Введение

Целью настоящей курсовой работы является установление оптимальных размерных и качественных параметров, обеспечивающих заданные соединения, расчет и проектирование калибров, выявление размерных взаимосвязей между отдельными поверхностями, выбор соответствующих номинальных размеров.

1. Расчет и выбор посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъёмных (или разбираемых лишь в отдельных случаях при ремонте) соединений деталей без дополнительного крепления винтами, штифтами, шпонками и т.п. Относительная неподвижность деталей при этих посадках достигается за счёт напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей, вследствие действия деформаций их контактных поверхностей (рис. 1.1.).

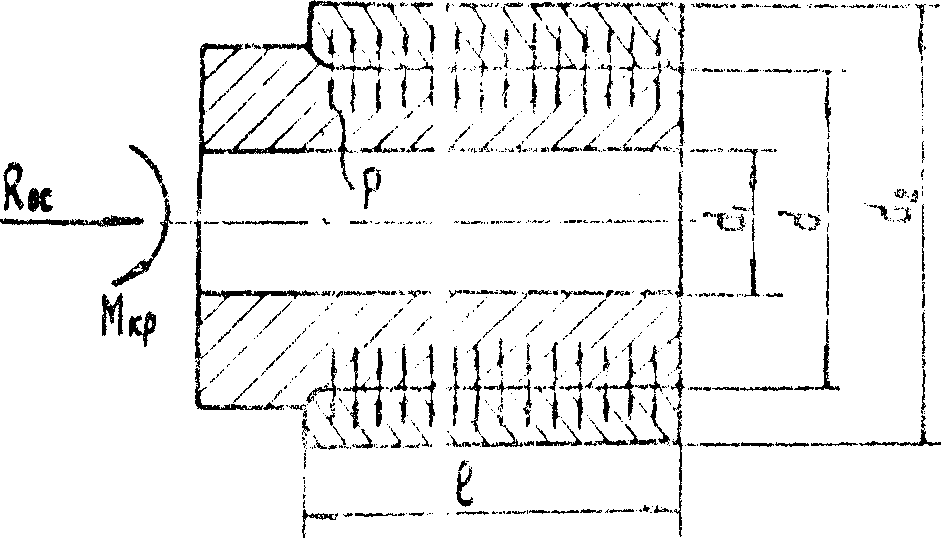


Рис. 1.1. Расчётная схема неподвижного соединения

1.1 Исходные данные для расчета (табл. 3.1 [1]).

d = 0,10 м,d1 = 0,06 м,

l = 0,07 м,d2 = 0,15 м.

Усилие Rос = 3 кН.

Момент Мкр = 16 Нм.

Вал: материал – сталь 50;

шероховатость – = 1,6 мкм.



Втулка: материал – сталь 30;

шероховатость – = 2,5 мкм.



1.2 Определяем требуемое удельное минимальное давление. При одновременном действии продольной осевой силы Rос и крутящего момента Мкр



где f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания. Для материалов сопрягаемых деталей сталь – сталь f = 0,06 – 0,13 (табл. 3.2. [1]). Принимаем f = 0,1.

1.3 По полученному значению определяем необходимую величину наименьшего расчётного натяга



где Е1 и Е2 – модули упругости материалов вала и втулки соответственно. По табл. 3.3. [1] для вала и втулки, изготовленных из стали Е1 = Е2 = 2·105 МПа.

С1 и С2 – коэффициенты, определяемые по формулам:



здесь и – коэффициенты Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей. Для стали = =0,3 (табл. 3.3. [1]).



Тогда:



1.4 Определяем величину допустимого минимального натяга с учётом поправок



где – поправка, учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей деталей при запрессовке:



– поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей и температуры сборки, различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей. В заданиях на курсовую работу приняты близкие температурные условия сборки и работы соединения при эксплуатации, поэтому поправка не учитывается;



– поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил (существенная для крупных, быстро вращающихся деталей). Эту поправку для стальных деталей диаметром до 500 мм, вращающихся со скоростью до 30 м/с (как в нашем случае), можно не учитывать;



– добавка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках, определяется опытным путем; поскольку заданием повторная запрессовка не предусматривается, то поправку можно не учитывать.



