УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ

“БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ

ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ”

Кафедра сопротивления материалов и деталей машин

Курсовая работа

По дисциплине: “Основы стандартизации и взаимозаменяемости ”

“Расчет, выбор и обоснование посадок соединений”

03.48.117.00.000 ПЗ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Вариант: 17

Выполнил Омельянов

Группа 28тс, 3 курс

Руководитель: Сашко К.В.

Минск

2009

Содержание

Введение

1 Выбор посадок методом подобия

1.1 Выбор посадок гладких цилиндрических соединений

1.2 Выбор посадок для шпоночного соединения

1.3 Выбор посадок для шлицевых соединений с прямым профилем зуба

2 Выбор посадок расчётным методом

2.1 Расчёт и выбор посадок с натягом

3 Расчёт и выбор посадок подшипников качения

4 Решение линейных размерных цепей

4.1 Расчёт размерной цепи методом полной взаимозаменяемости

4.2 Расчёт размерной цепи вероятностным методом

Список использованных источников

Введение

Повышая качество машин, приборов и других изделий, их надежности, долговечности и эффективности возможно только путем тесной интеграции работ по стандартизации, взаимозаменяемости и метрологии, которые оказывают решающее влияние на повышение производительности, снижение себестоимости, формирование качества изделия на всех стадиях производства, начиная с проектирования, изготовления и заканчивая эксплуатацие, ремонтом и ханением изделия.

Приобретение технических знаний, навыков и опыта в области стандартизации и метрологии – обязательная составляющая часть профессиональной подготовки инженера-механика.

Важнейшее свойство совокупности изделий – взаимозаменяемость, в значительной мере определяет технико–экономический эффект, получаемый при эксплуатации современных технических устройств.

Такая роль взаимозаменяемости обусловлена тем, что она связывает в единое целое конструирование, технологию производства и контроль изделий в любой отрасли промышленности. В основе взаимозаменяемости лежит стандаотизация, объектом которой в машиностроении является точность, взаимозаменяемость и технические измерения. Поэтому в курсовой работе подрбно рассматриваются вопросы точности оброботки, основные виды погрешности и причины их возникновения. Взаимозаменяемость деталей, узлов и агрегатов невозможно обеспечить без развития и применения прогрессивных методов контроля. Не должно быть допусков, проверка которых не обеспечена техническими измерениями, поэтому состояние измерительной техники характеризует уровень и культуру призводства.

Основной задачей стандартизации является непрерывное повышение качества изделий, их способности удовлетворять возрастающие требования современного производства. Таким образом, стандартизация и унификация деталей и сборочных единиц способствует ускорению и удешивлению конструирования, изготовления, эксплуатации и ремонта маин.

Вот почему комплекс глубоких знаний и определенных навыков в области стандартизации норм точности является необходимо составной частью прфессиональной подготовки инженера-механика.

1 ВЫБОР ПОСАДОК МЕТОДОМ ПОДОБИЯ

1.1 Выбор посадок для гладких цилиндрических соединений

1.1.1 Определение необходимых конструктивных,геометрических и силовых факторов:

Из формулы 5.4, /1/ с.67:

P=T\*ω

где Р-мощность на валу, кВт;

ω-угловая скорость вала, с-1

ω=2πn/60;

где n-частота вращения вала; мин-1



Диаметр входного конца вала по пониженным допускаемым напряжениям кручения – согласно формуле 14.7 /1/ с. 294



где : [τ] = 20… 35 Мпа – допускаемые напряжения кручения

Принимаем значение диаметра из стандартного ряда предпочтительных чисел по таблице 1.3 /2/ ч.1, с. 34, с учетом ослабления поперечного сечения выходного конца шпоночным пазом равным : d = 38 мм.

Определяем усилия, действующие в зацеплении

В зацеплении действуют :

Окружное усилие /1/ с.279:



,



где d1 - делительный диаметр колеса быстроходной ступени ,

z1-число зубьев колеса,

m – модуль зацепления.

