Курсова робота

**Вибір та розрахунок основних параметрів зубчастого колеса**

**Зміст**

1. Опис вузла

2. Розрахунок гладких циліндричних з'єднань

2.1 Вихідні дані

2.2 Призначення посадок

3. Розрахунок калібрів для контролю деталей з'єднання

3.1 Калібри для контролю отвору d60H7

3.2 Калібри для контролю вала d60n6, а також контрольні розміри скоб

4. Розрахунок підшипників кочення

4.1 Характеристика підшипника 0-110 і його розміри

4.2 Види кілець підшипника

4.3 Інтенсивність радіального навантаження визначається по формулі:

4.4 Поля допусків вала й отвору в корпусі вибираються з, [1, табл. 5.3 і 5.6] для підшипників нульового класу

4.5 Граничні відхилення розмірів

4.6 Відхилення форми й взаємного розташування поверхонь вала й отвору в корпусі

## 5. Розрахунок нарізних сполучень

5.1 Вихідні дані (за ДСТ 24705-81)

5.2 Граничні відхилення діаметрів різьблення

5.3 Розрахунок граничних розмірів болта

5.4 Граничні значення зазорів

6. Шліцеві з'єднання

6.1 Розміри шліцевого з'єднання

6.2 Вид центрування

6.3 Відхилення розмірів

7. Шпонкове з'єднання

7.1 Основні параметри шпонки й паза за ДСТ 23360-78

7.2 Поля допусків і граничні відхилення розмірів за ДСТ 25347-82, 23360-78

7.3 Схема полів допусків по «b»

8. Розмірні ланцюга

8.2 Величина допуску замикаючого розміру

8.3 Визначаємо квалітет, у якому виконані тридцятилітні розмірного ланцюга

8.4 Складання розмірного ланцюга

8.5 Величина допуску Акор

8.6 Граничні відхилення Акор

8.7 Перевірка

9. Зубчасті з'єднання

9.1 Характеристика зубчастого колеса

9.2 Показники норм точності

9.3 Розрахунок основних параметрів зубчастого колеса

Література

**1. Опис вузла**

На верхньому валу змонтована запобіжна кулькова муфта, що відключає черв'яка 4 при перевантаженнях механізму. У цьому випадку при обертовому верхньому валу черв'як буде залишатися нерухливим.

У сталевого черв'яка запресована бронзова втулка, що утворить із шийкою вала підшипник ковзання. Зазор у підшипнику повинен бути мінімальним, щоб помітно не порушувати центрування черв'яка на валу.

Зубчасте колесо 3 повинне бути добре центроване щодо вала. Передача крутний моменту забезпечується через призматичну шпонку 9 (характер з'єднання по b - щільний).

Шліци в отворах зубчастих коліс гартуються.

Підшипники 5 і 6 мають перевантаження не більше 150%, поштовхи й вібрації помірні, режим роботи нормальний.

**2. Розрахунок гладких циліндричних з'єднань**

Призначити й обґрунтувати посадки в з'єднаннях D1, D2, D3 задані вузли (вузол 3) залежно від умов роботи вузла.

**2.1 Вихідні дані**

Діаметри: D1=80 мм, D2=75 мм, D3=60 мм.

Призначити й обґрунтувати посадки D9/h9, H6/s6, H7/n6.

**2.2 Призначення посадок**

Посадка на діаметрі D1 повинна мати натяг (бронзова втулка запресовується в зубчасте колесо). Виходячи із цього, на діаметр D1 призначається посадка H6/s6.

Граничні відхилення за ДСТ 25347-82:

– отвору d80 H6: ES = +19 = +0,019 мм;

EI = 0;

– вала d80 s6: es = +78 = +0,078 мм;

ei = +59 = +0,059 мм.

Схема розташування полів допусків представлена на малюнках 1 і 2.

Граничні розміри:

DMAX = D + ES = 80,000 + 0,019 = 80,019 (мм);

DMIN = D + EI = 80,000 + 0 = 80,000 (мм);

dMAX = d + es = 80,000 + 0,078 = 80,078 (мм);

dMIN = d + ei = 80,000 + 0,059 = 80,059 (мм).



Малюнок 1. Схема розташування полів допусків гладкого циліндричного з'єднання d80 H6/s6.



