МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ

ИНЖЕНЕРНО – ФИЗИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

Отделение № 2

Курсовой проект по курсу:

 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ

и ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Вариант 7

Новоуральск

–1995–

ВВЕДЕНИЕ

1. ПОСАДКА С НАТЯГОМ

1.1. Содержание задания и исходные данные.

1.2. Определение угловой скорости и крутящего момента на валу.

1.3 Расчет посадок с натягом.

1.4. Схема расположения полей допусков отверстия и вала.

2. ПЕРЕХОДНАЯ ПОСАДКА

2.1. Содержание задания и исходные данные.

2.2. Расчет переходной посадки

2.3. Схема расположения допусков отверстия и вала

3. РАСЧЕТ ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Задание и исходные данные.

3.2. Расчет посадок.

3.3. Эскизы посадочных мест и схема расположения допусков отверстия и вала

4. РАСЧЕТ КАЛИБРОВ

4.1. Задание и исходные данные.

4.1. Расчет калибров.

4.2. Схемы расположения полей допусков рабочих и контркалибров.

5. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

5.1. Задание и исходные данные к расчету

5.2. Расчет начальных параметров

5.3. Расчет параметров зубчатого зацепления.

6. РАСЧЕТ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ

6.1. Задание и исходные данные

6.2. Расчет.

6.2.1. Метод полной взаимозаменяемости

6.2.2. Вероятностный метод.

ЛИТЕРАТУРА

ВВЕДЕНИЕ

 Выполнение данной курсовой работы преследует собой следующие цели:

 – научить студента самостоятельно применять полученное знание по курсу ВСТИ на практике;

 – изучение методов и процесса работы со справочной литературой и информацией ГОСТ;

 – приобретение необходимых навыков по оформлению курсовых и аналогичных работ.

 Преимуществами курсовой работы по сравнению с другими видами обучения можно назвать практически полную самостоятельноcть студента во время ее выполнения, необходимость использования знаний не только по данному предмету, но и по многим смежным областям.

1. ПОСАДКА С НАТЯГОМ

1.1. Содержание задания и исходные данные.

 По заданному вращающему моменту рассчитать и выбрать посадку с натягом, обеспечивающую как неподвижность соединения, так и прочность сопрягаемых деталей. Изобразить схему расположения полей допусков отверстия и вала.

Таблица 1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Число зубьев | Материал  | Модульпередачи m, мм | Угловая скорость V, м/с | Передаваемая мощность Р, КВт |
| колесаz2 | шестерни z1 | колесо | шкив |  |  |  |
|  |  | ст 45 | чугун | 3 | 2.5 | 8 |
| 50 | 23 | E=1\*1011 МПа | E=9\*1010 МПа |  |  |  |

1.2. Определение угловой скорости и крутящего момента на валу.

 Расчет производим по алгоритму, приведенному в [1].

,

где  – угловая скорость, c–1;

 m, z1, V взяты из таблицы 1.

=72 с-1.

 ,

где Р – передаваемая мощность, КВт.

ТКР=8000/72=110 Нм.

1.3 Расчет посадок с натягом.

 Расчет и выбор посадки производится по пособию [1], т1, стр. 360–365.

где: dН– номинальный диаметр сопряжения вала и шестерни;

 dШ– диаметр шестерни;

 l – длина сопряжения.

dН=50 мм;

dШ=69 мм;

l=56 мм.

 Определение минимального значения нормального напряжения , Па на поверхности сопряжения, обеспечивающего передачу заданной мощности.

,

где ТКР – крутящий момент, Нм;

 f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания – принимаем f= 0.08, т.к. это прессовая посадка;

 l – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м.

=6.252⋅106 Па.

 Определение наименьшего расчетного натяга NMIN, мкм, обеспечивающего [Pmin], мкм:

,

где Е – модуль нормальной упругости материала, Па;

 С1 и С2 – коэффициенты Ляме, определяемые по формулам:

,

 ,

где μ1 и μ2 — коэффициенты Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей; принимаем

μ1=μ2=0.3;

 d0 — внутренний диаметр вала – в нашем случае равен нулю.