Итак, допустимый минимальный натяг



1.5 Для определения допустимого максимального натяга необходимо найти наибольшее удельное давление на контактных поверхностях деталей

На основании теории наибольших касательных напряжений определяем максимальное допустимое удельное давление [Ртах] при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве [Ртах] берем меньшее из двух значений Р1 и Р2.



где и – пределы текучести охватываемой и охватывающей деталей. По табл. 3.3. [1]) , .



Принимаем [Ртах] = 94,7 МПа.

1.6 Определяем величину наибольшего расчетного натяга :



1.7 Определяем величину максимального допустимого натяга с учётом поправок к :



где – коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов охватывающей детали. При и по графику (рис. 3.2. [1]) = 0,84.



Следовательно:



1.8 По табл. 1.49 [4] выбираем посадку. Условия подбора посадки следующие:

максимальный натяг в подобранной посадке должен быть не более , т.е.



минимальный натяг в подобранной посадке с учётом возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть



Из рекомендуемых ГОСТ 25347–82 принимаем посадку для которой Nmax = 93 мкм, Nmin = 36 мкм.



1.9 Для выбранной посадки определяем предельные отклонения, предельные размеры и предельные натяги

Предельные отклонения определяем по ГОСТ 25347–82.

Отверстие – номинальный размер D = 100 мм.

Нижнее отклонение EI = 0.

Верхнее отклонение ES = +35 мкм.

Dmin = D + EI = 100 + 0 = 100,000 мм.

Dmах = D + ES = 100 + 0,035 = 100,035 мм.

Допуск отверстия:

ТD = Dmах – Dmin = ES – EI = 35 – 0 = 35 мкм.

Вал – номинальный размер D = 100 мм.

Нижнее отклонение ei = +71 мкм.

Верхнее отклонение es = +93 мкм.

dmin = d + ei = 100 + 0,071 = 100,071 мм.

dmах = d + es = 100 + 0,093 = 100,093 мм.

Допуск вала:

Тd = dmах – dmin = es – ei = 93 – 71 = 22 мкм.

Соединение – номинальный размер – 100 мм.

Максимальный натяг

Nmax = dmах – Dmin = es – EI = 93 – 0 = 93 мкм.

Минимальный натяг

Nmin = dmin – Dmax = ei – ES = 71 – 35 = 36 мкм.

Допуск посадки

ТN = Nmax – Nmin = 93 – 36 = 57 мкм.

Схема расположения полей допусков выбранной посадки показана на чертеже.

1.10 Рассчитываем усилие запрессовки Rп и удельное давление р в соединении:



где fп – коэффициент трения при запрессовке, fп = (1,15 – 1,2)f (стр. 11[1]). Принимаем fп = 1,2f=1,2·0,1=0,12.

– удельное давление при максимальном натяге, Nmax.



Тогда:



2. Расчет и выбор посадок с зазором (для подшипников скольжения)

Данным расчетом предполагается найти оптимальный зазор для обеспечения жидкостного трения в соединении вал – вкладыш, а также наименьший и наибольший зазоры и выбор стандартной посадки.

На рис. 2.1 представлено положение I вала в подшипнике в состоянии покоя под действием внешней нагрузки и собственного веса. Вал выдавливает смазку и соприкасается с подшипником по нижней образующей, по верхней части образуется зазор s и ось вала находится ниже оси вкладыша на величину s/2 .