Малюнок 2. Схема розташування полів допусків гладкого циліндричного з'єднання d80 H6/s6.

Величина допуску:

TD = DMAX – DMIN = 80,019 – 80,000 = 0,019 (мм);

Td = dMAX – dMIN = 80,078 – 80,059 = 0,019 (мм).

Граничні значення натягів:

NMAX = dMAX – DMIN = 80,078 – 80,000 = 0,078 (мм);

NMIN = dMIN – DMAX = 80,059 – 80,019 = 0,040 (мм).

Допуск натягу й посадки:

TN = NMAX – NMIN = 0,078 – 0,040 = 0,038 (мм);

TП = TD + Td = 0,019 + 0,019 = 0,038 (мм).

Ескіз вала, отвори й посадки наведена на малюнку 3.



Малюнок 3. Ескіз вала, отвору й гладкого з'єднання d80H6/s6

Посадка на діаметрі D2 повинна мати зазор, тому що бронзова втулка в парі з валом повинна утворити підшипник ковзання. Обрано посадку D9/h9.

Граничні відхилення за ДСТ 25347-82:

– отвору d75 D6: ES = +174 = +0,174 мм;

EI = +100 = +0,100 мм;

– вала d75 h9: es = 0;

ei = -74 = -0,074 мм.

Схема розташування полів допусків представлена на малюнках 4 і 5.



Малюнок 4. Схема розташування полів допусків гладкого циліндричного з'єднання d75 D6/h9.

Граничні розміри:

DMAX = D + ES = 75,000 + 0,174 = 75,174 (мм);

DMIN = D + EI = 75,000 + 0,100 = 75,100 (мм);

dMAX = d + es = 75,000 + 0 = 75,000 (мм);

dMIN = d + ei = 75,000 – 0,074 = 74,926 (мм);

Величина допуску:

TD = DMAX – DMIN = 75,174 – 75,100 = 0,074 (мм);

Td = dMAX – dMIN = 75,000 – 74,926 = 0,074 (мм);

Граничні значення зазорів:

SMAX = DMAX – dMIN = 75,174 – 74,926 = 0,248 (мм);

SMIN = DMIN – dMAX = 75,100 – 75,000 = 0,100 (мм);

Допуск зазору й посадки:

TS = SMAX – SMIN = 0,248 – 0,100 = 0,148 (мм);

TП = TD + Td = 0,074 + 0,074 = 0,148 (мм);



Малюнок 5. Схема розташування полів допусків гладкого циліндричного з'єднання d75 D6/h9.

Ескіз вала, отвори й посадки наведена на малюнку 6.



Малюнок 6. Ескіз вала, отвору й гладкого з'єднання d75 D9/h9

Посадка на діаметрі D3 повинна бути перехідний для забезпечення центрування зубчастого колеса на валу. Обертальний момент передає шпонка. Виходячи із цього, на діаметр D3 призначається посадка H7/n6.

Граничні відхилення за ДСТ 25347-82:

– отвору d60 H7: ES = +30 = +0,030 мм;

EI = 0;

– вала d60 n6: es = +39 = +0,039 мм;

ei = +20 = +0,020 мм;

Схема розташування полів допусків представлена на малюнках 7 і 8.



Малюнок 7. Схема розташування полів допусків гладкого циліндричного з'єднання d60 h7/n6.

Граничні розміри:

DMAX = D + ES = 60,000 + 0,030 = 60,030 (мм);

DMIN = D + EI = 60,000 + 0 = 60,000 (мм);

dMAX = d + es = 60,000 + 0,039 = 60,039 (мм);

dMIN = d + ei = 60,000 + 0,020 = 60,020 (мм);

Величина допуску:

TD = DMAX – DMIN = 60,030 – 60,000 = 0,030 (мм);

Td = dMAX – dMIN = 60,039 – 60,020 = 0,019 (мм);

Величина зазору й натягу:

SMAX = DMAX – dMIN = 60,030 – 60,020 = 0,010 (мм);

NMAX = dMAX – DMIN = 60,039 – 60,000 = 0,039 (мм);

Допуск посадки:

TП = TS = TN = SMAX + NMAX = 0,010 + 0,039 = 0,049 (мм);

Ескіз вала, отвори й посадки наведена на малюнку 9.