Радиальное усилие /1/ с.279:



Консольное усилие от муфты предварительно рассчитываем согласно таблице 6.2 /3/ с.98:

Fm=50…125;



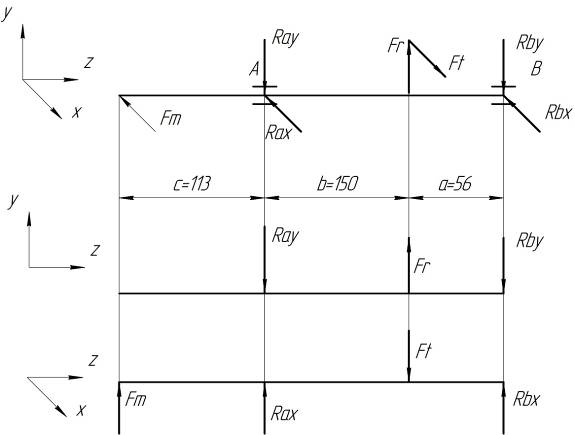
Для быстроходного вала принимаем

Fm=50\*=789 Н



Определяем реакции опор.

Строим схему сил, действующих на вал:



ПлоскостьYZ

ΣMa=0

-Rby\*(A+B)+ Fr \* b =0

Rby= Fr \* b /( a+b)=2748.5\*150/206= 2001.3 H

ΣМв =0

Ray\*(a+b)-Fr\*a=0

Ray=2748.5\*56/206=747.2 H

Ray+Rby-Fr =0

2001.3+747.2-2748.5=0

Плоскость XZ

ΣMa=0

Rbx\*( a+b)- Ft \* b -Fm\*c=0

Rbx= (Ft\* b + Fm \* c)/( a+b)=(7551.5\*150+798\*113)/206= 5936 H

ΣМв =0

-Rax\*( a+b)+Ft\* a - Fm \*(a+b+c)=0

Rax=(Ft\*a-Fm\*(a+b+c))/(a+b)

Rax=(7551.5\*56-798\*(56+150+113))/(56+150)=817 H

Rax+Rbx-Ft+Fm=0

817+5936-7551.5+798=0

Определяем суммарные реакции опор:

(6)



(7)



Определяем тип подшипников установленных на валу.

Определяем отношение ∑Fa / Rmax ; ΣFa =0H; Rmax=Rв=6264.1 H

Cогласно /4/ ч.2, с. 105-106, т.к. это отношение меньше 0.3, следовательно,

Принимаем шариковые радиальные подшипники средней серии 311.

1.1.2 Обоснование выбора посадок, системы, квалитетов

Каждый квалитет может быть достигнут различными способами обработки,

Но из них назначают обычно экономические технологические процессы, при которых себестоимость изготовления наименьшая. В машиностроении для окончательной обработки наиболее распространены квлитеты JT6 и JT7.

Назначаем и обосновываем посадки для соединений, расположенных на данном валу.

Выбор средств измерения

Выбираем приборы для измерения вала и отверстия, удовлетворяющие условию δ ≥ δин.

где: δ – допускаемая погрешность измерения, зависящая от допуска из

меряемого изделия /6/ с.344, δин – предельная погрешность средств измерения.

Таблица 1.2-Объекты измерения и метрологические характеристики выбранных средств измерения

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Объект измерения | Т, мкм | δ,  мкм | δин,  мкм | Средства  измерения | Условия  измерения | |
| Отверстие  60H7 | 30 | 7 | 5,5 | Нутромер индикаторный с ценой деления отсчетного устройства 0,001 мм  /6/ c.350 | | 1.Используемое перемещение измеряемого  стержня 0.1мм  2.Средствава  установки –  конц.меры I класса  3.Режим температурный 3°С. | |
| Вал  60k6 | 19 | 5 | 4 | Скоба рычажная с ценой деления 0,002мм  /6/ c.350 | | Настройка по конц.мерам  3-го класса  1.Скоба при работе  находится в стойке  2.Режим температурный 5°C.  3. Контакт - любой | |

1.2 Выбор посадок для шпоночных соединения

Принимаем шпоночное призматическое соединение. Шпоночное соединение предназначено для передачи крутящего момента (T=30,21Hм) и не требует частых разборок, то применяем нормальное шпоночное соединение. Для соединения шестерни с валом в задании 1.1 приняты поля допусков : втулка – ∅60 H7, вал ∅60 k6.

Форма и размеры элементов шпоночного соединения, зависящие от условий его работы и диаметра вала, стандартизованы.

Определяем по ГОСТ 24071 – 80 /2/ 2ч., стр.239, таблица 4.67 номинальные размеры деталей шпоночного соединения: b = 20мм, h = 12мм, l =70 мм, tl = 7.5 мм, d - tl =66 мм, t2 = 4.9 мм, d +t2 =74.9мм.