,

.

 мкм.

 Определяем с учетом поправок величину минимального натяга [NMIN], мкм.

,

где γШ — поправка, учитывающая смятие неровностей кон- тактных поверхностей деталей при образовании соединения, мкм.

,

где RaD — среднее арифметическое отклонение профиля отверстия, мкм;

 Rad — среднее арифметическое отклонение профиля вала, мкм.

 Для поверхности деталей в посадках с натягом собираемых под прессом, квалитет 6—7 и dH от 50 до 120 мкм:

RaD=1.6 мкм;

Rad=1.6 мкм.

γШ =5(1.6+1.6)=16 мкм.

[Nmin]=7+16=23 мкм.

 Определение максимально допустимого удельного давления [pmax], МПа, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей.

 В качестве [pmax] берем наименьшее из двух значений, рассчитываемых по формулам:

,

,

где p1 и p2 – предельное значение удельного давления соответственно для вала и шестерни;

 σm1 и σm2 — предел текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей, МПа.

 Для Ст 45 σm=350 МПа.

МПа;

 МПа.

Так как p2 < p1, то [pmax]=99 МПа.

 Определим необходимое значение наибольшего расчетного натяга N’max.

,

мкм.

 Определим с учетом поправок к N’max величину максимального допустимого натяга.

 ,

где γуд — коэффициент увеличения давления у торцов охватывающей детали.

По рис. 1.68 [1], исходя из =1.07, принимаем γуд=0.89.

[Nmax]=1010.89+16=105 мкм.

 Выбираем посадку.

dH=50 мм; Nmin>22 мкм; Nmax≤105 мкм.

∅50 .

 1.4. Схема расположения полей допусков отверстия и вала.

 Схема расположения полей допусков отверстия и вала изображена на рис. 2.

Рис. 2.

2. ПЕРЕХОДНАЯ ПОСАДКА

 2.1. Содержание задания и исходные данные.

 Для неподвижного разъемного соединения назначить переходную посадку; обосновать ее назначение. Определить вероятность получения соединений с зазором и с натягом. Изобразить схему расположения полей допусков отверстия и вала.

 2.2. Расчет переходной посадки

 Руководствуясь пособием [1], назначаем как наиболее удобную исходя из условий сборки скользящую посадку ∅40 .

 Данная посадка не обеспечивает достаточной прочности и как следствие конструктивно предусмотрена шпонка. Параметры посадки:

EI=0 мкм – нижнее отклонение отверстия;

ES=25 мкм – верхнее отклонение отверстия;

es=8 мкм – верхнее отклонение вала;

ei=–8 мкм – нижнее отклонение вала.

 Максимальный натяг:

NMAX=es–EI,

NMAX= 8–0=8 мкм.

 Минимальный натяг:

NMIN=ei–ES,

NMIN=–8–25=–33 мкм.

 Далее, вычислим средний натяг:

Nc=(NMAX + NMIN )/2,

NC= –12.5 мкм.

 Знак минус говорит о посадке с зазором.

 Допуск отверстия:

TD=ES–EI,

TD=25 мкм.

 Допуск вала:

Тd=es–ei,

Td=16 мкм.

 Определим среднеквадратичное отклонение натяга (зазора).

,

.

 Вычислим предел интегрирования:

,

 Z=–12.5/4.946=2.51.

 Пользуясь таблицей 1.1. [1], получим:

Ф(Z)=0.493.

 Рассчитаем вероятность натягов и зазоров:

 PN=0.5–Ф(Z),

PN=0.5–0.493=0.7 % – т. к. Z<0;

PS=0.5+Ф(Z),

 PS=0.5+0.493= 99,3 % – т.к. Z<0.

 Следовательно, при сборке большинство изделий будет с зазором.

2.3. Схема расположения допусков отверстия и вала

3. РАСЧЕТ ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Задание и исходные данные.