Малюнок 8. Схема розташування полів допусків гладкого циліндричного з'єднання d60 H7/n6.



Малюнок 9. Ескіз вала, отвору й гладкого з'єднання d60 H7/n6

**3. Розрахунок калібрів для контролю деталей з'єднання**

У даному пункті виробляється розрахунок граничних і виконавчих розмірів калібрів, необхідних для контролю отвору й вала з'єднання d60H7/n6, а також контрольних калібрів для скоб.

**3.1 Калібри для контролю отвору d60H7**

Граничні відхилення: ES = 30 ; EI = 0.

Граничні розміри: DMAX = 60,030 мм; DMIN = 60,000 мм.

Допуски відхилення для пробок за ДСТ 24853-81: Z=4 , Y=3 , H=5 .

Схеми розташування полів допусків калібрів-пробок наведені на малюнках 10 і 11.



Малюнок 10. Схема розташування полів допусків калібрів-пробок для контролю отвору d60H7.

Розрахунок граничних і виконавчих розмірів калібрів для контролю отвору d60H7:

ПРMAX = DMIN + Z + H/2 = 60,000 + 0,004 + 0,0025 = 60,0065 (мм)

ПРMIN = DMIN + Z – H/2 = 60,000 + 0,004 – 0,0025 = 60,0015 (мм)

ПР= DMIN – Y = 60,000 – 0,003 = 59,997 (мм)

НЕMAX = DMAX + H/2 = 60,030 + 0,0025 = 60,0325 (мм)

НЕMIN = DMAX – H/2 = 60,030 – 0,0025 = 60,0275 (мм)

НЕ= 60,0325 – 0,005 (мм)

ПР= 60,0065 – 0,005 (мм)



Малюнок 11. Схема розташування полів допусків калібрів-пробок для контролю отвору d60H7

**3.2 Калібри для контролю вала d60n6, а також контрольні розміри скоб**

Граничні відхилення: es = 0,039 ; ei = 0,020 .

Граничні розміри: dMIN = 60,020 мм; dMAX = 60,039 мм.

Допуски відхилень для скоб: Z1=4 , Y1 = 3 , H1 = 5 , HР = 2 .

Схеми розташування полів допусків калібрів-скоб наведені на малюнках 12 і 13.

Розміри скоб:

# ПРMAX = dMAX – Z1 + H1/2 = 60,039 – 0,004 + 0,0025 = 60,00375 (мм)

ПРMIN = dMAX – Z1 – H1/2 = 60,039 – 0,004 – 0,0025 = 60,00325 (мм)

ПР = dMAX + Y1 = 60,039 + 0,003 = 60,042 (мм)

ПР = 60,0325+0,005 (мм)

НЕMAX = dMIN + H1/2 = 60,020 + 0,0025 = 60,0225 (мм)

НЕMIN = dMIN – H1/2 = 60,020 – 0,0025 = 60,0175 (мм)

НЕ = 60,0175+0,005 (мм)



Малюнок 12. Схема розташування полів допусків калібрів для контролю вала d60n6



Малюнок 12. Схема розташування полів допусків калібрів для контролю вала d60n6

**4. Розрахунок підшипників кочення**

Вихідні дані: вузол номер 3, підшипник 0-110 (позиція 5 на кресленні вузла); радіальне навантаження Fr=3000 Н; перевантаження підшипника не більше 150%; поштовхи й вібрації помірні, режим роботи нормальний.

**4.1 Характеристика підшипника 0-110 і його розміри**

За ДСТ 8338-75 підшипник 0-110 - кульковий радіальний однорядний, особливо легкої серії.

Номінальні розміри: d=50 мм, D=80 мм, B=16 мм, r=1,5 мм.

**4.2 Види кілець підшипника**

Внутрішнє кільце.

Навантаження циркуляційне, при якому постійна по величині й напрямку навантаження передається обертовому кільцю. У цьому випадку навантаженої виявляється вся поверхня кільця.

Зовнішнє кільце.

Навантаження місцеве, при якому постійна по величині й напрямку навантаження передається кільцю, отже під навантаженням виявляється тільки певна ділянка поверхні кільця.