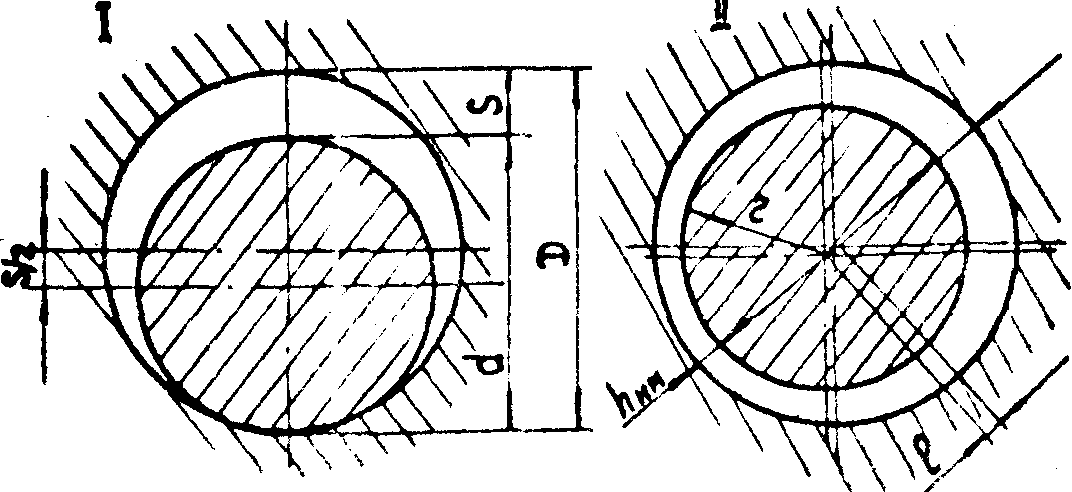


Рис. 2.1. Схема расположения цапфы вала; I - в спокойном состоянии;

П - при установившемся режиме подшипника

В работающей паре (положение П) масло стремится попасть в зазор между валом и вкладышем, расклинить их поверхности и сместить вал в сторону вращения. При этом толщина масляного слоя будет определяться величиной hнм, а зазор на противоположной стороне будет равен s – hнм.

2.1 Исходные данные для расчета (табл. 3.4 [1]).

d = 55 мм,l = 50 мм.

Масло индустриальное 20.

Радиальная нагрузка R = 4000 Н.

Частота вращения вала п = 1500 об/мин.

Шероховатость вала – = 1,25 мкм.



Шероховатость отверстия – = 2,5 мкм.



Рабочая температура – 60ºС;

Подшипник подвижный; материал вала – сталь 45, ; материал вкладыша – бронза Бр. АЖ9–4,



2.2 Определяем оптимальный зазор, обеспечивающий максимальную величину масляного слоя



где – оптимальный относительный зазор,



где μ – динамическая вязкость масла. По табл. 3.5. [1] при t = 50ºС динамическая вязкость μ50 = (0,015–0,021) Па·с. Так как температура масла отлична от 50ºС, то динамическую вязкость подсчитываем по формуле:



t – фактическая температура масла. Согласно задания t – 60ºС;

т – показатель степени, зависящий от кинематической вязкости масла ν. По табл. 3.7. [1] ν = 1.9;

– коэффициент, учитывающий угол обхвата и отношение . При по табл. 3.6 [1] методом интерполяции находим



Тогда среднее давление на опору



Оптимальный относительный зазор:



и оптимальный зазор, обеспечивающий максимальную величину масляного слоя:



2.3 Определяем максимально возможную толщину масляного слоя между трущимися поверхностями

hmax = Hmax·d

где – максимально возможная для данного режима относительная толщина масляного слоя.



2.4 Рассчитываем средний зазор при нормальной температуре (20°С) для выбора посадки из стандартных полей допусков.



где

;



и – коэффициенты линейного расширения материалов соответственно вкладышу и валу (согласно задания);



– температура масла. По рекомендации стр. 14 [1] принимаем = 50ºС.



И тогда:



2.5 По таблице 1.47 [4], согласно ГОСТ 25347-82 выбираем посадку , для которой и средний зазор:



Коэффициент относительной точности



где – допуск посадки, .



2.6 Вычисляем минимальное и максимальное значения зазора с учетом шероховатости сопрягаемых поверхностей и их температурных деформаций



2.7 Определяем толщину масляного слоя при и :



где и – значения относительного эксцентриситета, которые выбираются из табл.3.8 [1] в зависимости от коэффициента нагруженности СR подшипника.



где

.



