# ВСТУП

Технічний рівень галузей народного господарства значною мірою визначається комплексною механізацією й автоматизацією виробничих процесів у промисловості, будівництві, сільському господарстві, на транспорті.

Перед машинобудуванням поставлена задача значного підвищення експлуатаційних і якісних показників машин і механізмів при росту обсягу випуску продукції.

Об'єктами курсового проектування є звичайно приводи різних машин і механізмів, що використовують велику кількість деталей і вузлів загального призначення.

«Автоматизоване проектуваннямеханізмів та деталей машин» є першим з розрахунково-конструкторських курсів, у якому вивчають основи проектування машин і механізмів.

Деталі загального призначення застосовують у машинобудуванні в дуже великих кількостях. Тому будь-яке удосконалення методів розрахунку і конструкції цих деталей приносить великий економічний ефект.

1 Призначення і область застосування привода

Привод стрічкового транспортера призначено для передачі потужності від електродвигуна безпосередньо до барабана транспортера.

Передача здійснюється за рахунок застосування механічних передач загального призначення обертального руху, що понижують частоту обертання і одночасно підвищують значення обертаючого моменту. Конструкція привода не передбачає зміни напрямку і частоти обертання барабана транспортера, тобто передаточне число привода більше за одиницю і має постійне значення.

Даний привод може бути застосовано для передачі потужності в машинах і механізмах технологічного та транспортуючого обладнання в сільськогосподарському та переробному виробництві як то: транспортерах інших видів і типів, робочі органи яких здійснюють обертальний рух постійного напрямку (гвинтових, ланцюгових, скребкових, пруткових, тощо), а також елеваторів типу норії з тяговими органами у виді стрічки або ланцюга.

2 Технічна характеристика привода

Потужність на веденому валу 3,0 кВт;

Кутова швидкість веденого валу 4,5 рад/с;

Синхронна частота обертання електродвигуна 1500 об/хв.

Загальне передаточне число привода 18

Електродвигун:

- марка 4А100L4

- потужність 4,0 кВт

- частота обертання 1430об/хв.

Редуктор: циліндричний двоступінчастий

- передаточне число швидкохідної пари 4,5

- передаточне число тихохідної пари 4

- загальне передаточне число 1,85

- обертаючий момент на веденому валу 667 Н·м.

3 Опис і обґрунтування обраної конструкції

Привод стрічкового транспортера включає в себе електродвигун і три механічних передачі обертального руху: клинопасову і дві зубчасті. Зубчасті передачі об’єднано у одному корпусі у виді двоступінчастого циліндричного редуктора.

Клинопасова передача передає рух від електродвигуна до редуктора, натяг пасів здійснюється за рахунок переміщення двигуна по направляючих рами.

Швидкохідна зубчаста пара редуктора - косозуба, а тихохідна - прямозуба. Корпус редуктора рознімний з горизонтальним роз’ємом литий чавунний, має ребра жорсткості, бобишки під з’єднувальні болти, чотири лапи для кріплення до рами. На кришці корпусу передбачено оглядовий люк, для транспортування на кришці корпусу передбачені провушини. Корпус і кришка стягуються болтами, взаємне положення корпусу та кришки фіксується за допомогою двох штифтів.

Заготовки зубчастих коліс - штамповані із сталі 45 з термообробкою нормалізація. Шестерні з тієї ж сталі - термообробка поліпшення, швидкохідна виконана як вал - шестерня, а тихохідна шестерня насадна.

Вали виконано з круглого прокату, ступінчасті, вихідні кінці циліндричні. Передача обертаючого моменту у спряженні вал - колесо за допомогою шпонкових з’єднань, шпонки призматичні із округленими торцями.

Опори валів на кулькових радіальних однорядних підшипниках кочення, підшипники не регулюються, кришки підшипників врізні.

Спосіб змащення - картерний. Змащування зубчастих зачеплень здійснюється зануренням у масляну ванну, а підшипників - розбризкуванням. Рідке мастило заливається через оглядовий люк, контроль рівня мастила за допомогою щупа, злив мастила через зливну пробку у нижній частині корпусу.

6 Розрахунки валів

6.1 Орієнтовний розрахунок валів

Задачарозрахунку. Визначити розміри валів з умови міцності на кручення.

Вихіднідані:

Обертаючі моменти на валах ТІІ = 197 Н⋅м;

ТІІІ = 602 Н⋅м;

ТIV = 1269 Н⋅м.

Діаметр валу з умови міцності



де [τ] –допустимі дотичні напруження [τ] = 15…20 МПа.

мм;

мм;

 мм.

Приймаємо dІІ = 40 мм, dІІІ = 55 мм, dIV = 70 мм.

Для встановлення валів редуктора попередньо приймаємо наступні підшипники:

- для ведучого вала № d = 40 мм; D = 80 мм; В = 18 мм

- для проміжного вала № d = 55 мм; D = 100 мм; В = 21 мм

- для веденого вала № d = 70 мм; D = 125 мм; В = 24 мм

Висновок. Отримано попередні діаметри валів редуктора.

