МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Механічний факультет

Кафедра ОПМ

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

З ДИСЦИПЛІНИ “ДЕТАЛІ МАШИН”

НА ТЕМУ: “ПРОЕКТ ПРИВОДУ ПІДВІСНОГО КОНВЕЙЄРА”

Виконавець, студент гр. МС-04н О. І. Горобець

Консультант, доц., к.т.н.О. В. Деркач

Нормоконтролер, доц., к.т.н. О. В. Деркач

Донецьк 2007

Завдання № 6МС-01

Варіант 1

Спроектувати привод підвісного конвейєра.

Вихідні данні:

Тягове зусилля ланцюга 

Швидкість руху ланцюга 

Крок ланцюга 

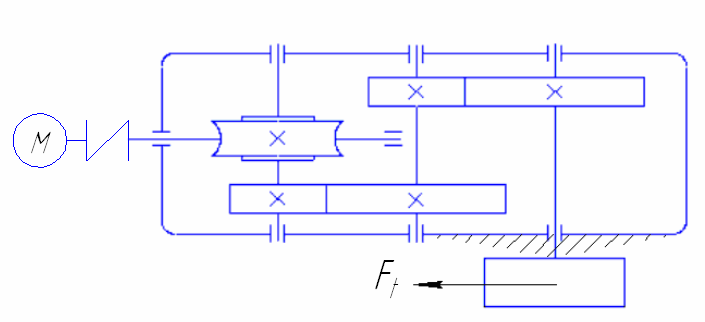
Число зубців зірочки 

Строк праці приводу  роки;

Добова тривалысть експлуатації  зміни;

Коефіцієнт використання ;

Тип виробництва – масове.







*1,3*

*1,0*

*0,7*

*0,5*

*0,005*

*0,095*

*0,6*

*0,3*



Схема привода підвісного конвеєра

Діаграма навантаження

РЕФЕРАТ

Курсовий проект містить: 46 сторінок, 8 рисунків (схем), 4 таблиці, 5 джерел, 4 додатка.

Об′єкт проектування: привод підвісного конвеєра.

Мета роботи: сконструювати та розрахувати привод з редуктором черв′ячно-циліндричним, трьохступінчатим.

Приведено вибір електродвигуна, матеріалу для зубчастих коліс і валів та зроблені їх розрахунки згідно умов міцності. Обрані та розраховані шліцьові з’єднання, підшипники кочення і муфти. Обрана система змащення зубчастих передач та підшипників. Вибрані марки оливи. Сконструйований привод.

ПЕРЕДАЧІ ЗУБЧАСТІ, ВАЛ, ПРЯМОБІЧНІ ШЛИЦІ, ПІДШИПНИК КОЧЕННЯ, МУФТА, РЕДУКТОР, ЕЛЕКТРОДВИГУН, ПРИВОД.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПРИВОДА

1.1 Вибір та перевірка електродвигуна

1.2 Визначення загального передатного числа і його розбивка по ступеням

1.3 Розрахунок частот обертання, потужностей та обертаючих моментів на валах

1.4 Вибір розрахункового навантаження

2 РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Розрахунок черв′ячної передачі

2.1.1 Вибір матеріалів для виготовлення черв′ячної передачі

2.1.2 Визначення допустимих напружень

2.1.3 Проектний розрахунок

2.1.4 Перевірочний розрахунок

2.1.5 Визначення геометричних розмірів черв′ячного зачеплення

2.2 Розрахунок циліндричних передач

2.2.1 Приблизне визначення граничних та допустимих навантажень для матеріалів коліс

2.2.2 Приблизний проектний розрахунок головного та основних параметрів передач із умови згинальної міцності

2.2.3 Уточнюючий розрахунок розрахункового навантаження та фактичних згинальних напружень

