

УДК 621.01

И.П. Филонов, П.П. Анципорович, В.К. Акулич, Т.И. Булгак

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА ЭЛЕМЕНТОВ ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР С УЧЕТОМ ПЕРЕКОСОВ В НАПРАВЛЯЮЩИХ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

При расчете износа элементов поступательных кинематических пар, например, суппорта и направляющих токарных и других станков, учитывается [1] соотношение длин направляющих станины, перемещающегося звена (ползуна) и величины перемещения последнего. Это соотношение определяет характер распределения износа по длине подвижных и неподвижных направляющих.

Известная методика [2] предусматривает моделирование износа (построение эпюр изношенных поверхностей) при отсутствии возможных перекосов перемещающегося звена, т.е. считается, что реакция R_{03} со стороны станины приложена в середине длины ползуна. Для практики большой интерес представляет моделирование износа при наличии перекосов – когда сила, действующая на ползун, приложена не посередине. Особый интерес представляет случай консольного нагружения. Для этого общего случая целесообразно привести реакцию к средней точке. В результате приведения появится пара сил $F_{M1} = F_{M2}$. Распределение давлений между ползуном и направляющими в этом случае можно принять по треугольному закону (рис.1).

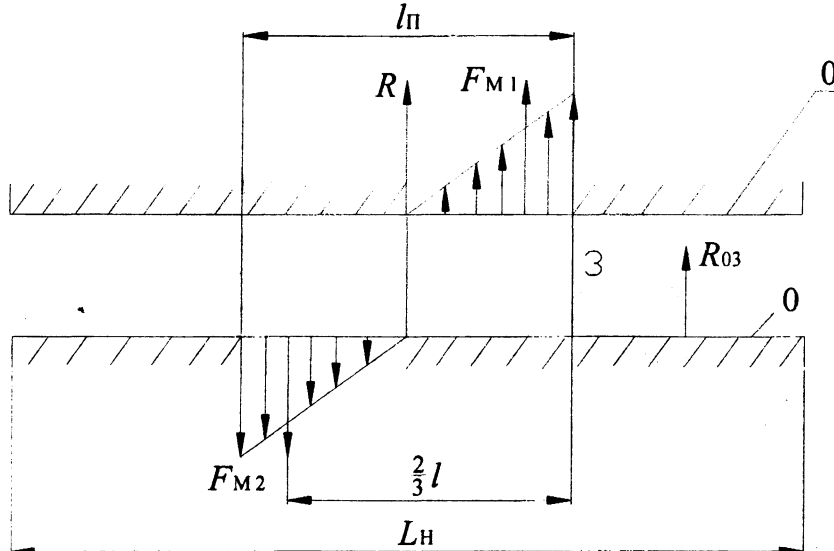


Рис1. Схема приложения нагрузки при оценке износа с учетом перекоса ползуна в направляющих: 0 – станины, 3 – ползуна

Тогда определение износа проводится для ползуна и направляющих отдельно от центрально приложенной реакции и от реактивной пары сил. При этом учитывается износ как верхних, так и нижних направляющих, а также верхней и нижней сторон ползуна. Исходные предпосылки для расчета износа в поступательной паре остаются такими, как и для вращательной пары [3].

После определения реакций в кинематических парах вычисляются средние значения давлений в зоне контакта на нижней и верхней направляющих ($p_{ср.н}$ и $p_{ср.в}$),

коэффициенты износа ползуна на нижней и верхней сторонах ($k_{1н}$ и $k_{1в}$), коэффициенты износа направляющих ($k_{2н}$ и $k_{2в}$).

Длина направляющих принимается равной

$$L_H = S_{Вmax} + l_n,$$

где $S_{Вmax}$ – ход ползуна, l_n – длина ползуна. Для подсчета износа вся длина направляющих разбивается на некоторое число одинаковых участков, например 100,