**4.3 Інтенсивність радіального навантаження визначається по формулі:**

(4.1)



де: Fr – радіальне навантаження, Н;

K1 – динамічний коефіцієнт посадки; K1 = 1 при нормальних умовах роботи;

K2 – коефіцієнт враховуюче ослаблення посадкового натягу, для суцільного вала K2 = 1;

K3 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу радіального навантаження; K3 = 1 для радіальних кулькових підшипників;

b - робоча ширина посадкового місця.



**4.4 Поля допусків вала й отвору в корпусі вибираються з, [1, табл. 5.3 і 5.6] для підшипників нульового класу**

– поле допуску вала – js6;

– поле допуску отвору в корпусі – H7.

**4.5 Граничні відхилення розмірів**

– вал d50 js6:

es = + 8 ; ei = - 8 ;

– отвір у корпусі d80 H7:

ES = +30 ; EI=0 ;

– внутрішнє кільце підшипника d50

ES = 0 ; EI = -12 ;

– зовнішнє кільце підшипника d80

es = 0 ; ei = -13 .

Таблиця 4.1 Посадкові розміри вузла підшипника, мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Внутрішнє  кільце | Зовнішнє кільце | Вал | Отвір у корпусі |
| d50 –0,012 | d80 –0,013 | d50 js6 (±0,008) | d80 H7 (+0,030) |

Схеми розташування полів допусків наведені на малюнках 13 - 16.



Малюнок 13. Схема розташування полів допусків внутрішнього кільця й вала

Посадка в з'єднанні внутрішнього кільця й вала - перехідна, у системі отвору.

NMAX = 0,008 – (– 0,012) = 0,020 (мм);

SMAX = 0 – (–0,008) = 0,008 (мм).



Малюнок 14. Схема розташування полів допусків внутрішнього кільця й вала



Малюнок 15. Схема розташування полів допусків отвору в корпусі й зовнішнім кільці

Посадка з'єднання зовнішнього кільця й отвору в корпусі - із зазором, у системі вала.

SMAX = 0,030 – (–0,013) = 0,043 (мм);

SMIN = 0 мм.



Малюнок 16. Схема розташування полів допусків отвору в корпусі й зовнішнім кільці

**4.6 Відхилення форми й взаємного розташування поверхонь вала й отвору в корпусі**

для вала d50 мм:

– допуск круглості 4 ([], табл. 4.2);

– допуск профілю поздовжнього перетину 4 ([], табл. 4.2);

– допуск торцевого биття валів 25 ([], табл. 4.3);

для отвору в корпусі d80 мм:

– допуск круглості 7,5 ([], табл. 4.2);

– допуск профілю поздовжнього перетину 7,5 ([], табл. 4.2);

Шорсткість поверхонь ([], табл. 4.1):

– вала d50 мм – Ra 1,25 ;

– отвору d80 мм – Ra 1,25 ;

– опорних поверхонь заплічок вала – Ra 2,5 .

Ескіз вала, підшипника й отвору під підшипник наведений на малюнку 17.



Малюнок 17. Ескіз вала, підшипника й отвору під підшипник

## **5. Розрахунок нарізних сполучень**

Розрахувати нарізне сполучення М27(2 - 7H/8g.

**5.1 Вихідні дані (за ДСТ 24705-81)**

– болт М27×2 – 8g;

– гайка М27×2 – 7H;

– крок дрібний P=2 мм;

– зовнішній діаметр d(D)=27,000 мм;

– середній діаметр d2(D2)=25,701 мм;

– внутрішній діаметр d(D)=24,835 мм;

**5.2 Граничні відхилення діаметрів різьблення.**

**Ескізи гайки, болта й нарізного сполучення наведені на малюнку 18**

Таблиця 5.1. Граничні відхилення діаметрів різьблення болта М27(2 - 8g,

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| d | | d2 | | d1 |
| es | ei | es | ei | es |
| – 38 | – 488 | – 38 | -303 | – 38 |

Таблиця 5.2. Граничні відхилення діаметрів різьблення гайки М27(2 - 7H,

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| D | D2 | | D1 | |
| EI | ES | EI | ES | EI |
| 0 | +280 | 0 | +475 | 0 |



Малюнок 18. Ескіз гайки, болта й нарізного сполучення М27(2 - 7H/8g

**5.3 Розрахунок граничних розмірів болта:**

dMAX = d + es = 27,000 – 0,038 = 26,962 (мм);

dMIN = d + ei = 27,000 – 0,488 = 26,512 (мм);

d1 MAX = d1 + es = 24,835 – 0,038 = 24,797 (мм);

d1 MIN = d1 + ei – не нормується;

d2 MAX = d2 + es = 25,701 – 0,038 = 25,663 (мм);

d2 MIN = d2 + ei = 25,701 – 0,303 = 25,398 (мм).

