение вала к6 по [(3); табл. 9.11 и 10.13]

Посадку подшипников в корпус:

Посадку производим в системе вала, назначаем отклонение отверстия Н7, это вызвано стремлением равномерный износ дорожек качения, так как нагрузка местная по [(3); рекомендация 9.5]

Посадку мазеудерживающих колец назначаем h6

Посадку стакана в корпус назначаем H7/h7

Посадку зубчатого колеса на вал h6

Распорные втулки на вал назначаем H7/k6

Поле допуска ширины шпоночного паза Р9

Поле допуска ширины зубчатого колеса назначаем Js9, т. к. передача не реверсивная.

Поле допуска вала под манжетой назначаем h7

**13. Выбор сорта масла**

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до погружения колеса на всю длину зуба.

По [(1) табл. 10.8] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях =МПа и средней скорости = м/с вязкость масла должна быть приблизительно равна 210-6м2/с. По [(3); табл. 10.10] принимаем маслоиндустриальное И-30А по [ГОСТ 20799–75\*]

Подшипники смазываем пластичным смазочным материалом, закладываемым в подшипниковые камеры при монтаже. Сорт мази выбираем по [(1) табл. 9.14] – солидол марки УС-2.

Уровень масла в корпусе: 0,25 л на 1 кВт мощности, а у нас 5,5 кВт, следовательно, запас масла требуемый для охлаждения равен 1,375 л. Рассчитаем высоту запаса требуемого на охлаждение Lbh=V, следовательно для V=1,375 л h=V/bh=1,375/1,2\*2,47=0,46 см=46 мм. Т. к. зуб конического колеса должен быть полностью погружен в масло, то уровень надо увеличить на 34 мм, следовательно, уровень масла будет равен 80 мм.

Определим количество масла V=Lbh=1,2\*2,47\*0,8=2,3712 л.

**14. Сборка редуктора**

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная со сборки валов.

На ведущий вал насаживают мазеудерживающее кольцо, затем подшипник устанавливают на вал, предварительно нагрев его в масле до 80–100 °С, затем надевают распорную втулку и стакан, далее насаживают второй подшипник. Устанавливают втулку, многолапчатую шайбу, прижимают шлицевой гайкой и загибают лапки в шлицевые пазы.

В ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем устанавливают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают подшипники.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку, предварительно покрытую спиртовым лаком. Для обеспечения центровки крышку устанавливают с помощью двух конических штифтов и затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку и ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки. Их устанавливают под фланцы крышек подшипников и между корпусом и фланцем стакана.

Затем устанавливают крышки и проверяют проворачивание валов, отсутствие заклинивания подшипников (валы должны поворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Затем вворачивают маслоспускную пробку в отверстие с прокладкой.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое окно крышкой с резиновой прокладкой, закрепляют крышку винтами. Заворачивают контрольную пробку.

Собранный редуктор обкатывают и испытывают на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

**Заключение**

В результате работы я систематизировал, закрепил и расширил теоретические знания, ознакомился с конструкциями типовых деталей и узлов, научился самостоятельно принимать и защищать решения инженерно – технических задач, рассчитывать и конструировать механизмы и детали общего назначения на основе полученных знаний, овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования и конструирования.

Разработанный мной редуктор имеет:

1. Габаритные размеры

2. Внешнее конусное расстояние

3. Среднюю окружную скорость колеса

4. Малую массу.

Также я произвёл расчёт основных элементов на прочность, жёсткость и устойчивость.

Этот проект поможет мне в будущем в выполнении дипломной работы и в дальнейшем непосредственно на производстве.