

Линия 1 – линия, которая характеризует погрешность перемещения, вызванную максимально накопленной погрешностью изготовления винта;

Линия 2 – линия, которая характеризует погрешность перемещения, вызванную погрешностью изготовления винта и влияния упругих деформаций;

Линия 3 – линия, которая характеризует погрешность перемещения, вызванную погрешностью изготовления винта, влиянием упругих деформаций и тепловых расширений.

Для винта первого класса точности по ГОСТ 9562-81 погрешность перемещения рассматривается на отрезке 150 мм (см. рисунок 1).

$\Delta 1$ – погрешность перемещения вследствие неточности изготовления винта составляет 4,5 мкм;

$\Delta 2$ – погрешность перемещения соответствующего винта, вызванная упругими деформациями составляет 0,5 мкм;

$\Delta 3$ – погрешность перемещения вызванная тепловыми деформациями винта составляет 17 мкм.

Суммарная погрешность перемещения на данном участке составит 22 мкм.

Выводы

1. Установлено, что основные факторы, влияющие на параметр точности перемещения: погрешность изготовления винта, упругие деформации и тепловые расширения винта приводят к уменьшению точности перемещения тягового устройства, и как следствие, к увеличению вероятности появления параметрических отказов. Причём степень влияния этих факторов зависит от условий работы устройства.

2. Лимитирующим фактором при обработке с большой нагрузкой Q и на максимальной величине хода тягового устройства являются погрешности, вызванные упругими деформациями, а при чистовой обработке – погрешности, вызванная тепловыми расширениями.

3. С помощью составленной модели формирования отказа можно прогнозировать погрешность перемещения, вызванной тепловыми и силовыми факторами.

Список цитированных источников

1. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи / А.И. Турпаев – М.: Машиностроение. 1982. – 223 с.

2. Проников А.С. Надёжность машин / А.С.Проников – М.: Машиностроение. 1978. – 592 с.

3. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем в 3-х т. Т.2 / А.С.Проников, Е.И. Борисов., В.В. Бушуев – М.: Машиностроение. 1995. – 320 с.

УДК 621.91.002

Ниничук А.В.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Медведев О.А.

АНАЛИЗ ПРИЕМЛЕМОСТИ ПРИГОНОЧНЫХ РАБОТ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ТОЧНОСТИ СБОРКИ МАШИН

Основными задачами, которые решаются при расчетах размерных цепей, в случае достижении точности их замыкающих звеньев методами пригонки, являются: расчет величины компенсации (части суммы расширенных допусков составляющих звеньев, подлежащей компенсации пригонкой компенсато-

ра); расчет размера первоначально изготовленных для всех экземпляров изделия компенсаторов; расчет диапазона изменения размера компенсаторов при пригонке (максимального припуска на пригонку). Эти параметры должны определяться с учетом обеспечения минимальной металлоемкости первоначально изготовленных компенсаторов и минимальной трудоемкости их последующей пригонки. Анализ традиционных методик расчета этих параметров [1, 2, 3 и др.] показал, что в них не учитываются погрешности выполнения сборочных работ и оснастки, что позволяет их использовать только для предварительных расчетов. Так же в них имеются некоторые неточности.

В традиционных методиках величину компенсации предлагается определять по формуле:

$$T_K = \sum_{j=1}^n TA_j - TA_{\Delta}, \quad (1)$$

где TA_j – расширенный, экономически приемлемый допуск j -го составляющего звена, TA_{Δ} – требуемый допуск замыкающего звена, n – число составляющих звеньев в цепи.

При этом в первое слагаемое предписывается включать и расширенный, экономически приемлемый допуск компенсатора, определенный аналогично допускам других составляющих звеньев.

Такое определение величины компенсации не оправдано по следующим причинам:

- величина компенсации и размер компенсатора формируются в результате предварительной сборки изделия, когда компенсатор не используется, а на место замыкающего звена устанавливается эталон. Поэтому допуск компенсатора не может учитываться при определении величины компенсации;

- целесообразно определять допуск первоначального изготовления компенсатора во взаимосвязи с другими погрешностями пригоночных работ, что позволит расширить часть величины компенсации, которую можно компенсировать без пригонки компенсатора;

- неоправданное увеличение величины компенсации, путем включения в нее расширенного допуска компенсатора приводит к необоснованному увеличению припуска на пригонку.