2.2.4 Уточнююче визначення граничних та допустимих навантажень матеріалу коліс

2.2.5 Вибір матеріалів зубчастих коліс

2.2.6 Конструювання зубчастих коліс

2.3 Ескізна компоновка редуктора

3 ПРОЕКТУВАННЯ ВАЛІВ

3.1 Проектний розрахунок вала

3.2 Визначення навантажень у зачепленні

3.3 Побудова епюр згинаючих та крутних моментів

3.4 Розрахунок вала на опір втомі

4 ПРОЕКТУВАННЯ ВУЗЛІВ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

4.1 Вибір підшипників кочення. Розрахунок їх довговічності

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК МУФТ

6 КОНСТРУЮВАННЯ КОРПУСУ РЕДУКТОРА

7 ВИБІР МАРКИ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

7.1 Змащування підшипників кочення

7.2 Змащування зубчастих та черв’ячної передач

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ

ДОДАТОК А Комплект специфікацій

ВСТУП

Велике значення для розвитку машинобудування має організація виробництва машин та інших виробів, створення та використання надійних засобів технічних вимірювань і контроля.

Важливим завданням машинобудування є створення машин та агрегатів великої одиничної потужності.

Машина складається з трьох основних блоків :

• двигуна (найчастіше це електродвигун з обертовим рухом ротору);

• робочого органу , який безпосередньо виконує корисну роботу, для здійснення якої і створюється машина;

• трансформуючого механізму (найчастіше це редуктор), який узгоджує параметри механічної енергії вала електродвигуна і вала робочого органу .

Комплекс двох блоків – двигун і трансформуючий механізм називається приводом машини. Оскільки привід машини має багато стандартизованих елементів, придатних до використання в різних галузях техніки, проектування приводів становить основу тематики курсового проектування з деталей машин .

1 ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПРИВОДА

1.1 Вибір та перевірка електродвигуна

Розрахуємо необхідні данні для вибору електродвигуна.

Ділильний діаметр зірочки:

,

 та – вихідні данні.

Кутова швидкість робочого органу:

,

де – вихідні данні.

Обертаючий момент на робочому органі:

,

де – вихідні данні.

Потужність на робочому органі:

.

Діапазон можливих значень передатного числа привода:



де  - передатні числа першої, другої та третьої ступені черв′ячно-циліндричного редуктора;

Згідно з [1, с.29]:

 - для черв′ячної двозахідної передачі;

 - для циліндричних передач;



Діапазон можливих значень кутових швидкостей ротору електродвигуна:

.

Відповідний діапазон частоти обертання ротору двигуна:



ККД привода визначаємо за формулою:

,

де  - ККД контактного ущільнення на швидкохідному валу;

 - ККД черв′ячної передачі;

 - ККД однієї пари підшипників кочення;

 - ККД закритої циліндричної передачі з рідкою змазкою;

 - ККД компенсуючої муфти (МПВП);

 - ККД контактного ущільнення на тихохідному валу;

Прийнявши середні рекомендовані значення [1,с.29]:

;

Максимальна потужність на валу електродвигуна:

.

Обираємо асинхронний електродвигун серії 4А з кріпленням на лапах [1, с.33]. Його техніко-економічні характеристики приведені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Техніко-економічні характеристики електродвигуна

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Потужність,  кВт | Частота обертання, об/хв |  | Типорозмір,  4А…У3 |
| 11,0 | 2900 | 1,7 | 4А132М2У3 |
| 7,5 | 2900 | 2,0 | 4А112М2У3 |

Перевіряємо умову можливості запуску електродвигуна під навантаженням:

,

де - співвідношення пускового та номінального моментів електродвигуна;

Для двигуна, потужністю 11,0 кВт:



Для двигуна, потужністю 7,5 кВт:



Перевіряємо умову нагріву двигуна під навантаженням:





Обидві умови виконуються для обох двигунів. Обираю двигун потужністю 7,5кВт. Ескіз двигуна зображено на рисунку 3. З [1, с.33] обираємо основні розміри електродвигуна і заносимо їх у таблицю 1.2.