Тогда:



По табл. 3.8 [1] c использовании метода экстраполяции находим (при )



Тогда при



для



для



Тогда при



для



для



2.8 Проверяем условие наличия жидкостного трения, вычислив коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя:



где – добавка, учитывающая влияние прогиба вала и другие неучтенные факторы, = (2–3) мкм (стр. 12[1]). Принимаем = 2,5 мкм.



Необходимое условие наличия жидкостного трения выполняется.

2.9 Для выбранной посадки определяем предельные отклонения, предельные размеры и предельные натяги

Предельные отклонения определяем по ГОСТ 25347–82.

Отверстие – номинальный размер D = 55 мм.

Нижнее отклонение EI = 0.

Верхнее отклонение ES = +46 мкм.

Dmin = D + EI = 55 + 0 = 55,000 мм.

Dmах = D + ES = 55 + 0,046 = 55,046 мм.

Допуск отверстия:

ТD = Dmах – Dmin = ES – EI = 46 – 0 = 46 мкм.

Вал – номинальный размер D = 55 мм.

Нижнее отклонение ei = –76 мкм.

Верхнее отклонение es = –30 мкм.

dmin = d + ei = 55 + (–0,076) = 54,924 мм.

dmах = d + es = 55 +(– 0,030) = 54,970 мм.

Допуск вала:

Тd = dmах – dmin = es – ei = –30 – (–76) = 46 мкм.

Соединение – номинальный размер – 55 мм.

Максимальный зазор

Smax = Dmах – dmin = ES – ei = 46 – (–76) = 122 мкм.

Минимальный зазор

Smin = Dmin – dmax = EI – es = 0 – (–30) = 30 мкм.

Средний зазор



Допуск посадки

ТS = Smax – Smin = 122 – 30 = 92 мкм.

Схема расположения полей допусков выбранной посадки показана на чертеже.

3. Расчет гладких предельных калибров

3.1 В соответствие с заданием проектируем калибр-скобу для контроля вала ∅55f8.

3.2 Предельные отклонения и допуски гладких рабочих и контрольных калибров выбираем в соответствие ГОСТ 24853–81. По табл. 2 этого ГОСТа для квалитета 8 и интервала размеров 50–80 находим данные для расчета калибров:

H1 = 8 мкм, Z1 = 7 мкм, Y1 = 5 мкм, Нр = 3 мкм.

Схемы расположения полей допусков калибров показаны на чертеже.

3.3 Размеры рабочих калибров

Наименьший размер нового проходного калибра-скобы

ПР min = dmах – Z1 – = 54,970 – 0,007 – = 54,959 мм.



Размер калибра, проставляемый на чертеже: 54,959+0,008 мм. Исполнительные размеры: наименьший – 54,959 мм, наибольший – 54,967 мм.

Наибольший размер изношенного проходного калибра-скобы

ПР изнош. = dmах + Y1 = 54,970 + 0,005 = 54,975 мм.

Наименьший размер нового непроходного калибра-скобы

НЕmin = dmin – = 54,924 – = 54,920 мм.



Размер калибра, проставляемый на чертеже: 54,920+0,008 мм. Исполнительные размеры: наименьший – 54,920 мм, наибольший – 54,928 мм.

3.4 Размеры контрольных калибров

К–ПР mах = dmах – Z1 + = 54,970 – 0,007 + = 54,9645 мм.



Размер калибра К–ПР, проставляемый на чертеже: 54,9345–0,003 мм. Исполнительные размеры: наименьший – 54,959 мм, наибольший – 54,967 мм.

К–НЕmах = dmin + = 54,924 + = 54,9255 мм.



Размер калибра К–НЕ, проставляемый на чертеже: 54,92550–0,003 мм.

К–И mах = dmах + Y1 + = 54,970 + 0,005 + = 54,9765 мм.



Схема расположения полей допусков калибров показана на чертеже калибра-скобы.

4. Расчет и выбор посадок подшипников качения на валы и в отверстия корпусов

4.1 В соответствие с ГОСТ 333–79 выписываем размеры заданного радиально-упорного конического однорядного роликоподшипника 6–7208.