– гайки:

DMAX – не нормується

DMIN = D + EI = 27,000 + 0 = 27,000 (мм);

D1 MAX = D1 + ES = 24,835 + 0,280 = 25,115 (мм);

D1 MIN = D1 + EI = 24,835 + 0 = 24,835 (мм);

D2 MAX =D2 + ES = 25,701 + 0,475 = 26,176 (мм);

D2 MIN = D2 + EI = 25,701 + 0 = 25,701 (мм).

Допуски:

Td = dMAX – dMIN = 26,962 – 26,512 = 0,450 (мм);

Td2 = d2 MAX – d2 MIN = 25,663 – 25,398 = 0,265 (мм);

TD2 = D2 MAX – D2 MIN = 26,176 – 25,701 = 0,475 (мм);

TD1 = D1 MAX – D1 MIN = 25,115 – 24,835 = 0,280 (мм).

**5.4 Граничні значення зазорів**

– по зовнішньому діаметрі:

SMAX – не нормується;

SMIN = DMIN – dMAX = 27,000 – 26,962 = 0,038 (мм);

– по середньому діаметрі:

S2 MAX = D2 MAX – d2 MIN = 26,176 – 25,398 = 0,778 (мм);

S2 MIN = D2 MIN – d2 MAX = 25,701 – 25,663 = 0,038 (мм);

– по внутрішньому діаметрі:

S1 MAX – не нормується;

S1 MIN = D1 MIN – d1 MAX = 24,835 – 24,797 = 0,038 (мм).

Схема розташування полів допусків наведена на малюнках 19 і 20.



Малюнок 19. Схема розташування полів допусків нарізного сполучення М27х2 - 7H/8g



Малюнок 20. Схема розташування полів допусків нарізного сполучення М27х2 - 7H/8g

### **6. Шліцеві з'єднання**

Вихідні дані: Шліцеве з'єднання 8х46х50, b=9 мм, шліци в отворах зубчастих коліс гартуються, з'єднання нерухливе.

**6.1 Розміри шліцевого з'єднання**

Число зубів – z=8;

Внутрішній діаметр – d=46 мм;

Зовнішній діаметр – D=50 мм;

Ширина зуба (паза) – b=9 мм;

**6.2 Вид центрування**

Центрування по внутрішньому діаметрі, тому що  шліци в отворі втулки гартуються, що утрудняє обробку після загартування при центруванні по зовнішньому діаметрі.

**6.3 Відхилення розмірів**

– по розмірі, що центрує, d:

для з'єднання за ДСТ 1139-80 ([], табл. 2.2)

∅



– по поверхнях b характер з'єднання вибирають

як і по d:



– по діаметрі D ([], табл. 2.5):

∅



Позначення з'єднання:



Схеми полів допусків наведені на малюнках 21 і 22.

Ескізи вала й втулки (перетини) наведені на малюнку 23.

Параметри шорсткості обрані з [], табл. 2.5.



Малюнок 21. Схема полів допусків шліцевого з'єднання



Малюнок 22. Схема полів допусків шліцевого з'єднання



Малюнок 23. Ескіз вала й втулки при шліцевом з'єднанні

### **7. Шпонкове з'єднання**

Вихідні дані: з'єднання вала й втулки за допомогою призматичної шпонки по діаметрі d60 H7/n6. Характер з'єднання по b - щільний.

**7.1 Основні параметри шпонки й паза за ДСТ 23360-78**

– ширина шпонки b=18 мм;

– висота h=11 мм;

– довжина l=50 мм;

– глибина паза вала t1=7,0+0,2 мм;

– глибина паза втулки t2=4,4+0,2 мм;

– розмір d-t1 = 60 – 7 = 53 мм;

– розмір d+t2 = 60 + 4,4 = 64,4 мм;

**7.2 Поля допусків і граничні відхилення розмірів за ДСТ 25347-82, 23360-78**

– діаметр втулки d60 H7 (+0,03);

– діаметр вала d60 n6 ( );



– ширина паза вала 18 P9 ( );



– ширина паза втулки 18 P9 ( );



– ширина шпонки 18 h9 (–0,043);

– висота шпонки 11 h11 (–0,11);

– довжина шпонки 50 h14 (–0,43);

– розмір d-t1 53–0,2 мм;

– розмір d+t2 64,4 +0,2 мм.