Выбираем по /2/ ч.2, таблица 4.68.1, с.240 посадки для соединений: паз вала – шпонка-20 N9/h9; паз втулки– шпонка 20 Js9/h9.Определяем по ГОСТ 25346-89 предельные отклонения размеров шпоночного соединения и рассчи-

тываем предельные размеры деталей шпоночного соединения,их допуски предельные зазоры и натяги.

Полученные результаты сводим в таблицы 1.3.1 и 1.3.2.

Таблица 1.3.1 - Размерные характеристики шпоночного соединения

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименова- ние размера | Номи нальный размер | Поле допуска | Верхнее отклонение, мм | Нижнее отклонение, мм | Максимальный размер  мм | Минима-льный размер, мм | Допуск размера Т, мм |
| Ширина шпонки | 20 | h9 | 0 | -0.052 | 20 | 19.948 | 0.052 |
| Высота шпонки | 12 | h11 | 0 | -0.011 | 12 | 11.989 | 0,011 |
| Ширина паза вала | 20 | N9 | 0 | -0.052 | 20 | 19.948 | 0.052 |
| Глубина паза вала | 7.5 | - | +0.2 | 0 | 7,7 | 7,5 | 0.2 |
| Ширина паза втулки | 20 | Js9 | +0.026 | -0.026 | 10,026 | 9,974 | 0.052 |
| Глубина паза втулки | 4.9 | - | +0.2 | 0 | 5,1 | 4,9 | 0.2 |
| Длина шпонки | 70 | h14 | 0 | -0,74 | 70 | 69,26 | 0,74 |
| Длина паза вала | 70 | H15 | 0 | +1,2 | 71,2 | 70 | 1,2 |

Назначаем шероховатость сопрягаемых поверхностей шпонки, вала и втулки Ra = 3,2 мкм, а несопрягаемых поверхностей – Ra = 6,3мкм. Выбираем по /2/ ч.1, таблица 2.66, с. 517-522 экономические методы окончательной обработки деталей соединения :шпонка-шлифование плоское получистовое; паз вала – фрезерование чистовое фрезой; паз втулки – протягивание чистовое.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименова-ние сопряжения | Номналь-ный размер,мм | Посадка | Зазоры,  мм | | Натяги,  Мм | | Допуск  Посадок  Тsn, мм |
| Smax | Smin | Nmax | Nmin |
| Шпонкапаз вала | 20 | N9/h9 | 0.052 | - | 0.052 | - | 0.104 |
| Шпонка-  паз втулки | 20 | Js9/h9 | 0.078 | - | 0.026 | - | 0.104 |

Эскизы нормального шпоночного соединения, его деталей, схема расположе-ния полей допусков на размер b приведены дальше.Для обеспечения взаимозаменяемости шпоночного соединения допуск на ширину паза следует рассматривать как комплексный, в пределах которого находятся как отклонения ширины паза, так и отклонения его расположения /2/ ч.1, таблица 2.66, с. 517-522.Ограничение всех этих отклонений в пределах допуска на ширину паза вала достигается контролем комплексными и элементными калибрами.

Таблица 1.3.2 – Характеристики посадок шпоночного соединения

На заводах автотракторного и сельскохозяйственного машиностроения контроль деталей шпоночных соединений производят с помощью предельных калибров. Ширину пазов вала и втулки проверяют пластинами, имеющими проходную и непроходную стороны. Размер от образующей цилиндрической поверхности втулки до дна паза ( d + t2) контролируют пробкой со ступенчатым вы-

ступом. Глубину паза вала t1 проверяют кольцевыми калибрами –глубиномерами; симметричность расположения паза относительно освой плоскости проверяют у втулки пробкой со шпонкой, а у вала – накладной призмой с контрольным стержнем.

При ремонте машин можно использовать как универсальные средства измерния, так и калибры. Из большого числа размеров шпоночного соединения за счет пластических деформаций изменяется только ширина шпоночных пазов и ширина самой шпонки. Поэтому при дефектации можно использовать унивесальные средства измерения, а при восстановлении желательно применять предельные калибры.

1.3 Выбор посадок для шлицевых соединений

1.3.1 Используем в соединении шлицевое соединение с прямобочным профилем зубъев

Так как заданное шлицевое соединение неподвижное, передача нереверсируемая, то такие условия не требуют точного центрирования втулки относительно вала. Перечисленные особенности заданного шлицевого соединения определяют способ его центрирования по наружному диаметру-D. По /2/ с.250 табл. 4.71 определяем серию и раз мер b прямобочного шлицевого соединения.