 Рассчитать (назначить) посадки по внутреннему и наружному кольцам подшипника качения. Построить схемы расположения полей допусков колец подшипников качения и соединяемых с ним деталей вала и корпуса. Выполнить эскизы посадочных мест под подшипник вала и корпуса и обозначить на эскизе номинальные размеры, поля допусков, требования к шероховатости, форме и расположения поверхностей.

 Согласно заданию, имеем радиальный сферический двухрядный роликоподшипник номер 3609 ГОСТ 5721–75. Нагружаемость С0=75 КН. Ширина колец b=36, диаметр внутреннего кольца d1=45 мм и внешнего d2=100 мм. Фаска согласно [2] r=2.5 мм. Нагружающие силы FR:

 ,

от шестерни и от шкива примерно одинаковые по модулю и противоположны по направлению.

2.7 кН.

3.2. Расчет посадок.

 Внутреннее кольцо нагружено циркуляционной нагрузкой интенсивностью РR , кН/м.

,

где k1 – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера посадки – при перегрузке до 150 % умеренных толчках и вибрациях k1=1;

 k2 – учитывает степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе – k2=1;

 k3 – коэффициент неравномерости распределения радиальной нагрузки между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки k3=1.

=174 кН.

 По табл. 4.90.1. [1] выбираем поля допуска js6 для внутреннего кольца и К6 для внешнего.

 Обратимся к табл. 4.91., которая рекомендует принять следующие посадки:

 внутреннее циркуляционно нагруженное с нормальным режимом работы 0.07С0<FR<0.15C0 – посадка L6/js6, которой соответствует: NМАХ=18.5 мкм; SMIN=–8 мкм;

 внешнее, закрепленное в корпусе, местнонагруженное кольцо с режимом работы 0.07C0<FR<0.15C0 – посадка JS7/l6,

 где NMAX=17 мкм; SMIN=-30 мкм.

 Проверку внутреннего кольца на прочность можно произвести по формуле:

,

где К – коэффициент, равен 2.8 в нашем случае;

 [σP] – допускаемое напряжение на сжатие, МПа;

 d – диаметр внутреннего кольца, мм.

=155 мкм – условие прочности выполнено.

 Выбираем 6–й класс точности подшипника.

 Допуски соосности посадочных поверхностей вала ∅ТВРС и корпуса ∅ТКРС и допуск торцевого биения заплечиков в корпусной детали ТКТБ и валов ТВТБ примем по табл. 4.94. [1]:

∅ТВРС=21 мкм; ∅ТКРС=42 мкм; ТКТБ= 16 мкм; ТВТБ=30 мкм.

 Шероховатость посадочных поверхностей:

 вала:

Ra=0.63 мкм;

 отверстий корпуса:

Ra=0.63 мкм;

 опорных торцов заплечиков вала и корпуса:

Ra=1.25 мкм.

 3.3. Эскизы посадочных мест и схема расположения допусков отверстия и вала

 Эскизы посадочных мест и схема расположения допусков отверстия и вала изображены на рис. 5 .

4. РАСЧЕТ КАЛИБРОВ

4.1. Задание и исходные данные.

 Спроектировать гладкие калибры для контроля отверстия и вала одного из сопряжений и контрольные калибры для рабочей скобы. Выполнить эскизы стандартных калибров, указав на них исполнительные размеры рабочих поверхностей.

 Выберем вал d=∅50 js6 с параметрами:

ei=– 8 мкм;

es= 8 мкм.

 Отверстие D=∅50 H7 с параметрами:

ES=25 мкм;

EI=0 мкм.

4.2. Расчет калибров.

 Определяем наибольший и наименьший предельные размеры вала:

dMAX=50.008 мкм;

dMIN=49.992 мкм.

