**1. Описание узла**

Узел 3.

На чертеже показана часть механизма подач металлорежущего станка. Передача движения с нижнего вала на верхний осуществляется с помощью сменных зубчатых колес 2 и 1, сидящих на шлицевых концах валов (рисунок 3).

На верхнем валу смонтирована предохранительная шариковая муфта, отключающая червяк 4 при перегрузках механизма. В этом случае при вращающемся верхнем вале червяк будет оставаться неподвижным.

В стальной червяк запрессована бронзовая втулка, которая образует с шейкой вала подшипник скольжения. Зазор в подшипнике должен быть минимальным, чтобы заметно не нарушать центрирование червяка на валу.

Зубчатое колесо 3 должно быть хорошо сцентрировано относительно вала. Передача крутящего момента обеспечивается через призматическую шпонку 9 (характер соединения по b – плотный).

Шлицы в отверстиях зубчатых колес закаливаются.

Подшипники 5 и 6 имеют перегрузку не более 150%, толчки и вибрации умеренные, режим работы нормальный.

**2. Расчёт гладких цилиндрических соединений**

Назначить и обосновать посадки в соединениях D1, D2, D3 заданного узла (узел 3) в зависимости от условий работы узла.

**2.1 Исходные данные**

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

Назначить и обосновать посадки D9/h9, H6/s6, H7/n6.

**2.2 Назначение посадок**

Посадка на диаметре D1 должна иметь натяг (бронзовая втулка запрессовывается в зубчатое колесо). Исходя из этого, на диаметр D1 назначается посадка H6/s6.

Предельные отклонения по ГОСТ 25347–82:

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

EI = 0;

– вала d80 s6: es = +78 мкм = +0,078 мм;

ei = +59 мкм = +0,059 мм.

Схема расположения полей допусков представлена на рисунках 1 и 2.

Предельные размеры:

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).



Рисунок 1. Схема расположения полей допусков гладкого цилиндрического соединения d80 H6/s6.



Рисунок 2. Схема расположения полей допусков гладкого цилиндрического соединения d80 H6/s6.

Величина допуска:

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

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

Предельные значения натягов:

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

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

Допуск натяга и посадки:

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

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

Эскиз вала, отверстия и посадки приведен на рисунке 3.



Рисунок 3. Эскиз вала, отверстия и гладкого соединения d80H6/s6

Посадка на диаметре D2 должна иметь зазор, так как бронзовая втулка в паре с валом должна образовать подшипник скольжения. Выбрана посадка D9/h9.

Предельные отклонения по ГОСТ 25347–82:

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

EI = +100 мкм = +0,100 мм;

– вала d75 h9: es = 0;

ei = -74 мкм = -0,074 мм.

Схема расположения полей допусков представлена на рисунках 4 и 5.



Рисунок 4. Схема расположения полей допусков гладкого цилиндрического соединения d75 D6/h9.

Предельные размеры:

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 допуска:

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

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

Предельные значения зазоров:

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

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

Допуск зазора и посадки:

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

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



Рисунок 5. Схема расположения полей допусков гладкого цилиндрического соединения d75 D6/h9.

Эскиз вала, отверстия и посадки приведен на рисунке 6.



Рисунок 6. Эскиз вала, отверстия и гладкого соединения d75 D9/h9

Посадка на диаметре D3 должна быть переходной для обеспечения отцентровки зубчатого колеса на валу. Вращательный момент передает шпонка. Исходя из этого, на диаметр D3 назначается посадка H7/n6.

Предельные отклонения по ГОСТ 25347–82:

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

EI = 0;

– вала d60 n6: es = +39 мкм = +0,039 мм;

ei = +20 мкм = +0,020 мм;

Схема расположения полей допусков представлена на рисунках 7 и 8.



Рисунок 7. Схема расположения полей допусков гладкого цилиндрического соединения d60 h7/n6.

Предельные размеры:

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 допуска:

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

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

Величина зазора и натяга:

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);

Эскиз вала, отверстия и посадки приведен на рисунке 9.



Рисунок 8. Схема расположения полей допусков гладкого цилиндрического соединения d60 H7/n6.



Рисунок 9. Эскиз вала, отверстия и гладкого соединения d60 H7/n6

**3. Расчет калибров для контроля деталей соединения**

В данном пункте производится расчет предельных и исполнительных размеров калибров, необходимых для контроля отверстия и вала соединения d60H7/n6, а также контрольных калибров для скоб.