6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компонування редуктора

Задачарозрахунку. Визначити основні розміри елементів корпусу

редуктора.

Вихіднідані:

міжосьова відстань тихохідного ступеня аw = 225 мм;

обертаючиймомент на веденому валу Т = 1269 Н⋅м.

Товщина стінки корпусу

 мм.

Приймаємо δ = 12 мм.

Оскільки аWT < 300 мм, приймаємо кількість фундаментних болтів т..

Ескізне компонування редуктора виконується з метою встановлення уточнених розмірів валів по довжині.

Таблиця 6.1 – Основні розміри елементів корпуса і кришки редуктора

У міліметрах

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Найменування | Позначення | Прийняте значення |
| Товщина стінки кришки редуктора | δ1 | 10 |
| Товщина верхнього фланця корпуса | s | 18 |
| Товщина нижнього фланця корпуса | s2 | 29 |
| Товщина фланця кришки редуктора | s1 | 15 |
| Діаметр фундаментних болтів | dк1 | 22 |
| Діаметр болтів, що стягують кришку і корпус | dк2 | 16 |
| dк3 | 13 |
| Товщина ребер корпуса | δр | 12 |
| Товщина підйомної петлі | bп | 30 |
| Діаметр штифта | dш | 12 |
| Діаметр відривного гвинта | dвг | 15 |
| Ширина фланця | k1 | 55 |
| k2 | 41 |
| k3 | 36 |
| Довжина опорної поверхні нижнього фланця корпуса | lф | 110 |
| Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпуса | bф | 73 |
| Продовження таблиці 6.1 | | |
| Відстань від осі болта до стінки корпуса | с1 | 31 |
| с2 | 23 |
| с3 | 21 |
| Діаметр отвору під болт | do.1 | 24 |
| do.2 | 17 |
| do.3 | 15 |
| hц1 | 2 |
| hц2 | 1,5 |
| hц3 | 1,5 |

Висновок: Визначені основні розміри корпусу редуктора.

6.3 Наближений розрахунок веденого валу редуктора

Задачарозрахунку. Визначити розміри валу з умови міцності на вигин.

Вихіднідані:

обертаючий моментТ = 1269 Н⋅м;

колова сила на колесі Ft = 4061 Н;

радіальна сила Fr = 1501 Н;

зусилля на напівмуфті Fм = 0,5Ft = 0,5⋅ 4061 = 2030 Н.

відстані між елементами на валу: *а* = мм, b = мм,

*c* = мм.

Ft1

Ft2

Fr1

Fr2

Fr1

FM

Fa2

Fa1

Fr2

Ft1

Рисунок6.1 – Розрахункова схема сил

6.3.1 Будуємо схему веденого валу (рисунок6.1). Визначаємо опорні реакції.

Горизонтальна площина

Σ МА = 0;



Н.

Σ МВ = 0;



Н.

Fr

Ft

FM

*b* = 60

*a* = 110

*c* = 180

H

Н



Fr



FM

Ft









V

Эп Мин

53

217

Эп Миv

-0,04

Ø 55

Ø 50

Ø 50

Ø 45

Рисунок6.2 – Розрахункова схема і епюри моментів

Вертикальна площина

Σ МА = 0;



Н.

Σ МВ = 0;



Н.

6.3.2 Визначаємо згинаючімоменти

Горизонтальна площина

Н⋅м;

Вертикальна площина

Н⋅м;

Н⋅м.

6.3.3 Визначаємо сумарні опорні реакції



Н;

Н.

6.3.4 Приведені моменти

 Н⋅м;

 Н⋅м;

 Н⋅м.

6.3.5 Визначуваний діаметр валу з умови міцності



де [σ]і – допустимі напруження, [σ]і  = 50…60 МПа;

мм;

мм;

 мм.

Приймаємо діаметр валу під зубчатим колесом dК = мм, під підшипниками dA = dB = мм, під муфту dМ = мм.

Приймаємо підшипники для вихідного вала № ГОСТ 8338-75.

Висновок. Визначені розміри валу з умови міцності.

# 7 Підбірпідшипників

Задача розрахунку. Підібрати підшипники і перевірити них по динамічної

вантажопідйомності.

Вихідні дані:

діаметр вала під підшипники d = мм;

реакції в опорах RA = Н; RB = Н

# частота обертання вала n = об/хв.

короткочасні перевантаження %.

*FR1*

*FR2*

*1*

*2*

*n*

Рисунок7.1 – Розрахункова схема

По діаметру валу вибираємо підшипник кульковий радіальний однорядний легкій серії № ГОСТ 8338-75 з динамічною вантажопідйомністю С = Н.