Таблиця 1.2

Основні розміри електродвигуна (мм)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Типорозмір  4А…У3 | Габаритні розміри | | | Установочні і приєднувальні розміри | | | | | | | |
| L | H | D | l1 | l2 | l3 | d | d1 | B | h | h1 |
| 4А112М2У3 | 452 | 310 | 260 | 80 | 140 | 70 | 32 | 12 | 190 | 112 | 12 |



Рисунок 1.1 Основні розміри електродвигуна

1.2 Визначення загального передатного числа і його розбиття по ступеням

Визначимо кутову швидкість обертання ротору двигуна:



Визначимо загальне передатне число редуктора. Воно дорівнює передатному числу привода, яке визначається за формулою:





Розіб′ємо загальне передатне число по ступенях.

Попередньо було прийнято західність черв′яка  та згідно з [1,с.16] приймаємо кількість зубців черв′ячного колеса . Тоді передатне число першої ступені (черв′ячної передачі) становить:

.

Загальне передатне число зубчастих передач:



Приймаємо:  



1.3 Розрахунок частот обертання, потужностей та обертаючих моментів на валах

Визначимо частоти обертання валів редуктора:

На першому (вхідному) валу:



На другому (проміжному) валу:



На третьому (проміжному) валу:



На четвертому (вихідному) валу:



Відповідні швидкості обертання валів редуктора:











Визначимо фактичні потужності на валах:

На першому валу:



На другому валу:



На третьому валу:



На четвертому валу:



Визначаємо обертаючі моменти на валах редуктора:











1.4 Вибір розрахункового навантаження

Визначимо загальний час роботи редуктора за формулою:



де  - термін служби редуктора, років, 

 - кількість робочих днів, 

 - кількість змін, 

 - тривалість зміни, 

 - коефіцієнт використання обладнання, .



Визначаємо кількість циклів навантаження на всіх ступенях редуктора:









Тому ІІІ та IV вали розраховуємо починаючи з другої ділянки діаграми навантаження:











2 РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Розрахунок черв′ячної передачі

2.1.1 Вибір матеріалів для виготовлення черв′ячної передачі

Вибір матеріалів для черв′ячної передачі виконуємо наступним чином:

попередньо було прийнято:

 при ;

Тоді кількість зубців черв′ячного колеса буде дорівнювати:



Швидкість ковзання між зубцями черв′ячного колеса та витками черв′яка за формулою:



Маємо , тому для виготовлення венця черв′ячного колеса приймаємо олов′янисту бронзу Бр010Ф1 з такими показниками:



де  - умовне допустиме напруження на контактну витривалість [2,с.26,табл.4.2];



де - умовне допустиме напруження вигіну для нереверсивної передачі [2].

При цьому черв′як виготовляється зі сталі марки 45 та піддається гартуванню СВЧ до 45...50 HRC.

2.1.2 Визначення допустимих напружень

Допустимі напруження на контактну витривалість черв′ячного колеса визначаємо за формулою:



де - коефіцієнт режиму, який враховує термін роботи передачі при контактних навантаженнях;





,

де - частота обертання черв′ячного колеса, хв-1;

 - число часів роботи передачі за розрахунковий строк роботи;

- обертаючий момент і-тої ступені діаграми навантаження;

- найбільший обертаючий момент з діаграми, число циклів дії котрого перевищує 5.104;

- відносний час дії моменту  за розрахунковий термін служби.



;



Тому приймаю



Допустиме навантаження при розрахунку на вигін (при нереверсивної передачі) визначають таким чином:



де - коефіцієнт режиму, який враховує термін роботи передачі при навантаженні вигіну;



де - еквівалентне число циклів зміни напружень;



;







2.1.3 Проектний розрахунок

Для проектного розрахунку черв′ячної передачі необхідно визначити розрахункове навантаження:



де - розрахунковий обертаючий момент на валу колеса, 

- коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження;

 - коефіцієнт динамічності навантаження, обирається по ступіні точності (7-ступінь при )  згідно з [2,с.29,табл.4.8].



де - коефіцієнт деформації черв′яка, визначаємий по [2,с.29,табл.4.6], в залежності від коефіцієнта діаметра черв′яка:

,

Згідно з ГОСТ 19672-74 приймаємо стандартне значення :

; ;

- відношення середньозваженого моменту до максимального;







Розміри передачі з умови забезпечення контактної міцності.