**3.1 Калибры для контроля отверстия d60H7**

Предельные отклонения: ES = 30 мкм; EI = 0.

Предельные размеры: DMAX = 60,030 мм; DMIN = 60,000 мм.

Допуски отклонения для пробок по ГОСТ 24853–81: Z=4 мкм, Y=3 мкм, H=5 мкм.

Схемы расположения полей допусков калибров-пробок приведены на рисунках 10 и 11.



Рисунок 10. Схема расположения полей допусков калибров-пробок для контроля отверстия d60H7.

Расчет предельных и исполнительных размеров калибров для контроля отверстия 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)

ПРИЗН = 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)

НЕИСП = 60,0325 – 0,005 (мм)

ПРИСП = 60,0065 – 0,005 (мм)



Рисунок 11. Схема расположения полей допусков калибров-пробок для контроля отверстия d60H7

**3.2 Калибры для контроля вала d60n6, а также контрольные размеры скоб**

Предельные отклонения: es = 0,039 мкм; ei = 0,020 мкм.

Предельные размеры: dMIN = 60,020 мм; dMAX = 60,039 мм.

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

Схемы расположения полей допусков калибров-скоб приведены на рисунках 12 и 13.

Размеры 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)

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

ПРИСП = 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)

НЕИСП = 60,0175+0,005 (мм)

Размеры котрольных калибров для скоб:

К-ПРMAX = dMAX – Z1 + HP/2 = 60,039 – 0,004 + 0,001 = 60,036 (мм)

К-ПРMIN = dMAX – Z1 – HP/2 = 60,039 – 0,004 – 0,001 = 60,034 (мм)

К-ПРИСП = 60,036 –0,002 (мм)

К-НЕMAX = dMIN + HP/2 = 60,020 + 0,001 = 60,021 (мм)

К-НЕMIN = dMIN – HP/2 = 60,020 – 0,001 = 60,019 (мм)

К-НЕИСП = 60,021 – 0,002 (мм)

К-ИMAX = dMAX + Y1 + HP/2 = 60,039 + 0,003 + 0,001 = 60,043 (мм)

К-ИMIN = dMAX + Y1 – HP/2 = 60,039 + 0,003 – 0,001 = 60,041 (мм)

К-ИИСП = 60,043 –0,002 (мм)



Рисунок 12. Схема расположения полей допусков калибров для контроля вала d60n6



Рисунок 12. Схема расположения полей допусков калибров для контроля вала d60n6

**4. Расчёт подшипников качения**

Исходные данные: узел номер 3, подшипник 0–110 (позиция 5 на чертеже узла); радиальная нагрузка Fr=3000 Н; перегрузка подшипника не более 150%; толчки и вибрации умеренные, режим работы нормальный.

**4.1 Характеристика подшипника 0–110 и его размеры**

По ГОСТ 8338–75 подшипник 0–110 – шариковый радиальный однорядный, особо легкой серии.

Номинальные размеры: d=50 мм, D=80 мм, B=16 мм, r=1,5 мм.

**4.2 Виды нагружения колец подшипника**

Внутреннее кольцо.

Нагружение циркуляционное, при котором постоянная по величине и направлению нагрузка передается вращающемуся кольцу. В этом случае нагруженной оказывается вся поверхность кольца.

Наружное кольцо.

Нагружение местное, при котором постоянная по величине и направлению нагрузка передается невращающемуся кольцу, следовательно под нагрузкой оказывается только определенный участок поверхности кольца.

**4.3 Интенсивность радиальной нагрузки определяется по формуле:**

(4.1)



где: Fr – радиальная нагрузка, Н;

K1 – динамический коэффициент посадки; K1 = 1 при нормальных условиях работы;

K2 – коэффициент учитывающий ослабление посадочного натяга, для сплошного вала K2 = 1;

K3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки; K3 = 1 для радиальных шариковых подшипников;

b – рабочая ширина посадочного места.



**4.4 Поля допусков вала и отверстия в корпусе выбираются из [], табл. 5.3 и 5.6 для подшипников нулевого класса**

– поле допуска вала – js6;

– поле допуска отверстия в корпусе – H7.