 В табл. 4 гл. 1 [3] для квалитета 6 и интервала размера свыше 35 до 50 мм находим данные для определения размеров необходимых калибров для вала, мм:

Z1=0.0035; Y1=0.003; HP=0.0015; H1=0.004;

 где Z1 –отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия;

 Y1 – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия;

 Н1 – допуск на изготовление калибров для вала;

 НР – допуск на изготовление контрольного калибра для скобы.

 Определение размеров калибров и контркалибров производится по формулам из таблиц 2 и 3 [3].

 Наименьший размер проходного нового калибра–скобы ПР:

ПР=dMAX–Z1–H1/2,

ПР=50.008–0.0035–0.002=50.0025 мм.

 Наименьший размер непроходного калибры–скобы НE:

НЕ=dMIN–H1/2,

НЕ=49.992–0.002=49.99 мм.

 Предельное отклонение +0.004 мм.

 Предельный размер изношенного калибра–скобы ПР:

ПР=dMAX+Y1,

ПР=50.008+0.003=50.011 мм.

 Наибольший размер контркалибра К–ПР равен:

К–ПР=dMAX–Y1+HP/2,

К–ПР=50.008–0.003+0.00075=50.005 мм.

 Наибольший размер контркалибра К–НЕ равен:

К–НЕ =dMIN+HP/2,

К–НЕ=49.992+0.00075=49.993 мм.

 Наибольший размер контркалибра К–И равен:

К–И =dMAX+Y1+HP/2,

К–И=50.008+0.003+0.00075=50.0115 мм.

 Предельное отклонение –0.0015 мм.

 В табл. 4 гл. 1 [3] для квалитета 7 и интервала размера свыше 35 до 50 мм находим данные для определения размеров необходимых калибров для отверстия, мм:

H=0.004; Z=0.0035; Y=0.003,

где Н – допуск на изготовление калибров для отверстия;

 Z – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наибольшего предельного размера изделия;

 Y – допустимый выход изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска.

ES=0.0025 мм;

EI=0;

DMAX=50.025 мм;

DMIN=50 мм.

 Наибольший размер проходного нового калибра–пробки

ПР=DMIN+Z+H/2,

ПР=50+0.0035+0.004/2=50.0055 мм.

 Наибольший размер непроходного калибра–пробки:

НЕ=DMAX+H/2,

НЕ=50.025+0.002=50.027 мм.

 Предельное отклонение: –0.004 мм.

 Предельный размер изношенного калибра–пробки:

ПР=DMIN–Y,

ПР=50–0.003=99.997 мм.

4.3. Схемы расположения полей допусков рабочих и контркалибров.

 Схемы расположения полей допусков рабочих и контркалибров изображены на рис. 6.

5. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

5.1. Задание и исходные данные к расчету

 Для заданной пары зубчатых колес установить степени точности по нормам кинематической точности, плавности и контакта; назначить комплекс контролируемых показателей и установить по стандарту числовые значения допусков и предельных отклонений по каждому из контролируемых показателей.

 Рассчитать гарантированный боковой зазор в передаче и подобрать по стандарту вид сопряжения и его числовое значение.

 Выполнить рабочий чертеж одного зубчатого колеса в соответствии с требованиями стандартов.

 Параметры зубчатого зацепления указаны в табл. 1.

5.2. Расчет начальных параметров

 Межосевое расстояние aW рассчитывается по формуле:

аW=(d1+d2)/2,

 где d1  и d2 – диаметры соответственно шестерни и колеса.

d1 =m⋅z1 ,

d1=69 мм.

d2=m⋅z2 ,

d2=150 мм.

aW=(69+150)/2=110 мм.

 5.3. Расчет параметров зубчатого зацепления.

 Согласно [1], табл. 5.12 и 5.13 назначаем 8–ю степень точности передачи, так как окружные скорости невысоки, как и передаваемые мощности. Данная степень точности отмечена как наиболее используемая.

 Назначим комплекс показателей точности, пользуясь материалом табл. 5.6., 5.7., 5.9., 5.10., назначаем:

 допуск на радиальное биение зубчатого венца Fr:

Fr=45 мкм;

 допуск на местную кинематическую погрешность fi :

fi=36 мкм;

 допуск на предельные отклонения шага fpt:

fpt=±20 мкм;

 допуск на погрешность профиля ff:

ff=14 мкм.