1. Головний параметр. Міжвісева відстань черв′ячної передачі, визначається за формулою:





2. Модуль зачеплення:





Згідно з ГОСТ 2144-76 коректуємо значення модуля в залежності від : 

Тоді 

Уточнюємо швидкість ковзання за формулою:



Швидкість ковзання незначно відрізняється від попередньо розрахованої, тому усі прийняті коефіцієнти та розрахунки залишаємо незмінними.

2.1.4 Перевірочний розрахунок

Перевірочний розрахунок зубців черв′ячного колеса на контактну міцність проводимо згідно умови:

,

,



Умова згинальної міцності:

,

де - коефіцієнт форми зубців для черв′ячних коліс, залежить від еквівалентного числа зубців:

,

звідки згідно [2,c.32,табл.4.11] знаходимо ;

- тангенціальна сила:



- коефіцієнт навантаження:







Умови міцності виконуються.

2.1.5 Визначення геометричних розмірів черв′ячного зачеплення

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Расчетные формулы | Значение |
| Шаг зубців черв′яка та колеса,мм: | P = π\*m | 25,120 |
| Діаметр ділильного кола черв′яка,мм: | d1=q\*m | 64,000 |
| Діаметр ділильного кола колеса,мм: | d2=Z2\*m | 288,000 |
| Висота головки зуба: | ha=m | 8,000 |
| Висота ножки зуба: | hf=1,2\*m | 9,600 |
| Висота зуба: | h=2,2\*m | 17,600 |
| Діаметр вершин,мм: |  |  |
| черв′яка | da1=d1+2\*ha=m\*(q+2) | 80,000 |
| колеса | da2=d2+2\*ha=m\*(Z2+2) | 304,000 |
| Діаметр западин,мм: |  |  |
| черв′яка | df1=d1 - 2\*hf=m\*(q-2,4) | 44,800 |
| колеса | df2=d2 - 2\*hf=m\*(Z2-2,4) | 268,800 |
| Зовнішній діаметр черв′ячного колеса,мм: | daM2≤da2+1,5\*m | 316,000 |
| Міжвісьова відстань,мм: | aw=0,5\*(q+Z2)\*m | 176,000 |
| Довжина нарізної частини черв′яка,мм: | b1≥(11+0,06\*Z2)\*m | 105,280 |
| Ширина колеса,мм: | b2≤0,75\*da1 | 60,000 |
| Кут нахилу зубців колеса та кут підйому витків черв′яка,град.: | γ=arctg(z1/q) | 14,043 |
| Умовний кут обхвату черв′яка колесом,град.: | δ=arcsin(b2/(da1-0,5\*m)) | 52,163 |

Основні геометричні розміри черв′ячного зачеплення показані на рисунку 2.1.



Рисунок 2.1 Розміри зачеплення черв′ячної передачі**2.2 Розрахунок циліндричних передач**

2.2.1 Приблизне визначення граничних та допустимих навантажень для матеріалів коліс

Матеріал зубчастих коліс призначаємо Ст.40ХН із загартуванням ТВЧ, після якого досягається твердість: поверхні зуба 50-56 НRC, серцевини - 25-35 НRC

,

де SH=1,2 – для зубчатих коліс із поверхневим зміцненням

2.2.2 Приблизний проектний розрахунок головного та основних параметрів передач із умови згинальної міцності

Виконуємо проектний розрахунок зубчатих передач з твердістю робочих поверхонь зубців  в такому порядку:

1. Число зубців шестерні приймаємо наступними:



Відповідно число зубців колеса знаходимо за формулою:

,

де - кількість зубців колеса;

 - кількість зубців шестерні;

 - передатне число пари;

;



2. Мінімальне значення модуля зачеплення, при якому забезпечується міцність на згін коліс передачі:

,

де  - коефіцієнт, враховуючий форму зубців і концентрацію напруження;

для косозубих циліндричних передач:



для прямозубих циліндричних передач 

- коефіцієнт навантаження, попередньо приймаємо 

 - коефіцієнт ширини зубчатого венця;



Для визначення модуля зачеплення треба підставити значення  та  того елементу (шестерні або колеса), у якого відношення  менше.

