

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ИЗНОСА ВО ВРАЩАТЕЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Анципорович П.П., Акулич В.К., Дубовская Е.М.

It is necessary to construct hodographs of reactions for estimation of distribution of wearing in elements of turning kinematic pairs. However if both parts of pairs are mobile, the real picture of expected wearing can be received, having presented reaction in mobile systems of the coordinates connected with corresponding parts. The features of definition of reactions in mobile systems of coordinates are represented in this article .

Надежность и долговечность машин и механизмов в значительной мере зависит от работы тех кинематических пар, в которых трение существенно влияет на процесс изнашивания их контактирующих поверхностей. В связи с этим для проектирования оптимальной с точки зрения эксплуатационных показателей машины весьма актуальным является рациональный выбор геометрических параметров, материалов кинематических пар и смазки с учетом износа их элементов. Для правильного выбора материалов, мест подвода смазки и расчета на износостойкость важно знать форму и площадь поверхностей трения и распределение износа.

Наглядную графическую картину в виде эпюр распределения износа по элементам кинематических пар можно получить на основании построения годографов соответствующих реакций [2]. Но при этом нужно учитывать конструктивное оформление кинематической пары. Так, во вращательной кинематической паре, в которой оба звена являются подвижными (например, в кинематической паре кривошип – шатун), реальную картину силового нагружения и ожидаемого износа контактирующих элементов можно получить, если построить годограф соответствующей реакции с привязкой его к одному из подвижных звеньев, т.е. в подвижной системе координат, связанной с данным звеном. Для этого нужно иметь ориентацию соответствующего вектора реакции в локальной подвижной системе координат.

В качестве примера рассмотрим кривошипно-ползунный механизм (рис. 1). Пусть в результате силового расчета определены реакции во вращательных парах A и B - R_{21} и R_{23} для цикла установившегося движения. Используя метод преобразования координат в матричной форме [1], найдем ориентацию этих векторов по отношению к подвижной системе координат $X_2Y_2Z_2$, связанной с шатуном 2. Для этого нужно определить соответствующие углы наклона векторов \bar{R}_{21} и \bar{R}_{23} по отношению к оси X_2 .

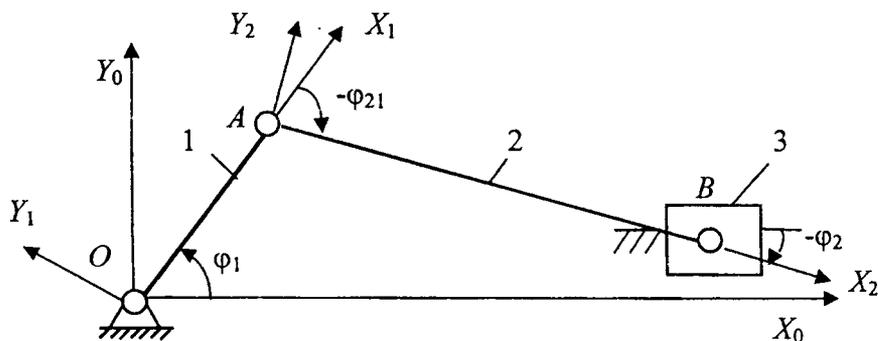


Рис. 1. Кривошипно-ползунный механизм

Матрица M_{02} перехода от системы координат $X_2Y_2Z_2$ к неподвижной системе $X_0Y_0Z_0$ может быть получена в виде

$$M_{02} = M_{01} M_{12},$$

где M_{01} – матрица перехода от системы $X_1Y_1Z_1$, связанной с кривошипом 1, к системе $X_0Y_0Z_0$;

M_{12} – матрица перехода от системы $X_2Y_2Z_2$ к системе $X_1Y_1Z_1$.

$$M_{01} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad M_{12} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{21} & -\sin \varphi_{21} & 0 & l_1 \\ \sin \varphi_{21} & \cos \varphi_{21} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Тогда

$$M_{02} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 & 0 & l_1 \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & l_1 \sin \varphi_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где $\varphi_2 = \varphi_{21} + \varphi_1$ или $\varphi_{21} = \varphi_2 - \varphi_1$.

Для преобразования координат векторов используются матрицы поворота 3×3 . В рассматриваемом случае

$$A_{02} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 & 0 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Матрица поворота A_{20} при переходе от системы $X_0Y_0Z_0$ к системе $X_2Y_2Z_2$ получается путем транспонирования:

$$A_{20} = A_{02}^T = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Таким образом, проекции векторов \bar{R}_{21} и \bar{R}_{23} в системе координат $X_2Y_2Z_2$ получаются из соотношений:

$$R_{21}^{(2)} = A_{20} R_{21}^{(0)}, \quad R_{23}^{(2)} = A_{20} R_{23}^{(0)}$$

или

$$\begin{bmatrix} R_{21}^{X_2} \\ R_{21}^{Y_2} \\ R_{21}^{Z_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{21}^{X_0} \\ R_{21}^{Y_0} \\ R_{21}^{Z_0} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} R_{23}^{X_2} \\ R_{23}^{Y_2} \\ R_{23}^{Z_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{23}^{X_0} \\ R_{23}^{Y_0} \\ R_{23}^{Z_0} \end{bmatrix},$$