Поля допусков и посадки для размеров b и D выбираем по /2/ с.253 табл.4.73. Поля допусков нецентрирующего диаметра - d выбираем по /2/ с.253 табл.4.75. Окончательный способ механической обработки и шероховатость поверхностей деталей назначаем по /2/ c.517 табл.2.66. Результаты выбора посадок, окончательного механического метода обработки и шероховатости поверхностей деталей сводим в табл. 1.4.

Условное обозначение выбранного прямобочного шлицевого соединения

D-8x28х32H7/f7x7F8/f8

Проводим проверку зубьев прямобочного шлицевого соединения на условие прочности из расчёта на смятие по формуле 4.2 /1/ с.51:

σсм = Tn/([SF] 1) ≤[σсм] /1/ стр.51

где: [SF] - суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала мм³/мм,

1 - длина шлицевого соединения, 1=45мм,

[σсм] - допускаемые напряжения смятия для материала вала (для стали

[σсм] = 40МПа). Определяем [sF]:

[SF] =(Т/[σсм]1) = 30,21\*103/(40\*45)=16,78 мм³/мм.

Применяем шлицевое прямобочное соединение лёгкой серии табл.4.71 стр.250 /1/ (z\*d\*D =8\*28\*32) для которого [SF] =126 мм³/мм.

1.3.2 Схема расположения полей допусков, эскизы шлицевого соединения и его деталей приведены в приложении.

1.3.3 Шероховатости центрируемых и нецентрируемых поверхностей деталей

шлицевого соединения назначены в зависимости от вида обработки и эксплуатационного назначения соединения представлены в таблице 1.4.

1.3.4 Контроль соединений

Контроль шлицевых соединений осуществляется комплексными и поэлементными методами. Пробковыми и кольцевыми комплексными калибрами контролируется взаимное расположение поверхностей соединения, Поэлементный контроль охватывает диаметры валов, отверстий, толщину зубьев и ширину впадины отверстия.

Поля допусков, назначенные на элементы деталей шлицевого соединения и указанные в условном обозначении, контролируют в условном обозначении, контролируют независимо друг от друга специальными гладкими калибрами устанавливаются в стандартах по ГОСТ 6033-80 на комплексные калибры.

Таблица 1.4 - Поля допусков и шероховатость деталей шлицевого соединения D-8x28х32H7/f7x7F8/f8

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Поле допуска | Отклонения, мкм | | Ra  /2/ таблица2.66,с.517 |
| Верхнее | Нижнее |
| Центрирующие параметры | | | | |
| Отверстие  D=32мм | H7 | ES=25 | EI=0 | 1,6 |
| Вал  D=32мм | f7 | es=-25 | ei=-50 | 1,6 |
| Ширина впадины отверстия | 7F8 | ES=+35 | EI=+13 | 1.25 |
| Толщина зуба вала | 7f8 | es=-13 | ei=-35 | 1.25 |
| Нецентрирующие параметры | | | | |
| Отверстие d=28мм | H11 | ES=+130 | EI=0 | 8 |
| Вал d=28мм | - | es=0 | ei=-1300 | 8 |

2 ВЫБОР ПОСАДОК РАСЧЕТНЫМ МЕТОДОМ

2.1 Расчет и выбор посадок с натягом

Передаваемый крутящий момент Т= 249.2 Hм , диаметр вала d= 60 мм.

2.1.1 Расчет наибольшего функционального натяга

Определяем величину наибольшего допускаемого давления на сопряженных поверхностях деталей :

втулки

pдоп D ≤ 0,58 σTD [ 1 – ( d / D )² ] = 0,58 \* 353 \* [ 1- ( 60/ 102 )² ] = 133.9 МПа

вала

pдоп d ≤ 0,58 σTd [ 1 – ( d 1/ D )² ] = 0,58 \* 353 \* [ 1 – ( 0/60)² ] = 204,7 МПа (d1 = 0 т.к. вал сплошной )

где : σT – предел текучести материала деталей при растяжении(σT=353МПа).

Согласно теории наибольших касательных напряжений , наиболее близко соответствующей экспериментальным данным , условие прочности деталей заключается в отсутствии пластической деформации на контактной поверхности втулки . Для снижения пластических деформаций берется наименьшее из двух значений pдоп = 133.9 МПа .