Згідно з [2,с.15,табл.2.3] при:









Визначимо, по якому елементу буде вестись розрахунок:

; ;

 - розрахунок ведемо по шестірні;

; ;

 - розрахунок ведемо по шестірні;

Згідно з ГОСТ 9563-80 коректуємо значення модуля:



3. Міжосьову відстань знаходимо за формулою:





Приймаю aw3-4=260 мм.



* + - 1. Основні розміри циліндричних колес показані на рисунку 2.2.

Діаметр ділильного кола:







Рисунок 2.2 Основні розміри циліндричних передач

Діаметр кола впадин:









Діаметр кола виступів:









Міжцентрова (міжосьова) відстань:





Ширина зубчастого вінця:











2.2.3 Уточнюючий розрахунок розрахункового навантаження та фактичних згинальних напружень

Виконуємо розрахунок передачі 3-4.

Назначимо ступінь точності виготовлених передач в залежності від окружної швидкості:





За даними [2,с.22,табл.3.1] призначаємо 9 ступінь точності.

Визначаємо навантаження на зубчасті колеса:



де  - колова сила на шестірні другої передачі:



Додаткове навантаження враховується коефіцієнтом навантаження  при розрахунку на вигін, та  - при розрахунку на контактну витривалість:



де  - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактної лінії;

 - коефіцієнт динамічності навантаження.

По [2,с.23,рис.3.1] визначаємо коефіцієнт : 

По [2,с.23,табл.3.2] визначаємо 





Фактичні напруження згину:





Фактичні контактні напруження:



Аналогічно виконуємо розрахунок передачі 5-6.

Назначимо ступінь точності виготовлених передач:





За даними [2,с.22,табл.3.1] визначаємо 9 ступінь точності.

Визначаємо навантаження на зубчасті колеса:



де  - колова сила на шестірні третьої передачі:



По [2,с.23,рис.3.1] визначаємо коефіцієнт : 

По [2,с.23,табл.3.2] визначаємо 





Фактичні напруження згину:





Фактичні контактні напруження:



2.2.4 Уточнююче визначення граничних та допустимих навантажень матеріалу коліс

Допустимі напруження при розрахунку на згинальну міцність:



де  - коефіцієнт, що враховує характер зміни напружень згину в реверсивних передачах. Для нереверсивних ;

- допустимий коефіцієнт запасу міцності по згинальним напруженням. - ТО ТВЧ;

- коефіцієнт довговічності, що враховує підвищення граничних напружень при числі циклів навантаження менших базового.



де  - для зубчастих колес з поверхневим зміцненням;

 - базове число циклів навантаження;

 - еквівалентне число циклів навантаження:



;



Приймаємо , тому що ,







Допустимі напруження при розрахунку на контактну міцність:



де - допустимий коефіцієнт запасу міцності по контактним напруженням. - ТО ТВЧ;





,



;











**2.2.5 Вибір матеріалів зубчастих коліс**

1. Визначаємо конструкції шестірень:

Наближене значення діаметрів валів



де - допустимі напруження при крученні. 

- вал – шестірня;

- вал –шестерня цієї передачі з′йомна.

2. Розміри перерізів заготовок:

Для вал – шестірні 

Для шестірні 

Згідно розрахованим перерізам та попередньо прийнятого виду термообробки приймаємо сталь 40 з наступними параметрами:

- розмір перерізу 

- твердість поверхні 

- границя контактної витривалості 

- границя згинальної витривалості 

2.2.6 Конструювання зубчатих коліс

Конструктивна форма коліс залежить від їх розмірів, матеріалу, а також від технології виробки заготівки і механічної обробки.

Колеса з  виконують з дисками полегшеної форми. Визначимо розміри конструктивних елементів дискових коліс, розміри яких приведені на рисунку 2.3.