внутренний диаметр d = 40 мм;

наружный диаметр D = 80 мм;

ширина посадочного места подшипника В = 20 мм;

ширина подшипника Т = 19,75 мм;

радиус закругления кольца подшипника r = 2,0 мм;

4.2 Выбираем посадку для внутреннего кольца подшипника. Внутреннее кольцо имеет местный характер нагружения. В соответствие с табл. 9.6 [3] назначаем посадку для внутреннего кольца на вал . Отклонения диаметра d подшипника принимаем по ГОСТ 520–89, табл. 24: верхнее ES = 0, нижнее EI = –10 мкм. Отклонения для вала принимаем по ГОСТ 25347–82: верхнее es = 0, нижнее ei= –16 мкм.



Наибольший натяг

Nmax = es – Ei = 0 – (–10) = 10 мкм.

Наибольший зазор

Smax = ES – ei = 0 – (–16) = 16 мкм.

Допуск посадки

ТN = Smax + Nmax = 16 + 10 = 26 мкм.

4.3 Наружное кольцо имеет циркуляционный характер нагружения, поэтому посадку назначаем по величине интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности кольца: РR, определяемой по формуле:



где R – радиальная реакция опоры на подшипник. В соответствие с заданием R = 4300Н;

КП – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки. Принимаем КП = 1,8 (стр. 19[1]);

F – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе. В нашем случае при сплошном вале F = 1 (стр. 19[1]);

FА – коэффициент неравномерности распределения нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках ипи между сдвоенными шарикоподшипниками. Для радиально-упорных подшипников с одним внутренним или наружным кольцом FА = 1 (стр. 239[3]);

b – ширина посадочного места кольца подшипника:

b = В – 2r = 20 – 2·2 = 16 мм

Тогда:



4.4 По табл. 9.4 [3] заданным условиям для корпуса соответствуют поля допусков К6 и К7. В соответствие с рекомендациями (стр. 239 [3]) для подшипника класса 6 применяется поле допуска квалитета 7. Поэтому принимаем посадку для наружного кольца подшипника в корпус . Для этой посадки отклонения диаметра D подшипника принимаем по ГОСТ 520–89, табл. 25: верхнее es = 0, нижнее ei = –11 мкм, а отклонения отверстия корпуса –по ГОСТ 25347–82: верхнее ES = +9 мкм, нижнее EI= –21 мкм.



Зазоры и натяги посадки

Nmax = es – Ei = 0 – (–21) = 21 мкм.

Smax = ES – ei = 9 – (–11) = 20 мкм.

Допуск посадки

ТN = Smax + Nmax = 20 + 21 = 41 мкм.

4.5 Обозначение посадок подшипников качения с поверхностями сопрягаемых деталей показаны на сборочном чертеже заданного узла и на чертеже соединения подшипника. На этом же чертеже показана схема расположения полей допусков на размеры колец подшипника.

5. Расчет шлицевого прямобочного соединения и проектирование калибров

5.1 По ГОСТ 1139–80 выбираем основные размеры заданного шлицевого соединения, а по ГОСТ 25347–82 – допуски и основные отклонения размеров d, D и b. Центрирование шлицевого соединения осуществляется по поверхности наружного диаметра D.

5.2 Для нецентрирующего диаметра d в соответствие с табл. 6 ГОСТ 1139–80 выбираем поле допуска для втулки – Н11. Для вала диаметр должен быть не меньше диаметра d1 = 49,7 мм.

Втулка – номинальный размер – 52 мм.

Нижнее отклонение EI = 0.

Верхнее отклонение ES = +190 мкм.

dmin = 52 + 0 = 52,000 мм.

dmах = 52 + 0,19 = 52,19 мм.

Допуск втулки:

Тd = ES – EI = 190 – 0 = 190 мкм.

5.3 Центрирующий диаметр



Втулка – номинальный размер – 60 мм.

Нижнее отклонение EI = 0.

Верхнее отклонение ES = +46 мкм.

Dmin = 60 + 0 = 60,000 мм.

Dmах = 60 + 0,046 = 60,046 мм.