Наибольший расчетный натяг , при котором возникает наибольшее допускаемое давление pдоп , находят по формуле :

Nmax доп = pдоп d ( СD /ED + Сd / Ed) = 133.9 \* 106 \* 0,060\*( 0,7 + 2,36) / 2 \* 1011 = 126.9 мкм

Значение коэффициентов Ляме ( коэффициент жесткости деталей):

СD = [1+(d/D)²] / [ 1- (d/D)²] + µ = [1+(60/102)²] / [1-(60/102)²] +0,3 = 2,36

Cd = [1+(d1/d)²] / [ 1- (d1/d)²] - µ =[1+(0/60)²] / [1-(0/60)²] - 0,3 = 0,7

где: µ - коэффициент Пуассона, для стали µ = 0,3

E – модуль упругости для материалов деталей, входящих в соединение ( для cтали Е = 2 \* 10¹¹H/м² /2/ таблица 1.06, с.335 )

Определяем величину наибольшего функционального натяга с учетом смятия микронеровностей:

N max F = Nmax доп + u= 126.9 + 8,15 = 135.05 мкм

где u-поправка на смятие микронеровностей поверхностей,

u =5\*(RaD +Rad)=5\*(1,0+0,63)=8,15мкм

цилиндрический шлицевый посадка цепь

Расчет наименьшего функционального натяга

Определяем величину наименьшего допустимого давления на сопряженных поверхностях деталей

Pmin = 2T / ( π d² l f1 ) = 2 \* 249.2/ ( 3,14 \* 0,060² \* 0,084\*0,1 ) = 5.2 МПа

Определяем величину наименьшего функционального натяга

Nmin расч = Pmin d [(CD / ED) + (Cd / Ed)] =5.2\*106\*0,060\* (0,7+2,36) / 2\*1011 = 4.78 мкм

Определяем величину наименьшего функционального натяга с учётом смятия микронеровностей

Nmin F = Nmin расч + u = 4.78+ 8,15 = 12.93 мкм.

Выбор посадки

NmaxT < NmaxF на величину запаса прочности соединения при сборке

(технологический запас прочности), т.е.

Nз.c. = NmaxF - NmaxT

NminT > NminF на величину запаса прочности соединения при эксплу атации, т.е.

Nз.e. = NminT — NminF

По таблице 1.49 /1/ стр.153-257 определяем, что данным условиям удовлетворяет посадка ∅60 H7/u7. Для выбранной посадки определяем:



NmaxТ =117 мкм

NminТ = 57 мкм

Nз.с = NmaxF- NmaxТ =135.05-117=18.07 мкм,

Nз.е= NminТ- NminF = 57-12.93=44.07 мкм,

Определим коэффициент запаса точности выбранной посадки

Kf = (NmaxТ- NminF )/ TN = (112-12.93)/60=1,65

Значение коэффициента запаса точности выбранной посанки Kf = 1…2.

3 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Расчет ведем по наиболее нагруженному подшипнику. Это подшипник B (правая опора). Rв =6264 H подшипник № 311 .

Учитывая, что редуктор нельзя отнести к разряду высокоскоростных, принимаем класс точности подшипников 0

По /2/ ч.2, таблица 4.88, с.284 и чертежу узла устанавливаем вид нагружения внутреннего и наружного кольца. Вал вращается, а корпус неподвижен, следовательно, внутреннее кольцо – циркуляционно нагруженное, а наружное – местно.

Выбор поля допуска цапфы вала, сопрягаемого с циркуляционно нагруженным внутренним кольцом подшипника, производим по интенсивности радиальной нагрузки.

Интенсивность радиальной нагрузки определяется по формуле:

PR = R/ b \* К1\* К2 \* К3 =6264/(29-2\*3) \*1\* 1\*1 = 272кH/м,

Где R – радиальная реакция опоры на подшипника, кН; b – рабочая ширина посадочного места, м (b = B – 2r, B – ширина подшипника; r – радиус закругления или ширина фаски кольца подшипника); kп – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150%, умеренных толчках и вибрации kп = 1; при перегрузке до 300%, сильных ударов и вибрации kп = 1,8); F – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале F = 1, табл 4.90); FA – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипников или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки А на опору. Значения FA, зависящие от (A/R)ctgβ, приведены втаблице 4.91(β – угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца зависят от конструкции подшипника). Для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом FA = 1.

Допускаемые значения PR, подсчитанные по средним значениям посадочных натягов, приведены /2/ ч.2, таблица, с.287.Заданным условиям соответствует поле допуска цапфы ∅55js6.