 Пусть суммарное пятно контакта обладает следующими параметрами:

 ширина зубчатого венца bW составляет по высоте зуба не менее 50 % и по длине зуба не менее 70 % – тогда справедливо:

 допуск на непараллельность fХ:

fХ=12 мкм;

 допуск на перекос осей fY:

fY=6.3 мкм;

 допуск на направление зуба Fβ:

Fβ=10 мкм;

 шероховатость зубьев RZ:

RZ=20 мкм.

 Минимальный боковой зазор рассчитывается по алгоритму примера главы 5.3. [1] :

jn min=jn1+jn2,

где jn1 и jn2 – соответственно слагаемые 1 и 2.

 ,

где а – межосевое рассстояние, мм;

 αР1 , αР2 – коэффициенты теплового расширения соответственно для зубчатых колес и корпуса, 1/° С;

 t1 , t2 – предельные температуры, для которых рассчитывается боковой зазор соответственно зубчатых колес и корпуса, ° С; принимаем согласно заданию t1=50, t2=35.

=14 мкм.

 jn2=(10÷30) m,

jn2=45 мкм.

jn min=59 мкм. Cледовательно, пользуясь табл. 5.17., принимаем вид сопряжения С и IV класс отклонения межосевого расстояния. Тогда предельное отклонение межосевого расстояния :

fa=±45 мкм.

 Максимальный возможный боковой зазор определяется по формуле :

 jn max=jn min+0.684 (TH1+TH2+2fa),

где TH1 , TH2– допуск на смещение исходного контура;

 fa – предельное отклонение межосевого.

TH1=120 мкм;

TH2=180 мкм;

 jn max=325 мкм.

 Назначим контрольный комплекс для взаимного расположения разноименных профилей зубьев. Для этого из табл 5.30. возьмем длину общей нормали W при m=3 и zn=2 – число одновременно контролируемых зубьев.

W=m\*Wm,

Wm=10.7024 мм;

W=m\*Wm =23.1072 мм.

 Верхнее отклонение EW ms, мкм:

EW ms= EW ms1 + EW ms2 ,

где EW ms1 , EW ms2 – наименьшее дополнительное смещение исходного контура, соответственно слагаемое 1 и 2 :

EW ms1=60;

EW ms2=11;

EW ms=71 мкм.

 Допуск на среднюю длину общей нормали:

Twm=60 мкм.

.

Данный результат отображается на чертеже.

6. РАСЧЕТ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ

6.1. Задание и исходные данные

 6.1.1. По заданным предельным размерам замыкающего звена сборочной размерной цепи рассчитать допуски составляющих звеньев методом полной взаимозаменяемости и вероятностным методом (использовать метод единого квалитета); рассчитать предельные отклонения составляющих звеньев размерной цепи. Сделать сравнение и дать заключение об экономической целесообразности применения того или иного метода.

 6.1.2. Схема размерной цепи приведена на рис. 7.

Рис 7.

 Номинальные размеры звеньев, мм:

В1=157, В2=56, В3=12, В4=36, В5=13, В6=25, В7=5 мм.

 В1 – увеличивающее звено, остальные – уменьщаюшие.

6.2. Расчет.

 Замыкающее звено рассчитывается по формуле:

В∑=B1–( B2+ B3+ B4+ B5+ B6+ B7),

B∑=157–(56+12+36+13+25+5)=10 мм.

 Максимальный размер замыкающего звена [B∑ MAX ]:

[B∑ MAX ]=0.4 мм.

 Минимальный размер замыкающего звена [B∑ MIN ]:

[B∑ MIN ]=–0.4 мм.

 Предельный зазор:

,

[S∑]=0.4 мм.

 Предельный натяг:

,

[N∑]=–0.4 мм.

 Среднее отклонение:

 ,

[=0.