Допуск втулки:

ТD = ES – EI = 46 – 0 = 46 мкм.

Вал – номинальный размер D = 60 мм.

Нижнее отклонение ei = –30 мкм.

Верхнее отклонение es = 0.

Dmin = 60 + (–0,030) = 59,970 мм.

Dmах = 60 + 0 = 60,000 мм.

Допуск вала:

ТD = es – ei = 0 – (–30) = 30 мкм.

5.4 Для ширины зуба



Втулка – номинальный размер – 10 мм.

Нижнее отклонение EI = +13 мкм.

Верхнее отклонение ES = +71 мкм.

bmin = 10 + 0,013 = 10,013 мм.

bmах = 10 + 0,071 = 10,071 мм.

Допуск втулки:

Тb = ES – EI = 71 – 13 = 58 мкм.

Вал – номинальный размер D = 10 мм.

Нижнее отклонение ei = –61 мкм.

Верхнее отклонение es = –25 мкм.

bmin = 10 + (–0,061) = 9,929 мм.

bmах = 10 + (–0,025) = 9,975 мм.

Допуск вала:

Тb = es – ei = –25 – (–61) = 36 мкм.

5.5 Согласно задания проектируем шлицевой калибр-пробку. Исходные данные величин, определяющих положение полей допусков нецентрирующего dк выбираем в соответствие с рис. 7 ГОСТ 7951–80. Эти размеры показаны на рабочем чертеже калибра.

5.6 Размеры калибра-пробки определяем в соответствие с табл. 1 ГОСТ 7951–80.

Наибольший внутренний диаметр калибра-пробки

d к = dmin – 0,1 = 52 – 0,1 = 51,9 мм.

Размер калибра, проставляемый на чертеже: 51,9–0,046 мм. Исполнительные размеры: наибольший – 51,9 мм наименьший – 51,854 мм.

5.7 Исходные данные величин, определяющих положение полей допусков центрирующего диаметра Dк выбираем по табл. 2, согласно ГОСТ 7951–80.

ZD = 7,5 мкм, НD = 5,0 мкм, YD = 15,0 мкм.

Наибольший наружный диаметр калибра-пробки

.



Размер калибра, проставляемый на чертеже: 59,995–0,005 мм. Исполнительные размеры: наибольший – 59,995 мм наименьший – 59,990 мм.

Предельные размеры изношенного калибра-пробки

Dк–w = Dmin – YD = 60 – 0,015 = 59,985 мм.

5.8 Исходные данные величин, определяющих положение полей допусков толщины зуба b выбираем по табл. 6, согласно ГОСТ 7951–80.

Zb = 12,0 мкм, Нb = 4,0 мкм, Yb = 18,0 мкм.

Наибольший размер толщины зуба калибра-пробки

.



Размер калибра, проставляемый на чертеже: 10,003–0,004 мм. Исполнительные размеры: наибольший – 10,003 мм наименьший – 9,999 мм.

Предельные размеры изношенной толщины зуба калибра-пробки

bк–w = bmin – Yb = 10,013 – 0,018 = 9,995 мм.

6. Выбор измерительных средств при линейных измерениях

6.1 По допуску IТ и величине номинального контролируемого размера ∅ по ГОСТ 8.051–81 определяем допускаемую погрешность измерений для отверстия и вала 8-го квалитета: δ=12 мкм.



6.2 Учитывая, что для измерений необходимы накладные измерительные средства, выбираем их номера (отдельно для вала и отверстия) по табл. 1.20, 1.21 [6].

для отверстия – 4а, 5б, 11;

для вала – 4а, 5а, 6а.

6.3 Выписываем наименования двух измерительных средств и величины предельных погрешностей измерения.

4а (табл. 1.16.3 [6]): Микрометр гладкий с величиной отсчёта 0,01 мм при настройке на нуль по установочной мере. Предельная погрешность измерений – 10 мкм.

6а (табл. 1.16.5 [6]): Микрометр рычажный с ценой деления 0,002 и 0,01 мм при установке на нуль по установочной мере и скоба рычажная с ценой деления 0,002 мм при настройке на нуль по концевым мерам длины при использовании на всём пределе измерений. Предельная погрешность измерений – 14 мкм.