Принимаем по /2/ ч.2, таблице 4.92, с. 287 поле допуска для внутреннего циркуляционно нагруженного кольца js6 с предельными отклонениями: es=+9,5 мкм; ei=-9,5 мкм.

### Посадка подшипника на вал:

### ∅55



где, L0 – поле допуска посадочного размера (диаметра) внутреннего кольца подшипника класса точности 0.

Поле допуска на диаметр отверстия в корпусе под местно нагруженное кольцо подшипника выбираем по таблицам 4.89, 4.93, 4,94 /2/, ч.2, с.285-289 Принимаем поле допуска Н7 с предельными отклонениями: ES=35мкм; EI=0

Посадка подшипника в корпусе:

∅120



где l0-поле допуска посадочного размера (диаметра) наружного кольца подшипника класса точности 0.

Таблица 3.1 – Выбор посадки подшипника №304 для заданных условий работы

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Внутреннее кольцо подшипника | Вал | Наружное кольцо подшипника | Отверстие в корпусе |
| ∅55L0 | ∅55js6 | ∅120 l0 | ∅120H7 |

В соединении внутреннего кольца с валом имеем:

Nmax=es-EI=9,5-18=27.5 мкм, Nmin=ei-ES=0мкм

TN=TD+Td=37 мкм, Nm=( Nmax +Nmin)/2=13.75мкм

В соединении наружного кольца подшипника с корпусом имеем:

Smax=ES-ei=30-(-13)=43мкм, Smin=EI-es=0-0=0мкм

TS=TD+Td=43мкм, Sm=( Smax + Smin)/2=21,5мкм

Выполняем проверку наличия радиального зазора в подшипнике после посадки его на вал или в корпус с натягом.

По /1/ таблица 42, с. 247 определяем предельные значения зазоров в подшипнике: Gre min=10мкм; Gre max=30мкм; Gre m=0,5\*(10+30)=20мкм.

Вычисляем диаметральную деформацию дорожки качения внутреннего кольца. Для этого определяем приведённый наружный диаметр внутреннего кольца:

d0=d+(D-d)/4

d0=55+(120-55)/4=71,25мм

Действительный натяг: Ne≈0,85Nmax Ne =0,85⋅27,5=23.37мкм

Определяем диаметральную деформацию дорожки качения внутреннего кольца:

Δd1= Ne⋅d/d0

Δd1=23.37\*55/71,25=18.04мкм

Посадочный зазор определяем по формуле:

Cr=Crem-Δd1=20-18.04=1.96 мкм.

Шероховатость поверхностей вала и отверстия в корпусе выбираем по /2/ ч.2, таблица 4.95, с.296: Rad = 0,8 мкм, RaD =1,25 мкм, торцов заплечиков вала и отверстия Ra = 2,5 мкм.

Определяем допуски соосности посадочных поверхностей вала и корпуса

В приложении 7 ГОСТ 3325-85 приведены числовые значения допусков соосности посадочных поверхностей вала и корпуса при длине посадочного места B1=30мм. При другой длине посадочного места В2 для получения этих допусков следует табличные значения умножить на В2/10. Тогда допуск соосности поверхностей вала составит:

Т©=(4\*В2)/10=(4\*29)/10=11.6 мкм (принимаем равным 12),

корпуса-

Т©=(8\*В2)/10=(8\*29)/10=23.2 мкм (принимаем равным 24).

Допуски цилиндричности посадочных поверхностей подшипников качения 0 и 6 класса точности не должны превышать четверть допуска на размер /2/ ч.2,с.288:

T/○/d=18/4=4.5мкм;

T/○/D=21/4=5.25 мкм;

Принимаем согласно ГОСТ 3325-85

T/○/d=3,5 мкм;

T/○/D=5.5 мкм;

4 РЕШЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

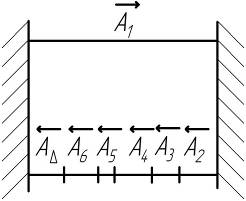
4.1 Анализ размерной цепи

Решить линейную размерную цепь (А∆ = 5 ± 0,8). Выполнить размерный анализ и построить схему размерной цепи. Рассчитать размерную цепь методом полной взаимозаменяемости и вероятностным методом. Сделать вывод о применении выше названных методов.

Решение

Составляем размерную цепь и выявляем составляющие (увеличивающие и уменьшающие) звенья по заданному чертеже.