**7.3 Схема полів допусків по «b»**

Схема полів допусків по «b» наведена на малюнку 24.



Малюнок 24. Схема полів допусків по «b»

Для посадки 18 P9/h9 :



NMAX = 0 – (–0,061) = 0,061 (мм);

SMAX = –0,018 + 0,043 = 0,025 (мм).

Посадка по «b» однакова для з'єднань «паз вала - шпонка» і «паз втулки - шпонка». Обидві посадки перехідні в системі вала.

Схема полів допусків усього шпонкового з'єднання наведена на малюнку 25.

Ескіз вала й втулки шпонкового з'єднання наведений на малюнку 26.



Малюнок 25. Схема полів допусків шпонкового з'єднання



Малюнок 26. Ескіз вала й втулки шпонкового з'єднання

**8. Розмірні ланцюга**

Скласти схему розмірного ланцюга із вказівкою що збільшують і зменшують ланок. Визначити номінальний розмір і допуск замикаючої ланки. Зробити розрахунок розмірного ланцюга, визначивши точність розмірних тридцятимільйонним методом максимуму - мінімуму (спосіб допусків одного квалітету).

Вихідні дані:

Схема розмірного ланцюга для вузла номер 3 наведена на малюнку 27.



Малюнок 27. Схема розрахункового розмірного ланцюга

Розмір А1 – що збільшує (ланки);

А2, А3, А4 – що зменшують (ланки);

АΔ – замикаючий (ланки).

Відхилення замикаючої ланки:

es(АΔ) = +80 ;

ei(АΔ) = – 280 ;

**8.1 Номінальне значення замикаючого розміру**



де: m – кількість розмірів, що збільшують;

p - кількість розмірів, що зменшують.

АΔ = 240 – (18+200+18)=4 (мм)

АΔ = 4



**8.2 Величина допуску замикаючого розміру**



TАΔ =0,08 – (–0,28) = 0,36 (мм) = 360 ()

**8.3 Визначаємо квалітет, у якому виконані тридцятилітні розмірного ланцюга**

Число одиниць допуску:



де: n – кількість тридцятилітніх розмірного ланцюга;

i - одиниця допуску для обраного діапазону розмірів.

i1 = 2,90 для A1 = 240 мм (180…250),

i2=1,08 для А2 = А4 = 18 мм (10...18…18),

i3=2,90 для А3 = 200 (180…250);



За ДСТ 25346-82 визначаю квалітет.

Для 9 квалітету a cm = 40, для 10 квалітету a cm = 64. Найближчий квалітет по числу аm – 10 квалітет.

За коригувальний розмір приймаю A1=240 мм – що збільшує (240+0,185).

**8.4 Складання розмірного ланцюга**

А2 = А4 = 18 мм; ТА2 = ТА4 = 70 ()=0,07 (мм); на кресленні 18–0,07;

А3 = 200 мм; ТА3 = 185 ()=0,185 (мм); на кресленні 200 – 0,185.

**8.5 Величина допуску Акор**



ТАкор = 360 – (70 + 185 + 70) = 35 ().

**8.6 Граничні відхилення Акор**



Es(Акор) = 80 – 0 + (–70 – 185 – 70) = –245 ();



Ei(Акор) = –280 – 0 + (0+0+0) = –280 ().

Акор= 240 .



**8.7 Перевірка**

1)



360 = 35 + 70 +185 + 70

360 = 360

2)



80 = -245 - (-70 -185 - 70)

80 = 80



-280 = -280 - 0

-280 = -280



Малюнок 28. Схема розрахованого розмірного ланцюга з відхиленнями

**9. Зубчасті з'єднання**

Вихідні дані: вузол номер 3, m=4,5, z=37, точність зубчастого

колеса 8-D (табл. 2.8 []). Діаметр посадкового отвору dВ = D3 = 60 мм (по кресленню вузла). Показники контролю норм точності 5; 1; 2; 3 (табл. 2.9 []).