Довговічність підшипника



де р – показник ступеня, для шарикопідшипників р = 3;

Qекв – приведене навантаження на підшипник;

Qекв = X⋅V⋅Rmax⋅kб⋅kt

де X – коефіцієнт радіального навантаження, X = 1;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця

підшипника V = 1;

Rmax – радіальне навантаження на опору, для більш навантаженої опори

RВ = Н;

кб – коефіцієнт режиму роботи, кб = ;

kt – температурний коефіцієнт, kt = 1.

Qекв = 1⋅1⋅ ⋅ ⋅1 = Н.

 години.

Термін служби підшипника більше терміну служби приводу, означає вибраний підшипник залишаємо.

Для решти валів приймаємо підшипники вибрані раніше.

Висновок: Довговічність підшипників забезпечена. Підібрані підшипники для всіх валів редуктора: № № , ГОСТ 833-75, ГОСТ 8338-75.

# 8 Вибір та перевірочний розрахунок шпонок

Задача розрахунку. Підібрати шпонки для всіх валів редуктора, для

веденого валу перевірити шпонки на міцність.

Вихідні дані:

діаметри валів під шпонки d, мм:

довжини маточин під шпонки, мм:

обертаючий момент на веденому валу Т = Н⋅м.

b



h

d

Рисунок8.1 – Розрахункова схема шпонкового з'єднання

Для всіх валів по діаметрах вибираємо шпонки призматичні по ГОСТ 8788-68.

a × b × h

Приводний вал

Проміжний

Ведений

8.1 Умова міцності на зминання



де lp – робоча довжина шпонки, lp1 = l – b = – = мм;

lp2 = l – b = – = мм;

[σ]см – допустимі напруження зминання, [σ]см = 130…180 МПа.

 МПа.

 МПа.

Міцність шпонок забезпечена.

Висновок. Підібрані шпонки для всіх з'єднань редуктора.

9 Розрахунок системи змащення

Задача розрахунку: Вибрати спосіб змащення, сорт мастила, визначити

обсяг масляної ванни.

Вихідні дані:

Потужність на приводному валу Р = кВт;

Модуль тихохідного колеса m = мм.

Рисунок9.1 – Розрахункова схема

da2T

e

h

9.1 Призначаємо картерне змащення, тобто, розбризкуванням. Вибираємо масло індустріальне И-70 А ГОСТ 20799-75.

9.2 Об'єм масляної ванни

V = 0,35…0,8 л на 1кВт потужності;

V = л.

9.3 Рівень мастила



де а = мм – ширина редуктора;

b = мм – довжина редуктора.

 мм.

9.4 Зазор між ободом колеса і днищем редуктора

е = h – Δ;

Δ - глибина занурення тихохідного колеса; Δ = 4…5m

Δ = ⋅ = мм.

е = мм.

# Висновок: Для мастила редуктора вибрано масло И-70А, що заливається в кількості л.

# 10 Обґрунтування та вибір посадок

# Задача розрахунку. Вибрати і обґрунтувати посадки для всіх зв'язаних деталей приводу.

Для всіх з'єднань приводу вибираємо наступні посадки:

Посадку коліс, шківів, муфти на вали здійснюємо з натягом.

Шків – вал Н7/k6

Колесо зубчате – вал H7/k6

Муфта – ведений вал H7/k6

Підшипники: внутрішнє кільце – вал L0/k6

зовнішнє кільце – корпус H7/l0

# Посадки шпонок перехідні

шпонка – паз валу N9/n6

шпонка – паз маточини Js9/n6

Посадки кришок підшипників в корпус із зазором H7/d11

втулка – вал H7/h11

манжета – вал d9

Висновок. Вибрані посадки для всіх з'єднань приводу.

Висновок по проекту

У результаті виконання курсового проекту проведено кінематичний та силовий розрахунок, розрахунки зубчастих передач редуктора з перевіркою їх на міцність.

Виконані орієнтовні розрахунки валів, наближений розрахунок тихохідного вала, вибір підшипників кочення для цього вала. Вибране шпонкове з’єднання вал тихохідний - зубчасте тихохідне колесо, проведена перевірка цього з’єднання на міцність.

Для більшості сполучень приводу вибрані посадки, розрахована система змащування редуктора.

Список літератури

1 Аблогін М.М. Кінематичний та силовий розрахунок приводу: Метод. посібник / М.М. Аблогін, С.Ф. Буденко; ТДАТУ. Каф. Деталі машин. – Мелітополь, 2007. – 20 с.

2 Буденко С.Ф. Розрахунок зубчастих циліндричних передач: Метод. посібник / С.Ф. Буденко; ТДАТА. Каф. Деталі машин. – Мелітополь, 2003. – 23 с.

3 Аблогін М.М. Розрахунок валів редукторів: Метод. вказівки / М.М. Аблогін, О.С. Ковязин; ТДАТУ. Каф. Деталі машин. – Мелітополь, 2007. – 38 с.

5. Проектирование механических передач. -Под ред. С.А. Чернавского.-5-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984.-560 с.

6. Детали машин.-Атлас конструкций.-Под ред. Д.Н. Решетова.-М.: Машиностроение, 1979.