Кроме того предлагаемая методика расчетов не учитывает влияние на точность замыкающего звена конструкторской размерной цепи таких погрешностей, возникающих при определении размера требуемого компенсатора, как погрешности сборочной оснастки, и погрешности сборочных работ (установки эталона, измерения местоположения компенсатора, пригонки).

С учетом сказанного можно сделать вывод о недостаточной объективности и рациональности рассмотренных методик расчета компенсаторов и необходимости усовершенствования методик расчета сборочных размерных цепей при достижении точности сборки методом пригонки. Это позволит обоснованно установить требования к точности сборочных работ и сборочной оснастки, а также рационально определить предельные размеры изначально изготовленного компенсатора и максимальный припуск на пригонку.

Системный анализ влияния компенсаторов на замыкающие звенья линейных сборочных конструкторских размерных цепей для машин разного назначения позволил выявить несколько типовых схем компенсации расширенных допусков составляющих звеньев, наглядно отражающих это влияние для всех

возможных случаев. Каждая из таких схем построена на основе трехзвенной линейной размерной цепи, математически тождественной реальной сборочной размерной цепи, и включает суммарное составляющее звено A_{Σ} , компенсатор K и замыкающее звено A_{Δ} . Суммарное составляющее звено является алгебраической суммой всех увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев реальной цепи (кроме компенсатора), а его допуск TA_{Σ} равен арифметической сумме допусков составляющих звеньев (кроме компенсатора). Предельные размеры суммарного составляющего звена можно определить по формулам, аналогичным тем, которые используются для расчета предельных размеров замыкающего звена методом максимума – минимума:

$$A_{\Sigma \max} = \sum_{j=1}^n \bar{A}_{j \max} - \sum_{j=1}^m \bar{A}_{j \min} \quad (2)$$

$$A_{\Sigma \min} = \sum_{j=1}^n \bar{A}_{j \min} - \sum_{j=1}^m \bar{A}_{j \max}$$

где A_j – предельный размер j – того уменьшающего или увеличивающего звена конструкторской цепи; n и m – число увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев, соответственно (кроме компенсатора).

При этом все многообразие реальных конструкторских цепей может быть сведено к трем вариантам математически тождественных трехзвенных цепей, отличающихся по влиянию компенсатора и суммарного составляющего звена на замыкающее звено (уменьшающий или увеличивающий компенсатор, уменьшающее или увеличивающее суммарное составляющее звено). Чтобы установить взаимосвязь между предельными размерами замыкающего звена, компенсатора и суммарного составляющего звена представим на схеме трехзвенной цепи каждое из этих звеньев его предельными размерами и полем допуска (рисунок 2). При этом границы суммарного допуска составляющих звеньев должны быть связаны с границами поля рассеяния замыкающего звена максимальным K_{\max} и минимальным K_{\min} размерами компенсатора. Эта связь должна обеспечить минимально возможную разницу между K_{\max} и K_{\min} , чтобы минимизировать припуск на пригонку и трудоемкость пригонки. Поэтому максимально достаточным номинальным размером первоначально изготовленного охватываемого компенсатора $K_{\text{ном}}$ может быть размер между наиболее удаленной от поля допуска TA_{Δ} границы TA_{Σ} до точки в пределах TA_{Δ} , отстоящей на половину допуска первоначально изготовленного компенсатора $TK/2$ от ближайшей к TA_{Σ} границе TA_{Δ} (рисунок 2).