7. Анализ размерной взаимозаменяемости и расчёт размерных цепей

Схемы размерных цепей в осевом направлении показаны на чертеже. Так как размерные цепи имеют общие звенья, то вид связи размерных цепей – параллельная.

На этом же чертеже показана заданная для расчёта цепь, исходное звено которой приведено в заданном чертеже узла с индексом .



Определяем номинальный размер заданной размерной цепи L1 иL3:

L3 = А1 + А2 + А3 + А4 – А5 – = 22,5 + 30 + 19,75 + 8– 3 – 3 = 74,25 мм



L1 = L3 + + (В6 – А1) + В5 + В4 + В3 + В2 + В1 + В13 – В12 =



= 74,25 + 3 + 22,5 + 60 + 30 +43 + 35 + 19,75 +8 – 3 = 292,5 мм

7.1 Решение задачи способом максимум-минимум

7.1.1 Решение задачи способом максимум-минимум производим в табл. 1. Для составляющих звеньев в графу 1 вносим номер составляющего звена; в графу 2 – его характер; в графу З – номинальный размер. В графу 4 вносим значения единиц допусков i всех составляющих звеньев, определяемые по табл. 3.10 [1], исходя из номинального размера каждого звена. Графу 4 суммируем и указываем сумму единиц допусков всех составляющих звеньев.

Таблица 1

Решение прямой задачи методом максимум-минимум

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер  звена | Характеристика  звена | Номинальный  размер | Единица  допуска | К-во  единиц  допуска | Квалитет | Допуск | Предельные отклонения | | Координаты середины допуска |
| верхнее | нижнее |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|  | Исходное | 3 | – | – | – | 1,0 | 0 | –1,0 | –0,5 |
| 1 | Увеличивающее | 22,5 | 1,31 | 64 | 10 | 0,084 | +0,042 | –0,042 | 0 |
| 2 | Увеличивающее | 30 | 1,56 | 64 | 10 | 0,084 | +0,06 | –0,084 | –0,048 |
| 3 | Увеличивающее | 19,75 | 0 | – | – | 0,5 | +0,25 | –0,25 | 0 |
| 4 | Увеличивающее | 8 | 0,9 | 64 | 10 | 0,058 | +0,029 | –0,029 | 0 |
| 5 | Уменьшающее | 3 | 0,54 | 64 | 10 | 0,040 | +0,040 | 0 | –0,020 |
|  | Оставшееся  (уменьшающее) | 74,25 | 1,85 | – | – | 0,234 | +0,361 | –0,595 | +0,478 |
|  |  |  | Σ6,16 |  |  |  |  |  |  |

Так как в размерной цепи имеется составляющее звено с заданными номинальными размерами, допусками и предельными отклонениями (подшипник, размеры которого указаны в разделе 4 настоящей работы, а предельные отклонения определены по ГОСТ 520–89), то эти значения заносим в графы 8 и 9.

7.1.2 Коэффициент точности (количество единиц допусков) для всей цепи (графа 5) определяем по формуле:



где – допуск замыкающего звена, определяемый по формуле:



;



– допуск на ширину подшипника;



– единица допуска i – го оставшегося, подлежащего определению составляющего звена.



Округляем полученное значение до табличного и принимаем а = 64 (прил. 2 методички), что соответствует квалитету 10, и записываем все эти значения в графы 5 и 6. Затем значения полей допусков для всех составляющих звеньев, кроме одного, определяем по ГОСТ 25346–82, исходя из номинального размера, согласно квалитету точности (графа 6), и по конструктивным соображениям.

7.1.3 Предельные отклонения заносим в графы 8 и 9, причем(для увеличивающих звеньев с их знаками, для уменьшающих – с обратными: верхнее в графу 9, нижнее – в графу 9.

7.1.4 Координаты середины поля допуска всех звеньев (графа 10) определим по формуле:



7.1.5 Предельные отклонения оставшегося звена определяем вычитанием из соответствующих значений исходного звена суммы верхних и нижних отклонений поля допуска всех составляющих звеньев, кроме одного по графам 8 и 9.