**4.5 Предельные отклонения размеров**

– вал d50 js6:

es = + 8 мкм; ei = – 8 мкм;

– отверстие в корпусе d80 H7:

ES = +30 мкм; EI=0 мкм;

– внутреннее кольцо подшипника d50

ES = 0 мкм; EI = –12 мкм;

– наружное кольцо подшипника d80

es = 0 мкм; ei = –13 мкм.

Таблица 4.1 Посадочные размеры узла подшипника, мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Внутреннее  кольцо | Наружное кольцо | Вал | Отверстие в корпусе |
| d50 –0,012 | d80 –0,013 | d50 js6 (±0,008) | d80 H7 (+0,030) |

Схемы расположения полей допусков приведены на рисунках 13 – 16.



Рисунок 13. Схема расположения полей допусков внутреннего кольца и вала

Посадка в соединении внутреннего кольца и вала – переходная, в системе отверстия.

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

SMAX = 0 – (–0,008) = 0,008 (мм).



Рисунок 14. Схема расположения полей допусков внутреннего кольца и вала



Рисунок 15. Схема расположения полей допусков отверстия в корпусе и наружного кольца

Посадка соединения наружного кольца и отверстия в корпусе – с зазором, в системе вала.

SMAX = 0,030 – (–0,013) = 0,043 (мм);

SMIN = 0 мм.



Рисунок 16. Схема расположения полей допусков отверстия в корпусе и наружного кольца

**4.6 Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей вала и отверстия в корпусе**

для вала d50 мм:

– допуск круглости 4 мкм ([], табл. 4.2);

– допуск профиля продольного сечения 4 мкм ([], табл. 4.2);

– допуск торцового биения заплечников валов 25 мкм ([], табл. 4.3);

для отверстия в корпусе d80 мм:

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

– допуск профиля продольного сечения 7,5 мкм ([], табл. 4.2);

Шероховатость поверхностей ([], табл. 4.1):

– вала d50 мм – Ra 1,25 мкм;

– отверстия d80 мм – Ra 1,25 мкм;

– опорных поверхностей заплечиков вала – Ra 2,5 мкм.

Эскиз вала, подшипника и отверстия под подшипник приведен на рисунке 17.



Рисунок 17. Эскиз вала, подшипника и отверстия под подшипник

## **5. Расчёт резьбовых соединений**

Рассчитать резьбовое соединение М27×2 – 7H/8g.

**5.1 Исходные данные (по ГОСТ 24705–81)**

– болт М27×2 – 8g;

– гайка М27×2 – 7H;

– шаг мелкий P=2 мм;

– наружный диаметр d(D)=27,000 мм;

– средний диаметр d2(D2)=25,701 мм;

– внутренний диаметр d(D)=24,835 мм;

**5.2 Предельные отклонения диаметров резьбы по ГОСТ 16093–81 приведены в таблице 5.1 и 5.2. Эскизы гайки, болта и резьбового соединения приведены на рисунке 18**

Таблица 5.1. Предельные отклонеия диаметров резьбы болта М27×2 – 8g, мкм.

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

Таблица 5.2. Предельные отклонения диаметров резьбы гайки М27×2 – 7H, мкм.

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



Рисунок 18. Эскиз гайки, болта и резьбового соединения М27×2 – 7H/8g

**5.3 Расчет предельных размеров**

– 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 нормируется;

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 нормируется

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 Предельные значения зазоров**

– по наружному диаметру:

SMAX – не нормируется;

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

– по среднему диаметру:

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 внутреннему диаметру:

S1 MAX – не нормируется;

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

Схема расположения полей допусков приведена на рисунках 19 и 20.



Рисунок 19. Схема расположения полей допусков резьбового соединения М27х2 – 7H/8g



Рисунок 20. Схема расположения полей допусков резьбового соединения М27х2 – 7H/8g

### **6. Шлицевые соединения**

Исходные данные: шлицевое соединение 8х46х50, b=9 мм, шлицы в отверстиях зубчатых колес закаливаются, соединение неподвижное.

**6.1 Размеры шлицевого соединения**

Число зубьев (шлицов) – z=8;

Внутренний диаметр – d=46 мм;

Наружный диаметр – D=50 мм;

Ширина зуба (паза) – b=9 мм;

**6.2 Вид центрирования**

Центрирование по внутреннему диаметру, т. к. шлицы в отверстии втулки закаливаются, что затрудняет обработку шлицов после закалки при центрировании по наружному диаметру.