откуда

$$\begin{aligned} R_{21}^{X_2} &= R_{21}^{X_0} \cos \varphi_2 + R_{21}^{Y_0} \sin \varphi_2, \\ R_{21}^{Y_2} &= -R_{21}^{X_0} \sin \varphi_2 + R_{21}^{Y_0} \cos \varphi_2, \\ R_{23}^{X_2} &= R_{23}^{X_0} \cos \varphi_2 + R_{23}^{Y_0} \sin \varphi_2, \\ R_{23}^{Y_2} &= -R_{23}^{X_0} \sin \varphi_2 + R_{23}^{Y_0} \cos \varphi_2. \end{aligned}$$

Тогда углы наклона векторов \bar{R}_{21} и \bar{R}_{23} по отношению к оси X_2 (рис. 2) определяются на основании следующих выражений:

$$\begin{aligned} \cos \varphi_{R_{21}} &= \frac{R_{21}^{X_2}}{R_{21}}, & \sin \varphi_{R_{21}} &= \frac{R_{21}^{Y_2}}{R_{21}}; \\ \cos \varphi_{R_{23}} &= \frac{R_{23}^{X_2}}{R_{23}}, & \sin \varphi_{R_{23}} &= \frac{R_{23}^{Y_2}}{R_{23}}. \end{aligned}$$

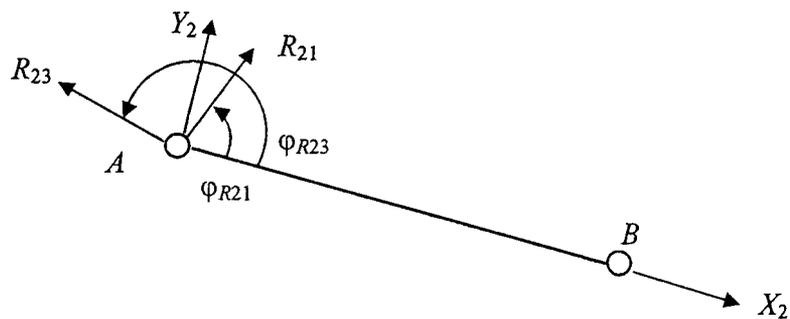


Рис. 2. Представление реакций в подвижной системе координат

Для расчета ожидаемого износа элементов кинематических пар рычажных механизмов необходимо предварительно выполнить кинематический и силовой расчет механизма с учетом неравномерности движения звеньев для ряда последовательных положений в течение цикла установившегося движения. Зная величины и направление реакций в кинематических парах, можно по известной методике, например [1], определить количественные показатели изнашивания для каждого элемента пары за расчетное число циклов работы.

В частности, учитывая, что при установившемся движении цикличность процессов определяется обобщенной скоростью $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ как некоторой функцией обобщенной координаты φ – угла поворота приводного вала машины, то износ за один цикл установившегося движения машины ($\varphi = \varphi_{ц}$) можно определить по формуле

$$u = k \int_0^{\varphi_{ц}} p \frac{v_{ск}}{\omega} d\varphi.$$

Величина $\frac{v_{ск}}{\omega}$ представляет собой аналог скорости скольжения (передаточную функцию). Если звенья 1 и 2 образуют вращательную кинематическую пару, то

$$\frac{v_{ск}}{\omega} = \left| \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega} \right| r = |i_1 - i_2| r,$$

где r – радиус цилиндрических элементов пары; $i_1 = \frac{\omega_1}{\omega}$ и $i_2 = \frac{\omega_2}{\omega}$ – передаточные функции звеньев 1 и 2 (по отношению к начальному звену, которому приписывается обобщенная координата).

Коэффициент износа может быть вычислен по формуле

$$k = \frac{J_u}{P_{ср}},$$

где J_u – интенсивность изнашивания (износ, приходящийся на единицу пути трения), $P_{ср}$ – среднее значение давления p . Величина J_u является функцией физико-математических свойств материала и определяется на основании опытных данных [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Филонов, И.П., Анципорович, П.П., Акулич, В.К. Теория механизмов, машин и манипуляторов. – М.: Дизайн ПРО, 1998. – 656 с.
2. Теория механизмов и механика машин / Под ред. К.В.Фролова. – 3-е изд., стер. – М.: Высш. школа, 2001. – 496 с.
3. Филонов, И.П., Анципорович, П.П., Акулич, В.К., Булгак, Т.И. Повышение долговечности трущихся элементов вращательных кинематических пар механизмов машин на основе моделирования их износа // Современные методы проектирования машин: Респ. межведомств. сб. науч. тр. В 7 т. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – Вып. 2. – Т. 4.
4. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. Кн. 1 / Под ред. И.В. Крагельского и В.В.Алишина. – М.: Машиностроение, 1978 – 400 с.
5. Лукичев Д.М., Тимофеев, Г.А. Расчет износа элементов кинематических пар с использованием ЭЦВМ. – М.: МВТУ, 1984. – 36 с.