Как отмечалось ранее, поле рассеяния замыкающего звена конструкторской сборочной цепи для изделий после окончательной сборки будет равно полю рассеяния компенсаторов после пригонки ϵ_k , которое будет сформировано в результате измерений полости под компенсатор при предварительных сборках изделий и пригонок компенсаторов к измеренным размерам. Для определения ϵ_k следует выявить и решить технологическую сборочную размерную цепь, которая формируется на этапе предварительной сборки изделия. Замыкающим звеном в ней является размер полости под компенсатор, а составляющими звеньями, кроме размеров деталей изделия, также являются размеры используемой сборочной оснастки (эталоны замыкающего звена конструкторской цепи) и погрешности выполнения сборочных работ. При окончательной сборке экземпляра изделия из комплектующих деталей и пригнанного

компенсатора, отклонение замыкающего звена конструкторской цепи от эталона $\Delta = A_{\Delta CD}$ будет равно отклонению размера пригнанного компенсатора от размера полости под компенсатор, сформированной и измеренной при предварительной сборке. Это отклонение складывается из отклонений тех звеньев технологической цепи, которые при предварительной сборке конкретного изделия могут приобретать случайные значения, отличающиеся от их значений в конструкторской цепи и звеньев, отсутствующих в конструкторской цепи. К ним относятся: погрешность изготовления эталона среднего значения замыкающего звена ε_3 , погрешность установки эталона ε_{v3} , погрешность измерения полости под компенсатор ε_U , погрешность пригонки компенсатора ε_n .

Пример построения конструкторской сборочной размерной цепи для высоты A_3 полости под пружину плунжерного насоса и технологической сборочной размерной цепи для высоты B_3 полости под компенсатор приведен на рисунке 1

Технологическая цепь формируется при предварительной сборке насоса. Ее схема строится аналогично схеме конструкторской цепи, но кроме размеров комплектующих насос деталей в нее следует включить размер эталона B_5 погрешность установки эталона B_4 погрешность измерения полости под компенсатор B_1 , которые влияют на величину требуемого компенсатора.

Технологическую цепь представим в схеме компенсации погрешностями, сумма которых определяет технологический допуск компенсатора ε_k и расположим его в пределах допуска замыкающего звена TA_3 симметрично относительно $A_{\Delta C}$, потому что ε_k может быть компенсирован только за счет TA_1 , и при размере эталона равном $A_{\Delta C}$, середина поля рассеивания компенсатора должна соответствовать середине поля рассеивания замыкающего звена

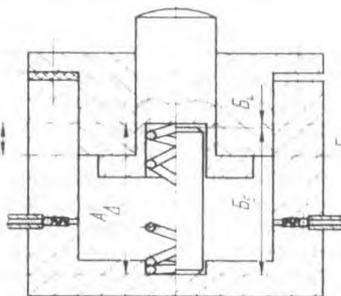


Рисунок 1 - Схемы сборочных размерных цепей плунжерного насоса

Таким образом, будет сформирована рациональная схема компенсации расширенного допуска составляющих звеньев, обеспечивающая минимально возможные затраты материала на первоначальное изготовление компенсаторов, минимально достаточный припуск на пригонку при обеспечении точности замыкающего звена A_3 .

Схема компенсации, построенная по указанным принципам для конструкторской цепи с уменьшающим компенсатором и увеличивающим суммарным составляющим звеном, представлена на рисунке 2.

На основе схемы компенсации условие достижения требуемой точности замыкающего звена A_3 можно записать следующим образом:

$$TA_3 > \varepsilon_k + TK = \varepsilon_3 + \varepsilon_{v3} + \varepsilon_U + \varepsilon_n + TK. \quad (3)$$



Рисунок 2 - Схема компенсации суммарного допуска составляющих звеньев путем пригонки уменьшающего компенсатора при увеличивающем суммарном составляющем звене

Как видно из схемы компенсации на рисунке 2, при максимальном значении $A_{\Sigma max}$ для получения годного значения замыкающего звена $A_{\Delta max}$ с минимальными затратами материала на компенсатор достаточно иметь изначально (до пригонки) размер компенсатора $K_{max} \pm TK/2$. При минимальном значении суммарного составляющего звена $A_{\Sigma min}$ компенсатор может быть пригнан к минимально возможному размеру K_{min}^{*EK} (если все погрешности сборочных работ будут действовать в сторону уменьшения размера компенсатора и смещению его левой границы на $\epsilon_k/2$ вправо от A_{Σ}). В соответствие со схемой компенсации, номинал первоначально изготовленных уменьшающих компенсаторов K_{max} и номинал минимально возможного компенсатора K_{min} , можно определить по формулам:

$$K_{max} = A_{\Sigma max} - A_{\Delta max} + TK/2 \quad (4)$$

$$\bar{K}_{min} = A_{\Sigma min} - A_{\Sigma cp} + TK/2 - \epsilon_k/2 \quad (5)$$