Для передачі 5-6 (колесо 6):





Для передачі 3-4 (колесо 4):







Рисунок 2.3 Конструкція зубчатих колес полегшеної форми

Всі розрахунки зводимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Розміри конструктивних елементів дискового колеса при



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер колеса | m n, мм | bW, мм | δ0,мм | С, мм | DK, мм | dм, мм | D0, мм | lм, мм | d0, мм | R, мм | f, мм |
| 6 | 7 | 90 | 18 | 20 | 380 | 180 | 280 | 110 | 50 | 6 | 4 |
| 4 | 3,5 | 50 | 10 | 14 | 420 | 140 | 280 | 95 | 70 | 6 | 3 |
| 2 | 8 | 60 | 20 | 25 | 228 | 90 | 160 | 80 | 50 | 6 | 4 |

2.3 Ескізна компоновка редуктора

Ескізна компоновка дозволяє легше составити уявлення о розмірності деталей редуктора. Діаметри валов у місцях посадки зубчатих коліс:



де - напруга крутіння, що допускається. 

 Але з конструктивних особливостей приймаємо 

 Приймаємо 

 Приймаємо 

 Приймаємо .

Діаметри шипів валів приймаємо:



де  - діаметр вала під зубчатим або черв′ячним колесом;







Знайдені розміри округляємо у відповідності зі стандартними діаметрами внутрішніх кілець підшипників кочення:



Діаметрів кінців швидкохідного та тихохідного валов:



Слід відмітити, що діаметр вихідного кінця швидкохідного вала необхідно остаточно приймати за формулою:



де  - діаметр вала електродвигуна;



3 ПРОЕКТУВАННЯ ВАЛІВ

3.1 Проектний розрахунок вала

Форма проектованого вала визначається його функціональним призначенням і кінематичною схемою редуктора. Ескіз вала приведено на рис.3.1.



Рисунок 3.1 Конструкція вала

Призначаємо діаметри функціональних ділянок вала і їх лінійні розміри:

-попередньо призначаємо підшипник 7315: 

- 

- ;

- 

- 

- 

- 

Призначаємо діаметри функціональних ділянок вала:

- ;

- 

- 

- 

- 

Для подальших розрахунків необхідно визначити розміри ділянок  розрахункової схеми вала:



3.2 Визначення навантажень у зачепленні

У прямозубій циліндричній передачі діють:

колова сила 

радіальна сила 

У косозубій циліндричній передачі діють:

колова сила 

радіальна сила 

осьова сила 

Момент від осьової сили: 

Визначаємо складові та повні реакції в опорах:









Виконаємо перевірку



Реакції розраховані вірно.









Виконаємо перевірку



Реакції розраховані вірно.

Визначимо повні реакції в опорах:



3.3 Побудова епюр згинаючих та крутних моментів

Для визначення небезпечних перерізів на валу будуємо епюри згинаючих та крутних моментів.

Згинаючі моменти у першій площині:



Рисунок 3.2 Розрахункова схема та епюри згинальних моментів

3.4 Розрахунок вала на опір втомі

За небезпечні перерізи приймаємо:

- переріз під маточиною шестерни колеса, концентратор напружень -шліцьове з’єднання;

- переріз у районі галтельного переходу до бурту, концентратор напружень - галтель .

Проводимо розрахунок валу на опір втомі, для цього визначаємо коефіцієнти запасу опору втомі.

Призначимо матеріал валу - сталь 45, термообробка - поліпшення.

Знайдемо коефіцієнти запасу опору втомі при згині та крутінні:

,



де , - межі витривалості при згині і крутінні із симетричним

циклом зміни напружень. [3,с.40,табл. 3.7];

,- коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів вала. [3,с.57,табл. 6.3];

, - коефіцієнти концентрації напруг при згині і крутінні з урахуванням впливу шорсткості поверхні:



де ,- ефективні коефіцієнти концентрації напруг:  [3,с.57,табл. 6.5];

, - коефіцієнти впливу шорсткості поверхні. [3,с.58,табл.6.7];

;

;

,,, - амплітудні і постійні складові напруг згину і крутіння для нереверсивних валів:

;



де  - відповідно згинаючий і крутний моменти в розглянутому перерізі валу;

, - осьовий та полярний моменти опору переріза:







, - коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напруг ,  [3,c.59,табл.6.9];

 - коефіцієнтів зміцнення поверхні валів. .

.