7.1.6 Проверку достоверности полученных результатов осуществляем решением обратной задачи метода максимум-минимум. Для этого в формулы:

(1)



подставим полученные расчетом значения.

Здесь – передаточное отношение известных составляющих звеньев размерной цепи. для увеличивающих составляющих звеньев и для уменьшающих.



Тогда:



Проверка показывает, что предельные отклонения удовлетворяют уравнению (1). Следовательно размер L3 при расчете методом максимум-минимум имеет такие предельные отклонения .



3. Решение прямой задачи вероятностным методом, основанным на теории вероятностей и математической статистики.

7.2.1 Решение задачи вероятностным методом проводим в табл. 2. Данные строк исходного звена и граф 1-3 заполняем аналогично графам табл. 1.

7.2.2 В графе 4 указываем квадраты единиц допусков i2 всех составляющих звеньев, определяемые по табл. 3.10 [1], исходя из номинального размера каждого звена. Данные суммируем и указываем сумму единиц допусков всех составляющих звеньев.

7.2.3 В графе 5 указываем количество единиц допусков для всей размерной цепи, определяемое по формуле:



Принимаем а = 160 (табл. 3.11 [1]), что соответствует квалитету 12, и записываем все эти значения в графы 5 и 6.

7.2.4 Полученные предельные отклонения, согласно ГОСТ 25346–82, с их знаками для увеличивающих и уменьшающих звеньев заносим в графы 7,8 табл. 2.

Половину поля допуска замыкающего звена и составляющих звеньев (кроме одного) определяем по формулам:



Полученные данные заносим в графу 9 табл. 2, возводим в квадрат и записываем в гр. 10, где в конце суммируем.

7.2.6 Половину поля допуска оставшегося составляющего звена определяем по формуле:



7.2.7 Затем определяем координаты середины поля допуска замыкающего и всех составляющих, звеньев , кроме одного, по формулам:



В этих формулах верхние и нижние отклонения замыкающего и составляющих звеньев принимаются с их знаками. Полученные результаты записываем в гр. 11, где в конце суммируем отдельно координаты середин поля допуска увеличивающих и уменьшающих звеньев.



Координату середины поля допуска оставшегося уменьшающего составляющего звена определяем по следующей формуле:



7.2.8 Предельные отклонения оставшегося составляющего (уменьшающего) звена определяем по формуле:



и записываем в графы 6 и 7.

7.2.10 Полученные результаты проверяем решением обратной задачи по формулам:



Учитывая нормальный закон распределения, при котором и вторая формула примет вид:



Тогда:



Результаты совпадают. Таким образом, при расчете размер L3 имеет такие предельные отклонения .



7.3 Анализируем полученные результаты

При решении задачи методом максимум-минимум допуск искомого звена 0,234 мм, а при решении вероятностным методом – 0,792 мм, т.е. более чем в три раза больший. Значительно расширились и допуски составляющих звеньев.

Применение теории вероятности позволило при одном и том же допуске замыкающего звена, значительно расширить допуски составляющих звеньев. При этом только у 0,27% предельные Размеры при нормальном законе распределения, могут быть не выдержаны, т.е. имеется возможность возникновения брака.

Литература

1. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Методические указания к курсовой работе для студентов машиностроительных специальностей /Сост. Э.А.Пащенко, Н.В.Латышев, Л.Б. Седова – Харьков, ХИПИ, 1990. – 46 с.

2. Е.А. Пащенко. Взаємозамінність стандартизація та технічні вимірювання – Харків, ХІПІ, 2003. – 69 с.

3. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.– М.: Машиностроение, 1982 – 352 с.

4. Допуски и посадки. /Под ред. В.Д. Мягкова – Л.: Машиностроение, 1982. Часть I – 543 с.

5. Допуски и посадки. /Под ред. В.Д. Мягкова – Л.: Машиностроение, 1983. Часть II – 447 с.

6. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении /Справочник в 2-х томах. Т.2 – М.: Изд-во стандартов, 1989.