Размерные связи деталей через сборочные базы:



АΔ =5±0,8мм - замыкающее звено;

А1 =62 мм (увеличивающее звено); i = 1,86 (ось)

А2 = 10 мм (уменьшающее звено); (подшипник)

А3 = 10 мм (уменьшающее звено); (подшипник)

А4 =20 мм (уменьшающее звено); i = 1,31 (втулка)

А5 = 2 мм (уменьшающее звено); i = 0,55 (шайба)

А6 =15 мм (уменьшающее звено); i = 1,08 (гайка)

Проверяем правильность составления размерной цепи :

АΔ = Σ Аi ув - Σ Аi ум = 62- 57= 5мм

4.2 Расчет размерной цепи методом полной взаимозаменяемости

По заданным отклонениям замыкающего звена находим его допуск :

TАΔ = ESАΔ – EIАΔ =0,8-( -0,8) = 1,6мм

Предполагаем, что все размеры выполнены по одному классу точности (квалитету).Определяем среднее число едениц допуска( коэффициент точности)размерной цепи с учетом известных допусков (стандартных деталей) и по нему определяем квалитет :

ас=(TАΔ - ΣTАi изв) /ΣiАi опр=(1600-240)/(1,86+1,31+0,55+1,08)=283

где: Σ TАi изв – cумма известных допусков составляющих звеньев (стандарт-ных деталей ), мкм;

Σ iАi опр – сумма единиц допусков определяемых составляющих звеньев, мкм

/2/ таблица 3.3, с.20.

По /2/ ч 2,таблица 48, с.45 находим, что полученный коэффициент точности cоответствует 13-ому квалітету. По выбранному квалитету назначаем допуски и отклонения на звенья исходя из общего правила: для охватывающих размеров, как на основные отверстия (H13), а для охватываемых – как на основные валы (h13).

В тех случаях, когда это трудно установить, на звено назначают симметричные отклонения ± IT13/2.

Допуски составляющих звеньев определяем:

TА1 = 460 мкм, А1 = 62(-0,460) мм

TА2 =120 мкм, А2 = 10(-0120) мм

TА3 =120 мкм, А3 = 10(-0,120) мм

TА4 = 330 мкм, А4 = 20(-0,330) мм

TА5 =140 мкм, А5 = 2 (-0,140) мм

TА6 = 270 мкм, А6 = 15(-0270) мм

Так как коэффициент точности ас не полностью соответствует расчетному, то одно из звеньев выбираем в качестве корректирующего. При выборе корректирующего звена руководствуются следующими соображениями.

Если выбранный коэффициент точности а меньше вычисленного ас, то есть а < ас, то в качестве корректирующего звена выбирается технологически более сложное звено. Если же а > ас, то в качестве корретирующего звена выбирается технологически более простое звено.

Принимаем в качестве корректирующего звена увеличивающее звено А5.

Отклонения корректирующего звена находим по формулам:

ESАΔ = ∑ESАi ув – ∑EIАi ум

EIАiΔ = ∑EIАi ув – ∑ESАi ум

EsА5=Es(А∆)+∑EiА(ум)-∑EsА(i-1)(ув)=0,8-0,12-0,12-0,33-0,27=-0,04мм

EiА4=Ei(А∆)+∑EsА(j)(ум)-∑EiА(i-1)(ув)=-0,8+0,46=-0,34мм

Предельные отклонения корректирующего звена:



Тогда:

ТА4= ESА4кор – EIА4кор = -40 + 340 = 300 мкм

Проверяем правильность назначения допусков и предельных отклонений составляющих звеньев:

TАΔ = Σ TАi = 460+120+120+300+140+270=1600 мкм

Результаты расчётов сводим в таблицу 4.1

Таблица 4.1-Результаты расчета размерной цепи методом полной взаимозаменяемости

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование  звена | Обозначение | Номин.  размер | Верхнее отклонение | Нижнее  отклонение | Квалитет |
| Уменьшающее | А6  А2  А3  А4  А5 | 15  10  10  20  2 | 0  0  0  0  0,040 | - 0,270  -0,120  -0,120  -0,330  -0,340 | 13  –  –  13  – |
| Увеличивающее | А1 | 62 | 0 | -0,460 | 13 |
|  | АΔ | 5 | +0,8 | - 0,8 | –– |

Заключение. Назначенные допуски и отклонения составляющих звеньев обеспечивают заданную точность замыкающего звена.