**9.1 Характеристика зубчастого колеса**

– модуль m=4,5 мм;

– число зубів z=37;

– кінематична точність – 8;

– норма плавності – 8;

– норма контакту – 8;

– норма бічного зазору – D.

**9.2 Показники норм точності**

Fvwr – коливання довжини загальної нормалі;

f 'ir – місцева кінематична погрішність зубчастого колеса;

Fkr – сумарна погрішність контактної лінії;

– Ews – найменше відхилення довжини загальної нормалі для зубчастого колеса із зовнішніми зубами;

Tw – допуск на довжину загальної нормалі.

Коливання довжини загальної нормалі Fvwr – різниця між найбільшими й найменшої дійсними довжинами загальної нормалі в тому самому зубчастому колесі.

Під дійсною довжиною загальної нормалі розуміється відстань між двома паралельними площинами, дотичними до двох різнойменних активних бічних поверхонь зубів зубчастого колеса.

Місцева кінематична погрішність зубчастого колеса f 'ir – найбільша різниця між місцевими сусідніми екстремальними (мінімальними й максимальним) значеннями кінематичної погрішності зубчастого колеса в межах його оберту (малюнок 29).



Малюнок 29. Кінематична погрішність зубчастого колеса

Сумарна погрішність контактної лінії Fkr – відстань по нормалі між двома найближчими друг до друга номінальними контактними лініями, умовно накладеними на площину (поверхня) зачеплення між якими розміщається дійсна контактна лінія на активній бічній поверхні (малюнок 30).



Малюнок 30. Дійсна контактна лінія

Таблиця 9.1 Числові значення показників норм точності (за ДСТ 1643-81),

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Найменування показника норм точності | Умовна позначка | Числове начення |
| 1. Коливання довжини загальної нормалі | Fvwr | 50 |
| 2. Місцева кінематична погрішність зубчастого колеса | f 'ir | 50 |
| 3. Сумарна погрішність контактної лінії | Fkr | 50 |
| 4. Найменше відхилення довжини загальної нормалі для зубчастого колеса із зовнішніми зубами | -Ews | 50 |
| 5. Допуск на довжину загальної нормалі | Tw | 100 |

**9.3 Розрахунок основних параметрів зубчастого колеса**

– діаметр ділильної окружності:

d=m(z=4,5(37=166,5 (мм);

– ширина вінця:

b=((m,

де ( - коефіцієнт, рівний для прямозубих передач 6...10;

b=8 ( 4,5 = 36 (мм);

– діаметр маточини:

dст = 1,5dВ + 10

dст = 1,5⋅60 + 10 = 100 (мм)

– довжина маточини:

lст = (1,0...1…1,5)dВ

lст = 1,3⋅60 = 78 (мм);

– діаметр вершин зуба:

da = d + 2⋅ha,

де ha = h\*a⋅m, h\*a = 1 за ДСТ 13755–81

da = 166,5 + 2⋅4,5 = 175,5 (мм).

**Література**

1. Ступіна Л.Б., Шабаль К.Г., Методичні вказівки до курсової роботи з курсу «Взаємозамінність, стандартизація й технічні виміри». – К., 2005

2. Мягков В.Д., Палей М.А. і ін., «Допуски й посадки», довідник в 2-х частинах, видання шосте. – К., 2003

3. І.М. Белкін. Довідник по допускам і посадкам для робітника-машинобудівника. – К., 2007

4. ДЕРЖСТАНДАРТ 25346-82. «Загальні положення, ряди допусків і основних відхилень».

5. ДЕРЖСТАНДАРТ 24853–81. «Калібри гладкі для розмірів до 500 мм. Допуски»

6. ДЕРЖСТАНДАРТ 8338-75. «Підшипники кулькові радіальні однорядні. Основні розміри».

7. ДЕРЖСТАНДАРТ 23360-78. «Шпонки призматичні. Розміри»

8. ДЕРЖСТАНДАРТ 16093–81. «Різьблення метричні для діаметрів від 1 до 500 мм. Допуски»

9. ДЕРЖСТАНДАРТ 24705-81. «Основні норми взаємозамінності. Різьблення метричні