Из схемы компенсации видно, что для попадания замыкающего звена A_{Δ} в пределы допуска TA_{Δ} пригонка первоначально изготовленного компенсатора не потребуется для тех экземпляров изделий, для которых измеренный при предварительной сборке размер полости под компенсатор K_u окажется больше величины $K_{max} - \epsilon_k$ ($K_u > K_{max} - \epsilon_k$).

Максимально возможный припуск на пригонку Z_{max} придется снять, в том случае, если компенсатор с изначальным размером K_{max} потребуется пригнать в размер K_{min} . Выражение для Z_{max} получим, вычитая почленно формулу (5) из (4)

$$Z_{max} = TA_{\Sigma} - TA_{\Delta}/2 + TK + \epsilon_k/2 \quad (6)$$

Как видно из последнего равенства, с увеличением допусков составляющих звеньев, допуска первоначального изготовления компенсатора, погрешностей пригоночных работ растёт максимальный припуск, а, следовательно, и время на пригонку.

Приемлемость принятых при проектировании технологии сборки сборочной оснастки, средства измерения полости под компенсатор, метода пригонки компенсатора, допуска первоначального изготовления компенсатора для дос-

тижения точности замыкающего звена A_d следует оценивать комплексно по условию (3). Погрешность изготовления эталона следует принимать равной стандартному допуску по 7...10 качеству с последующим уточнением для соблюдения условия (3). Погрешность установки эталона следует определять, как возможный перекося его рабочих поверхностей относительно сопрягаемых с ним поверхностей комплектующих деталей, или как погрешность формы рабочих поверхностей эталона. Погрешность измерения полости под компенсатор следует принимать по таблицам справочников [4]. Погрешность пригонки следует определять по таблицам точности обработки [5].

Применение этой зависимости позволяет сократить металлоемкость первоначально изготовленных компенсаторов и трудоемкость из пригонки. Данная методика может быть полезна инженерам-технологам, занимающимся проектированием техпроцессов сборки машин.

Список цитированных источников

1. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник: В 2ч. Ч. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2001. – 608 с.
2. Маталин А.А. Технология машиностроения. – Л.: Машиностроение, 1985 – 496 с.
3. Солонин И.С., Солонин С.И. Расчет сборочных и технологических размерных цепей. – М.: Машиностроение, 1980 – 110 с.
4. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении: Справочник в 2 т. М.: Издательство стандартов, 1989. – Т2: Контроль деталей – 208 с.
5. Справочник технолога-машиностроителя в 2-х т./Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Сулова, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – 5-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2001.

УДК 621.92.001.891.57:744

Рудский Р.А., Конюхов Д.А.

Научный руководитель: старший преподаватель Морозова В.А.

3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В ГРАФИЧЕСКОМ РЕДАКТОРЕ AUTODESK INVENTOR 2015

Мы, студенты второго курса машиностроительного факультета, обучающиеся по специальности 1-37 01 07 «Автосервис», решили создать трехмерную модель кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания в графическом редакторе AUTODESK INVENTOR 2015. Мы выбрали данный механизм, т.к. наша специальность связана с автомобилями, в том числе и с их двигателями. При изучении курса «Инженерная графика» мы работали в графическом редакторе КОМПАС 3D – по заданиям строили твердотельные модели, создавали на их основе чертежи, выполняли сборки и сборочные чертежи. Но нам захотелось самостоятельно изучить возможности другого графического редактора AUTODESK INVENTOR 2015. В итоге у нас получилась трехмерная модель кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания, которую можно использовать для последующей презентации при изучении курса лекций «Автомобильные двигатели».

Назначение и устройство кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания. Кривошипно-шатунный механизм (далее сокращенно – КШМ) – механизм двигателя. Основным назначением КШМ является преобразо-