тогда шаг $\Delta L_H = \frac{L_H}{100}$, а число расчетных точек на ползуне равно

$$N_n = \frac{l_n}{\Delta L_H} + 1.$$

Каждая расчетная точка направляющих последовательно взаимодействует со всеми расчетными точками ползуна. Для каждого текущего значения обобщенной координаты приводного механизма φ_i определяется диапазон расчетных точек направляющих, которые вступают в контакт с плоскостями ползуна; при этом номер начальной точки

$$N_{нач} = \frac{S_{Вi}}{\Delta L_H} + 1,$$

где $S_{Вi}$ – текущее перемещение ползуна, а номер конечной точки

$$N_{кон} = N_{нач} + N_n - 1.$$

Тогда величина износа направляющих от центрально приложенной реакции в каждой расчетной точке (в микрометрах) подсчитывается следующим образом:

$$u_{2нj}^R = c_{2н} \sum_{i=1}^n |R_{нсп} i_{31}| \Delta \varphi, \quad (j = N_{нач}, N_{кон})$$

$$u_{2вj}^R = c_{2в} \sum_{i=1}^n |R_{всп} i_{31}| \Delta \varphi,$$

где

$$c_{2н} = \frac{N_{ц} \cdot 10^6 k_{2н}}{l_n b}, \quad c_{2в} = \frac{N_{ц} \cdot 10^6 k_{2в}}{l_n b}$$

b – ширина ползуна, $N_{ц}$ – число расчетных циклов работы, i_{31} – передаточная функция (аналог скорости) ползуна 3, $R_{нсп}$ и $R_{всп}$ – средние значения реактивной нагрузки в кинематической паре, приходящейся на одну расчетную точку ползуна (соответственно для верхней и нижней сторон).

Постоянная в каждой расчетной точке величина износа ползуна определяется как

$$u_{1н}^R = \frac{c_{1н} \sum_{i=2}^n |0,5(R_{нi-1} + R_{нi})| \Delta \varphi}{Nn},$$

$$u_{1в}^R = \frac{c_{1в} \sum_{i=2}^n |0,5(R_{нi-1} + R_{нi}) i_{31}| \Delta \varphi}{Nn},$$

где

$$c_{1н} = \frac{N_{ц} \cdot 10^6 k_{1н}}{l_n b}, \quad c_{1в} = \frac{N_{ц} \cdot 10^6 k_{1в}}{l_n b}.$$

При программной реализации излагаемой методики для расчета величин u_{1H}^R и u_{1B}^R организуется внешний цикл по i (для каждого значения обобщенной координаты φ_i от 0 до φ_{II}), а для подсчета величин u_{2H}^R и u_{2B}^R используется вложенный цикл по j от $j = N_{нач}$ до $j = N_{кон}$.

Вследствие наличия плеча h_R у реакции R_{03} появляется пара сил $F_{M1} = F_{M2}$, вызывающая перекося ползуна и дополнительный износ элементов кинематической пары. С учетом треугольного закона распределения удельных давлений находим для каждого i -го положения механизма

$$F_{M1} = F_{M2} = \frac{R_{03} h_R}{\frac{2}{3} l_n}.$$

Далее таким же образом, как и при учете износа от реактивной силы, определяются среднее давление $p_{м.ср}$, коэффициенты износа $k_{1м}$ и $k_{2м}$, коэффициенты $c_{1м}$ и $c_{2м}$.

Подсчет износа ползуна u_{1H}^M и u_{1B}^M и направляющих u_{2H}^M и u_{2B}^M , вызванного перекося в поступательной паре (от реактивного момента), выполняется путем организации двух циклов – внешнего по i (для каждого значения обобщенной координаты φ_i от 0 до φ_{II}) и внутреннего цикла по k , при этом

$$u_{1Hk}^M = c_{1м} \sum_{i=1}^n |F_{Hk} i_{31}| \Delta\varphi, \quad (k = 1, N_n)$$

$$u_{1Bk}^M = c_{1м} \sum_{i=1}^n |F_{Bk} i_{31}| \Delta\varphi,$$

где F_{Hk} и F_{Bk} – силы, приходящиеся на каждую расчетную точку ползуна в соответствии с принятым треугольным законом распределения удельных давлений.

$$u_{2Hj}^M = c_{2м} \sum_{i=1}^n |F_{Hk} i_{31}| \Delta\varphi, \quad (j = N_{нач} + k - 1)$$

$$u_{2Bj}^M = c_{2м} \sum_{i=1}^n |F_{Bk} i_{31}| \Delta\varphi$$

В итоге определяются суммарные величины износа:

$$u_{1Hk} = u_{1H}^R + u_{1Hk}^M,$$

$$u_{1Bk} = u_{1B}^R + u_{1Bk}^M,$$

$$u_{2Hj} = u_{2Hj}^R + u_{2Hj}^M,$$

$$u_{2Bj} = u_{2Bj}^R + u_{2Bj}^M, \quad (j = 1, 101).$$

В качестве примера на рис.2 представлены эпюры износа ползуна и направляющих в поступательной паре горизонтально-ковочной машины с исполнительным кривошипно-ползунным механизмом при максимальной силе технологического сопротивления $F_{3max} = 120000H$, приложенной к ползуну, причем рис.2а и б соответствует общему случаю, когда учитывается консольное приложение реакции, а рис.2в и г относится к случаю, когда реакция приложена посередине ползуна и его перекося нет.