4.3 Расчет размерной цепи вероятностным методом

Допуски замыкающего звена определено в пункте 4.1.

Принимаем, что рассеяние действительных размеров звеньев близко к нормальному закону распределения и допуск размера Т равен полю рассеяния размеров ω для каждого из звеньев цепи, т.е. Тai = ωi и TАΔ = ω Δ,oтсюда коэффициент относительного рассеяния λi = λ Δ= 1/3 , а коэффициент относительной асимметрии αi = α Δ = 0 /2/ ч.2, с.37.

По /2/ ч.2, таблица 3.8 находим значение коэффициента риска t, зависящего от процента риска Р. Принимаем ti = tΔ, H = 0,27%, в этом случае ti = tΔ = 3.

4.2.2 Находим среднее число единиц допуска:

ас



По /2/ ч.2, таблица 1.8, с.45 определяем, что ас приблизительно соответствует 15 квалитету.

4.2.3 По /2/ ч.2, таблица 1.8, с.45 находим допуски на составляющие звенья:

TА1 = 1200 мкм, А1 = 62(-1,200) мм

TА2 =120 мкм, А2 = 10(-0,120) мм

TА3 = 120 мкм, А3 = 10(-0,120) мм

TА4 =840 мкм, А4 = 20(-0,840) мм

TА5 = 400 мкм, А5 = 2(-0,400) мм

TА6 = 700 мкм, А6 = 15(-0,700) мм

Так как ас ≠ а, то А7 принимаем за корректирующее звено, для которого допуск определим по формуле:

TА1кор=



4.2.4 Определяем координаты середины поля допуска звеньев цепи:

ЕсА2=-60

ЕсА3=-60

ЕсА4=-420

ЕсА5=-200

ЕсА6=-350

4.2.5 Определяем середину поля допуска корректирующего звена:

EcА1 = Σ EcАi ув + EcАΔ - Σ EcАi ум = 0-60-60-420-200-350=-1090 мкм

4.2.6 Определяем предельные отклонения корректирующего звена:

EsА1= EcА1+ TА1/ 2 =-1090+1084/2 = -548 мкм

EiА1 = EcА1 – TА1/ 2 =-1090-1084/2 = -1632мкм

4.2.7 Проверяем правильность назначения предельных отклонений состаляющих звеньев:



Проверка показывает соответствие назначенных предельных отклонений составляющих звеньев заданным предельным отклонениям замыкающего звена.

Результаты расчета сводим в таблице 4.2

Таблица 4.2 – Результаты расчета размерной цепи вероятностным методом

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование  Звена | Обозна-  чение | Номин.  Раз мер | Верхнее отклонение | Нижнее  отклонение | Квалитет |
| Уменьшающее | А6  А2  А3  А4  А5 | 15  10  10  20  2 | 0  0  0  0  0 | - 0,700  -0,120  -0,120  -0,840  -0,400 | 15  ---    15  15 |
| Увеличивающее | А1 | 62 | 0,548 | -1,632 | 15 |
|  | АΔ | 2 | +0,8 | - 0,8 | –– |

Сравнивая допуски звеньев, рассчитанных разными способами можно убедиться в том, что расчет размерных цепей вероятностным методом позволяет назначить более широкие допуски на обработку деталей, при том же допуске замыкающего звена.

Список использованных источников

1 Кузьмин, А.В.Расчеты деталей машин[Текст]: справочное пособие/ А.В.

Кузьмин,И.М. Чернин, Б.С. Козинцов.- Минск: Вышэйшая школа, 1986.- 400с.: ил.

2 Мягков, В.Д. Допуски и посадки [Текст]: справочник в 2-х ч./ Мягков В.Д. [и др.]. – изд. 6-е, перераб. и доп. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 2ч.

3 Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: учебное пособие/ А.Е. Шейнблит. – Москва: Высшая школа, 1991. – 432 с.: ил.

4.Палей, М.А. Допуски и посадки [Текст]: справочник в 2-х ч./ М.А.Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – изд. 8-е, перераб. и доп.. – Санкт-Петербург: Политехника, 2001.-2ч.

5 Козловский, Н.С. Сборник примеров и задач по курсу «Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения»: учеб. пособие/ Н.С. Козловский, В.М. Ключников. – Москва: Машиностроение, 1983. – 304 с.: ил.

6 Серый И.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. : учебное пособие/ И.С. Серый. – Москва: Агропромиздат, 1987. – 367 с.: ил.