**6.3 Отклонения размеров**

– по центрирующему размеру d:

для соединения шлицевого неподвижного по ГОСТ 1139–80 ([], табл. 2.2)

∅



– по боковым поверхностям шлицов по b характер соединения выбирают

как и по d:



– по нецентрируемому диаметру D ([], табл. 2.5):

∅



Обозначение соединения:



Схемы полей допусков приведены на рисунках 21 и 22.

Эскизы вала и втулки (сечения) приведены на рисунке 23.

Параметры шероховатости выбраны из [], табл. 2.5.



Рисунок 21. Схема полей допусков шлицевого соединения



Рисунок 22. Схема полей допусков шлицевого соединения



Рисунок 23. Эскиз вала и втулки при шлицевом соединении

### **7. Шпоночное соединение**

Исходные данные: соединение вала и втулки с помощью призматической шпонки по диаметру d60 H7/n6. Характер соединения по b – плотный.

**7.1 Основные параметры шпонки и паза по ГОСТ 23360–78**

– ширина шпонки b=18 мм;

– высота h=11 мм;

– длина l=50 мм;

– глубина паза вала t1=7,0+0,2 мм;

– глубина паза втулки t2=4,4+0,2 мм;

– размер d-t1 = 60 – 7 = 53 мм;

– размер d+t2 = 60 + 4,4 = 64,4 мм;

**7.2 Поля допусков и предельные отклонения размеров по ГОСТ 25347–82, 23360–78**

– диаметр втулки d60 H7 (+0,03);

– диаметр вала d60 n6 ();



– ширина паза вала 18 P9 ();



– ширина паза втулки 18 P9 ();



– ширина шпонки 18 h9 (–0,043);

– высота шпонки 11 h11 (–0,11);

– длина шпонки 50 h14 (–0,43);

– размер d-t1 53–0,2 мм;

– размер d+t2 64,4 +0,2 мм.

**7.3 Схема полей допусков по «b»**

Схема полей допусков по «b» приведена на рисунке 24.



Рисунок 24. Схема полей допусков 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» одинакова для соединений «паз вала – шпонка» и «паз втулки – шпонка». Обе посадки переходные в системе вала.

Схема полей допусков всего шпоночного соединения приведена на рисунке 25.

Эскиз вала и втулки шпоночного соединения приведен на рисунке 26.



Рисунок 25. Схема полей допусков шпоночного соединения



Рисунок 26. Эскиз вала и втулки шпоночного соединения

**8. Размерные цепи**

Составить схему размерной цепи с указанием увеличивающих и уменьшающих звеньев. Определить номинальный размер и допуск замыкающего звена. Произвести расчет размерной цепи, определив точность размерных составляющих методом максимума – минимума (способ допусков одного квалитета).

Исходные данные:

Схема размерной цепи для узла номер 3 приведена на рисунке 27.



Рисунок 27. Схема расчетной размерной цепи

Размер А1 – увеличивающий (звена);

А2, А3, А4 – уменьшающие (звена);

АΔ – замыкающий (звена).

Отклонения замыкающего звена:

es(АΔ) = +80 мкм;

ei(АΔ) = – 280 мкм;

**8.1 Номинальное значение замыкающего размера**



где: m – количество увеличивающих размеров;

p – количество уменьшающих размеров.

АΔ = 240 – (18+200+18)=4 (мм)

АΔ = 4



**8.2 Величина допуска замыкающего размера**



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

**8.3 Определяем квалитет, в котором выполнены составляющие размерной цепи**

Число единиц допуска:



где: n – количество составляющих размерной цепи;

i – единица допуска для выбранного диапазона размеров.

i1 = 2,90 для A1 = 240 мм (180…250),

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

i3 = 2,90 для А3 = 200 (180…250);



По ГОСТ 25346–82 определяю квалитет.

Для 9 квалитета a cm = 40, для 10 квалитета a cm = 64. Ближайший квалитет по числу аm – 10 квалитет.

За корректирующий размер принимаю A1=240 мм – увеличивающий (240+0,185).