Загальний запас міцності опору втомі для ділянки вала під колесом:



Аналогічно розглянемо другий небезпечний переріз (галтель):







Для визначення , знайдемо наступні співвідношення:

;



Згідно [3,c.58,табл.6.6] знаходимо: ,

;









Запаси опору втомі в обох випадках достатні, що говорить про раціональний вибір матеріалу та діаметрів вала.

4 ПРОЕКТУВАННЯ ВУЗЛІВ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

4.1 Вибір підшипників кочення. Розрахунок їх довговічності

На валу монтується косозуба зубчаста передача, що викликає дію осьової та радіальної сил. Згідно цьому попередньо був прийнятий радіально-упорний роликовий підшипник з конічними роликами 7315, параметри якого мають наступні значення:

- 

- 

- 

- 

- 



Рисунок 4.1 Підшипник радіально-упорний роликовий з конічними роликами

Розрахуємо довговічність обраного підшипника з умов:



де - фактична довговічність підшипника;

 - динамічна вантажопідйомність;

- коефіцієнт форми тіла кочення:

для роликових підшпників  ;

- приведене навантаження, визначається за формолою:



де - "коефіцієнт кільця": при обертанні внутрішнього кільця ;

- радіальне й осьове навантаження на підшипник; згідно рис.4.2

;

- коефіцієнти приведення ; з [3,с.68,табл.8.4]

, згідно цього приймаємо ;

- коефіцієнт безпеки, залежить від умов роботи і серйозності наслідків аварії, викликаної відмовою підшипника; з [3,с.65,табл.8.1] приймаємо ;

- коефіцієнт температурного режиму; з [3,с.65,табл.8.2] приймаємо ;



Розрахунок довговічності підшипника показав, що обраний підшипник не доцільно встановлювати у цей редуктор, тому обираємо підшипник 7215, із наступними параметрами:

- 

- 

- 

- 

- 



Розрахунок довговічності підшипника показав, що обраний підшипник витримає навантаження на протязі всього строку праці без його заміни.

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК МУФТ

З’єднання редуктора з електродвигуном здійснюємо за допомогою муфти пружної втулочно–пальцевої, яка призначена для зм’якшення поштовхів і ударів, захисту від крутильних коливань, компенсації зсувів валів.

Муфту вибираємо по розрахунковому обертовому моменту та діаметрам кінців валів, що з’єднуються.

Розрахунковий момент приймається з умови:



де  - найбільший, довгостроково діючий обертовий момент;

 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму, приймаємо по [4,c.8,табл.1.2] ;

 - коефіцієнт, що враховує умови роботи, приймаємо по [4,c.8,табл.1.3] ;

 - коефіцієнт кутового зсуву, приймаємо по [4,c.8,табл.1.4] ;

 - найбільший обертовий момент, що передається муфтою,

приймаємо по [4,c.12,табл.1.6] 



Необхідний максимальний діаметр посадкового отвору напівмуфти 

По розрахованому обертовому моменту та необхідному діаметру приймаємо муфту пружню втулочно – пальцеву 125-32 ГОСТ21424-93.

Зробимо перевірочний розрахунок:

- пальців на згин





- пружних втулок на зминання





де  - діаметр кола розташування центрів пальців; 

 - товщіна розпірної втулки; 

 - довжина пружної втулки; 

 - діаметр пальців; 

-кількість пальців; 

 - допустимі напруження при згині пальців;



 - границя текучості матеріалу пальців; 

 - допустимі напруження зминання матеріалу пружної втулки.

Обидві умови міцності виконуються, тому залишаємо обрану муфту.

6 КОНСТРУЮВАННЯ КОРПУСУ РЕДУКТОРА

Корпус редуктора служить для розміщення в ньому деталей передач, забезпечення змащення передач і підшипників, запобігання деталей від забруднення, сприйняття зусиль, що виникають при роботі редуктора . Він повинен бути досить міцним і жорстким, тому що при значних деформаціях корпуса можливий перекіс валів і внаслідок цього підвищення нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубців зубчастих коліс. Для зручності монтажу деталей виконуємо корпус рознімним.