Разработанная методика численного исследования износа элементов поступательных кинематических пар с учетом перекося в направляющих позволяет не только оценить погрешности относительного расположения ползуна в направляющих, обусловленные износом, но и наметить пути наиболее благоприятного восстановитель-

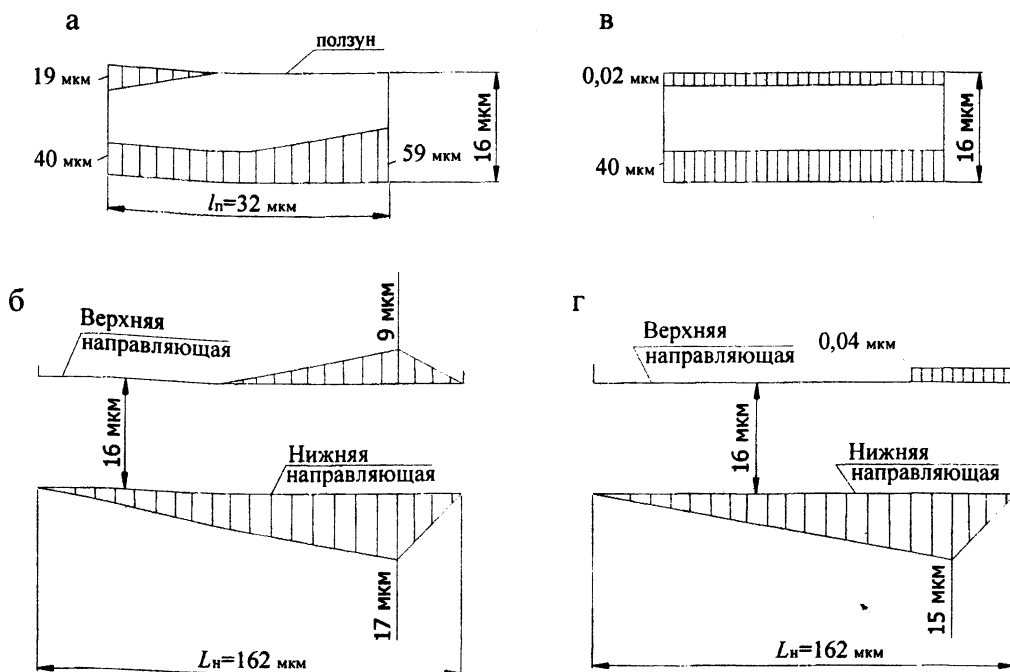


Рис.2. Эпюры износа ползуна и направляющих горизонтально-ковочной машины:
а, б – с перекосом, в, г – без перекоса

ного ремонта. Имитация условий изнашивания по предлагаемой методике позволяет заранее (на стадии изготовления) компенсировать наиболее неблагоприятный характер износа сопряженных поверхностей путем распределения износостойкости направляющих по длине. Это позволит обеспечить более равномерный характер изнашивания и тем самым позволит увеличить точностную долговечность машины в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник машиностроителя. Т.1/ Под ред. Н.С.Ачеркана. – М.: Машгиз, 1960. – 592с.;
2. Лукичев Д.М., Тимофеев Г.А. Расчет износа элементов кинематических пар с использованием ЭЦВМ. – М.: МВТУ, 1984. – 36с.;
3. Теория механизмов и машин/ Под ред. К.В.Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496с.

УДК 621.88.024

А.В. Кузьмин

ВОЛНОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В СТЕРЖНЕВЫХ МЕХАНИЗМАХ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Поскольку во многих стержневых механизмах шарнир ведущего звена-кривошипа – совершает гармонические колебания относительно осей координат, то можно ожидать, что остальные звенья механизма также будут в том или ином виде подвержены колебаниям с адекватными волновыми движениями. Рассмотрим этот вопрос на примере кривошипно-ползунного механизма.