 6.2.1. Метод полной взаимозаменяемости

 Предполагаем, что подшипник, являющийся стандартным изделием, уже имеет определенный квалитет и размер Т4=36–0.3.

 Согласно [1], табл. 3.3., получаем количество единиц допуска для каждого из размеров, мкм:

i1=2.52;

i2=1.86;

i3=1.08;

i5=1.08;

i6=1.31;

i7=0.73.

 Рассчитаем количество единиц допуска для квалитета звеньев, составляющих данную размерную цепь:

,

где m+n – количество всех звеньев в цепи.

53 ед.

 Ближайший подходящий квалитет IT10 – по табл. 1.8.

Соответствующие допуски для каждого звена, мкм:

ТВ1=185;

ТВ2=120;

ТВ3=70;

ТВ4=300;

ТВ5=70;

ТВ6=84;

ТВ7=48.

Т∑=TB1+ TB2+ TB3+ TB4+ TB5+ TB6+ TB7,

Т∑=185+120+70+300+70+84+48=877 мкм.

 Проверка показывает: Т∑=877>[Т∑] – надо назначить для звеньев В1 и В7 более низкий IT9. Допуски, мкм:

ТВ1=115, ТВ7=30.

Т∑=115+120+70+70+84+48=789 мкм.

 Проверка: Т∑=789 ≤ [Т∑] – верно.

Назначим предельные отклонения на остальные звенья цепи, исходя из уравнения, мм:

,

где –суммарное среднее отклонение поля допуска;

 С УМ – среднее отклонение поля допуска уменьшающих звеньев;

 С УВ – среднее отклонение поля допуска увеличивающих звеньев;

В1=157e8=;

В2=56js9=;

В3=12js9=;

В4=36 –0.3 ;

В5=13 js9=;

В6=25js9=;

В7=5u8=.

[=­–0.1165 мм;

=0.032 мм.

Учитываем, что поле допуска js имеет =0,

,

 мм – приемлемо.

 Проверку производим по формуле:



 Вывод: принимаем выбранные квалитеты и допуски.

6.2.2. Вероятностный метод.

 Повторяем начальные расчеты пункта 6.2.1.

Согласно [1],

,

где t – коэффициент, зависит от принятого процента риска Р и принимается по табл. 3.8. [1];

 λ – коэффициент относительного рассеяния; принимаем λ=1/3, предполагая, что отклонения распределены по нормальному закону.

195 – соответствует IT12.

 Допуски, мм:

ТВ1=0.4, ТВ2=0.3, ТВ3=0.18, ТВ4=0.3, ТВ5=0.18, ТВ6=0.21, ТВ7=0.12.

 Проверка:

,

мм – требуется понизить точность некоторых звеньев. Изготовим В2 и В6 по IT13.

 Допуски, мм:

ТВ2=0.46, ТВ6=0.33.

.

 Назначаем допуски на звенья, мм:

В1=157c12=;

В2=56js13=;

В3=12d12=;

В4=;

В5=13js12=;

В6=25js13=;

В7=5c12=.

 Учитывая, что поле допуска js имеет =0, рассчитаем среднее отклонение поля допуска :

 ,

 – приемлемо. Проверка согласно формуле:



 Вычислим t.

,

.

t=3.946 – по табл. 3.8. процент риска Р=0.01 %.

 Среднее отклонение считается аналогично пункту 6.2.1.

 **Вывод** : вероятностный метод позволяет получить более грубые и более дешевые квалитеты при малой вероятности брака по сравнению с методом полной взаимозаменяемости. Следует предпочитать проведение расчетов вероятностным методом как более эффективным и экономически выгодным.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Палей М. А.** Допуски и посадки: Справочник: В 2–х ч. –

 Л.: Политехника, 1991.

2. **Перель Л. Я., Филатов А. А.** Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник – М.:Машиностроение,1992.

3. **Медовой М. А.** Исполнительные размеры калибров: Справочник. В 2–х ч.– М.:Машиностроение,1980.