Визначимо розміри окремих елементів корпуса редуктора:

- товщина стінки підстави корпуса:



де  - міжосьова відстань тихохідної ступені.

 приймаємо 

- товщина стінки кришки корпуса:

приймаємо 

- найменший зазор між зовнішньою радіальною поверхнею колеса і стінкою корпуса:

приймаємо 

- зазор між торцевими поверхнями коліс:

 приймаємо 

- товщина верхнього пояса фланця підстави:

 приймаємо 

- товщина нижнього фланця кришки:

 приймаємо 

- товщина фланців підстави корпуса (без бобишек):

 приймаємо 

- діаметр фундаментних болтів:



кількість фундаментних болтів обираємо з [3,c.30,табл.2.1];

- діаметр болтів, розташованих у підшипникових гнізд:



- діаметр стяжних болтів:

 приймаємо 

- діаметр болтів для кріплення кришок:



- діаметр болтів для кріплення оглядових кришок:

 приймаємо 

- товщина клина у підстави:



- діаметр штифта:



- зовнішній діаметр для підшипникових гнізд:

  приймаємо 

 приймаємо 

 приймаємо 

- товщина вушка:



- діаметр отвору у вушку:



- товщина ребер кришки:



Конструктивно приймаємо оглядове вікно, кришку, віддушину, пробку до отвору для злива оливи. Розміри цих елементів приймаємо по [4].

7 ВИБІР МАРКИ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

7.1 Змащування підшипників кочення

В підшипниках кочення використовуються рідкі, пластичні (консистентні) і тверді змащення. Основною метою змащування є зменшення сил тертя та швидкості зношування, охолодження зони контакту.

Для вибору виду змащення розрахуємо колові швидкості рухомих кілець підшипників:





Усі розраховані колові швидкості відповідають умові  тому згідно [3,с.71,табл.9.2] для змащування підшипників приймаємо солідол С.

7.2 Змащування зубчастих та черв’ячної передач

Для змащування передач погружаємо черв’як в оливу на висоту, яка дорівнює модулю зачеплення  Згідно [5,с.165,табл.8.9] в залежності від швидкості ковзання в черв’ячній передачі  та обраної по неї кінематичній в’язкості приймаємо для змащування передач оливу И-12А.

Об’єм оливи, необхідний для змащування редуктору:



Кількість оливи становлює 19 літрів.

ВИСНОВКИ

В курсовому проекті було спроектовано три зубчастих передачі та проведено їх перевірочний розрахунок. Сконструйовані вали та проведено проектний та перевірочний розрахунок вихідного вала даного редуктора. Підібрані підшипники кочення для вихідного вала та перевірена їх довговічність. Підібрані и перевірені шліцьові з’єднання для вихідного вала. Підібрана муфта и проведено її перевірочний розрахунок. Спроектовано корпус редуктора, обрана система змазки і визначена марка оливи, яка відповідає оптимальним умовам роботи передач. В графічній частині приведено загальний вид привода, редуктора, деталей.

**ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ**

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. “Вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для розрахунку приводу” (для студентів напрямку “Інженерна механіка”). Автори: Оніщенко В.П., Ісадченко В.С., Недосекін В.Б., – Донецьк: ДонНТУ , 2005. - 36 стор .

2. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин.Розділ 2 “Проектування зубчастих і черв'ячних передач” (для студентів напрямку «Інженерна механіка»). / Автори: В.П. Блескун,

С.Л . Сулєйманов. – Донецьк.: ДонНТУ , 2005.- 48 с.

3. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ3. Проектування валів та їх опор на підшипниках кочення (для студентів напрямку "Інженерна механіка” )/ Автори:

О.В. Деркач, О.В. Лукічов, В.Б.Недосєкин, Проскуряков С.В.–Донецьк : ДонНТУ, 2005. - 106 с.

4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Конструювання муфт і корпусів (для студентів напрямку «Інженерна механіка ») / Сост.: В.С. Ісадченко, П.М. Матеко,

В.О. Голдобін. – Донецьк : ДонНТУ , 2005.– 40 с.

5. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов/С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков – М.: Машиностроение, 1979. - 351 с.