**8.4 Составление размерной цепи**

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

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

**8.5 Величина допуска Акор**



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

**8.6 Предельные отклонения Акор (увеличивающий размер)**



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



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

Акор= 240 .



**8.7 Проверка**

1)



360 = 35 + 70 +185 + 70

360 = 360

2)



80 = –245 – (–70 –185 – 70)

80 = 80



–280 = –280 – 0

–280 = –280



Рисунок 28. Схема рассчитанной размерной цепи с отклонениями

**9. Зубчатые соединения**

Исходные данные: узел номер 3, m=4,5, z=37, точность зубчатого

колеса 8-D (табл. 2.8 []). Диаметр посадочного отверстия dВ = D3 = 60 мм (по чертежу узла). Показатели контроля норм точности 5; 1; 2; 3 (табл. 2.9 []).

**9.1 Характеристика зубчатого колеса**

– модуль m=4,5 мм;

– число зубьев z=37;

– кинематическая точность – 8;

– норма плавности – 8;

– норма контакта – 8;

– норма бокового зазора – D.

**9.2 Показатели норм точности (табл. 2.10)**

Fvwr – колебание длины общей нормали;

f 'ir – местная кинематическая погрешность зубчатого колеса;

Fkr – суммарная погрешность контактной линии;

– Ews – наименьшее отклонение длины общей нормали для зубчатого колеса с внешними зубьями;

Tw – допуск на длину общей нормали.

Колебание длины общей нормали Fvwr – разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном и том же зубчатом колесе.

Под действительной длиной общей нормали понимается расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям зубьев зубчатого колеса.

Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса f 'ir – наибольшая разность между местными соседними экстремальными (минимальным и максимальным) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота (рисунок 29).



Рисунок 29. Кинематическая погрешность зубчатого колеса

Суммарная погрешность контактной линии Fkr – расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными контактными линиями, условно наложенными на плоскость (поверхность) зацепления между которыми размещается действительная контактная линия на активной боковой поверхности (рисунок 30).



Рисунок 30. Действительная контактная линия

Таблица 9.1 Числовые значения показателей норм точности (по ГОСТ 1643–81), мкм.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование показателя норм точности | Условное обозначение | Числовое значение |
| 1. Колебание длины общей нормали | Fvwr | 50 |
| 2. Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса | f 'ir | 50 |
| 3. Суммарная погрешность контактной линии | Fkr | 50 |
| 4. Наименьшее отклонение длины общей нормали для зубчатого колеса с внешними зубьями | -Ews | 50 |
| 5. Допуск на длину общей нормали | Tw | 100 |

**9.3 Расчет основных параметров зубчатого колеса**

– диаметр делительной окружности:

d=m⋅z=4,5⋅37=166,5 (мм);

– ширина венца:

b=Ψ⋅m,

где Ψ – коеффициент, равный для прямозубых передач 6…10;

b=8 ⋅ 4,5 = 36 (мм);

– диаметр ступицы:

dст = 1,5dВ + 10

dст = 1,5⋅60 + 10 = 100 (мм)

– длина ступицы:

lст = (1,0…1,5) dВ

lст = 1,3⋅60 = 78 (мм);

– диаметр вершин зуба:

da = d + 2⋅ha,

где ha = h\*a⋅m, h\*a = 1 по ГОСТ 13755–81

da = 166,5 + 2⋅4,5 = 175,5 (мм).

**Литература**

1. Ступина Л.Б., Шабаль К.Г., Методические указания к курсовой работе по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», Сумы, СумГУ, 1995 г.

2. Мягков В.Д., Палей М.А. и др., «Допуски и посадки», справочник в 2-х частях, издание шестое, М: «Машиностроение», 1982 г.

3. И.М. Белкин, «Справочник по допускам и посадкам для рабочего-машиностроителя», М: «Машиностроение», 1985 г.

4. ГОСТ 25347–82. «Поля допусков и рекомендуемые посадки».

5. ГОСТ 25346–82. «Общие положения, ряды допусков и основных отклонений».

6. ГОСТ 24853–81. «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски»

7. ГОСТ 8338–75. «Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры».

8. ГОСТ 23360–78. «Шпонки призматические. Размеры»

9. ГОСТ 16093–81. «Резьба метрическая для диаметров от 1 до 500 мм. Допуски»

10. ГОСТ 24705–81. «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая»