

скоростной характеристике силы трения наблюдаются неустойчивость движения, характерное скачкообразное движение. Это сопровождается неравномерностью подачи, снижением точности обработки, неточностью позиционирования. В связи с этим снижается производительность оборудования, возрастает износ направляющих и инструментов, ухудшается качество обработанных на станках поверхностей деталей, возникают дополнительные динамические нагрузки в механизмах привода.

Для уменьшения вредных последствий скачкообразного движения при малых скоростях, перемещения используют разные способы. Широко применяют следующие:

- использование разгрузки (механической, пневматической, гидравлической и т. п.) для уменьшения нормального давления;
- уменьшение коэффициента трения во фрикционной паре применением фторопласта взамен чугуна и бронзы и антискачковой смазки;
- использование гидростатической смазки;
- применение вместо опор скольжения направляющих качения.

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М: Ленанд, 2019-640 с.

Силовой расчет рычажного механизма с учетом трения

Студент гр. 10110119 Чехомов Е.М.

Научный руководитель – доцент Дубовская Е.М.,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Основные положения силового расчета с учетом трения такие же, как и расчета без учета трения. Это объясняется тем, что наличие трения не изменяет числа неизвестных в кинематических парах. Группы Ассур при учете трения сохраняют свою статическую определенность. Поэтому силовой расчет проводится по структурным группам с использованием уравнений, в которые должны быть включены силы трения и моменты трения. Это усложняет вычисления. Чтобы снизить их сложность, И. И. Артоболевский предложил применить метод последовательных приближений.

Для силового расчета с учетом трения в состав исходных данных надо дополнительно ввести коэффициенты трения в кинематических парах: $f_{TA}, f_{TB}, f_{TC}, f_{T34}$. Кроме того, из кинематического расчета механизма должны быть получены значения относительных скоростей во всех кинематических парах, т. $\omega_{14}, \omega_{21}, \omega_{23}$ и ω_{34} .

Выполним расчет кривошипно-ползунного механизма в первом приближении. Для этого по заданным диаметрам шарниров A, B и Сопределим радиусы кругов трения и моменты трения в этих шарнирах:

$$p_{1A} = (D_A/2)f_{TA}, p_{1B} = (D_B/2)f_{TB}, p_{1C} = (D_C/2)f_{TC},$$

$$M_{T14} = F_{14}p_{TA}, M_{T21} = F_{21}p_{TB}, M_{T23} = F_{23}p_{TC}.$$

Найдем также силу трения в поступательной паре:

$$F_{T34} = f_{T34}F_{N34}, \text{ где } F_{N23} = F_{34}$$

Расчет в первом приближении начинаем со структурной группы 2-3 (рис. 1, а). К ее звеньям приложены известные силы и моменты $\Phi_2, M_{\Phi 2}, \Phi_3$ и движущая сила F_3 . К звеньям 2 и 3 приложены также подсчитанные выше момент трения M_{T21} , сила трения F_{T34} и моменты трения M_{T23} и $M_{T32} = -M_{T23}$ в шарнире С (на рис. 1, не показаны).

Сила и моменты трения направлены противоположно соответствующим относительным скоростям. Неизвестными являются модуль и направление силы \bar{F}'_{12} , модуль нормальной составляющей \bar{F}'_{N12} и плечо b' , модуль и направление сил взаимодействия $\bar{F}'_{32} = -\bar{F}'_{23}$ в шарнире С (рис. 1, б).

Сумма проекций на ось X сил, приложенных к звену 3, равна нулю: В развернутом виде получим

$$F_{3X} + \Phi_{3X} + F'_{34X} + F'_{32X} = 0, \text{ где } F'_{34X} = -F_{T34}.$$

Определяем F'_{32X}

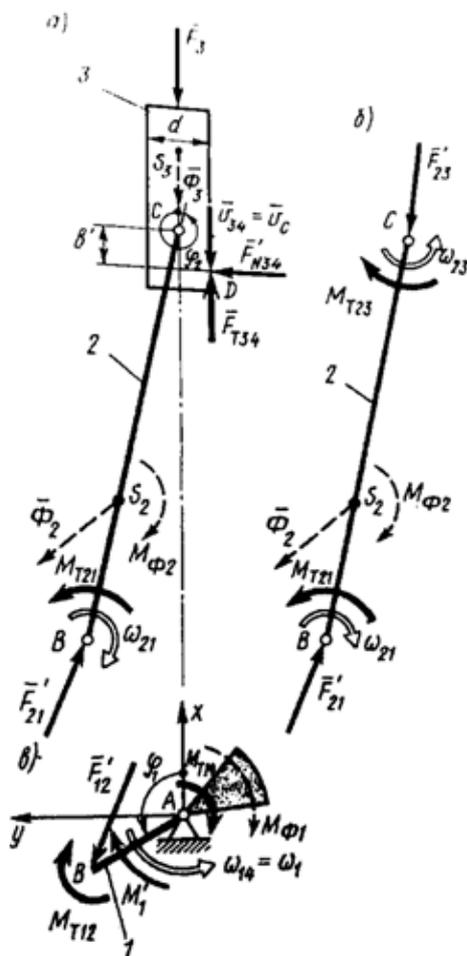


Рисунок 1. Схемы сил, действующих на звенья кривошипно-ползунного механизма

Сумма моментов относительно точки B всех сил, приложенных к звену 2, равна нулю: Отсюда

$$F'_{23Y}(x_C - x_B) + F'_{23X}(y_C - y_B) + \Phi_{2Y}(x_{S2} - x_B) + \Phi_{2X}(y_{S2} - y_B) + M_{\Phi 2} + M_{T21} + M_{T23} = 0$$

В данном уравнении искомое величиной является F'_{23Y} .

Сумма проекций на ось X для звена 2: или $F'_{23X} + \Phi_{2X} + F'_{21X} = 0$, откуда определяем проекцию F'_{21X}

Сумма проекций на ось Y для звена 2: т.е. $F'_{23Y} + \Phi_{2Y} + F'_{21Y} = 0$, где искомой величиной является F'_{21Y} .

Сумма проекций на ось Y для звена 3: откуда $F'_{32Y} + F'_{34Y} = 0$

Из данного уравнения найдем F'_{34N} , или \bar{F}'_{N34} .

Составим уравнение моментов для звена 3:

$$F'_{32Y}(x_D - x_C) + F'_{32X}(y_D - y_C) + M_{T32} = 0$$

где $y_C = 0, y_D = -d/2$ (рис. 1).

Из данного уравнения найдем искомую величину плеча: $b' = x_C - x'_D$, а затем и координату x'_D .

Зная проекции сил, определим их модули $F'_{21}, F'_{23}, F'_{34}$ и угловые координаты φ'_{F21} и φ'_{F23} .

Перейдем к силовому расчету двухзвенного механизма 1 - 4 (рис. 1, в). К его подвижному звену 1 приложены следующие силы и моменты: ставшая известной сила $F'_{12} = -F'_{21}$, главный момент сил инерции $M_{\Phi 1}$, моменты трения M_{T14} и $M_{T12} = -M_{21}$ в шарнирах A и B ; неизвестными являются момент полезного сопротивления M'_1 , а также модуль и направление реакции F'_{14} в кинематической паре 1 - 4 (на рис. 1, в не показана).

Проекции реакции стойки F'_{14} найдем из уравнений:

$$F'_{14X} + F'_{12X} = 0 \text{ и } F'_{14Y} + F'_{12Y} = 0,$$

а затем модуль силы F'_{34} и ее угловую координату φ'_{F14} .

Момент полезного сопротивления M'_1 подсчитаем из уравнения моментов:

$$M_A(\overline{F'_{12}}) + M'_1 + M_{\Phi 1} + M_{T12} + M_{T14} = 0$$

$$\text{где } M_A(\overline{F'_{12}}) = \overline{F'_{12Y}x_B} - \overline{F'_{12X}y_B}.$$

Значение M'_1 получится меньше значения M_1 , взятого из начального приближения, выполненного без учета трения. При наличии трения заданная движущая сила F_1 преодолевает уже меньшее полезное сопротивление, чем то, которое могла бы преодолеть, если бы трения не было.

В результате силового расчета, выполненного в первом приближении, получены уточненные значения сил $F'_{14}, F'_{21}, F'_{23}, F'_{N34}$, действующих в кинематических парах, и плеча b' .

По полученным в первом приближении значениям сил можно определить моменты трения в шарнирах и силу трения в поступательной паре 3 - 4, а затем проделать расчет во втором приближении. В результате получим более точные, более близкие к окончательному результату значения $F''_{14}, F''_{21}, F''_{23}, F''_{N34}$ и b'' . Процесс последовательных приближений можно продолжать и дальше в зависимости от требуемой степени точности расчета, однако, опыт показывает, что достаточно первого приближения.

Литература

1. Теория механиков и механика машин: Учеб, для втузов/ К. В. Фролов С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. 3-е изд., стер. — М.: Высш, сш, 2001. — 496 с.: ил.
2. Филонов И. П., Анципорович П. П., Акулич В. К.: Теория машин, механизмов и манипуляторов. - Мн.: Дизайн ПРО, 1998 - 656с.: ил.

**Анализ методов вибродиагностики подшипниковых
узлов мобильных машин**

Магистрант МСФ Робилко Е.М.

Научный руководитель – проф. Ишин Н.Н.,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Для оценки технического состояния и диагностики дефектов подшипников качения разными фирмами разработано достаточно много различных методов. Естественно, что все эти, различные по своим теоретическим предпосылкам, методы имеют разную трудоемкость, достоверность, требуют различного приборного обеспечения и могут применяться для различных целей.

Оценка технического состояния и поиск дефектов подшипниковых узлов может производиться по четырем наиболее распространенным методам и следующим диагностическим параметрам: по величине СКЗ виброскорости; по спектрам вибрационных сигналов; по соотношению пик / фон вибросигнала; по спектру огибающей вибрационного сигнала.

По СКЗ виброскорости. Данный метод позволяет выявлять дефекты подшипников на самых последних стадиях их развития, начиная, примерно, с середины третьего этапа развития дефекта, когда общий уровень вибрации значительно вырастет. Требуется минимальных технических затрат и не требует специального обучения персонала.

По спектру вибросигнала. Данный метод применяется на практике достаточно часто, т.к. позволяет выявлять, наряду с диагностикой подшипников, большое количество других дефектов оборудования. Этот метод позволяет начинать диагностику дефектов подшипников примерно с середины второго этапа развития дефектов, когда энергия резонансных