

УДК 621.8

Владимиров Э. А., Ковалевский С. В., Залужная Г. В.

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА ШАРНИРОВ
МЕХАНИЗМОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

В процессе проектирования, эксплуатации и ремонта различных рычажных механизмов, которые, в частности, входят и в состав транспортного оборудования, инженеру приходится решать задачи их кинематики и динамики. В процессе эксплуатации механизма, машины или прибора неизбежно происходит износ элементов его кинематических пар (КП). Износ снижает прочность деталей и точность механизма, повышает нагрузку на подшипники, увеличивает вибрации и шум. Значительный износ часто бывает причиной нарушения работоспособности механизма и может привести даже к поломке деталей и выходу машины из строя. Поэтому при проектировании механизма важно знать форму и величину поверхности трения, рассчитать эпюру износа с тем, чтобы правильно выбрать конструкционные и смазочные материалы. Важно также выявить те детали и узлы, которые требуют ремонта ранее других.

Результатом изнашивания в единицах длины, объема или массы называют износом. Графическое изображение распределения значений износа по поверхности трения или по определенным ее сечениям называется эпюрой износа. Износ оценивается толщиной слоя разрушенного материала δ или его массой. Скорость изнашивания определяется величиной износа в единицу времени:

$$\gamma = d\delta / dt = kp^m v_{ck}^n, \quad (1)$$

где k – коэффициент износа;

p – удельное давление в исследуемой точке поверхности трения;

v_{ck} – скорость скольжения в исследуемой точке поверхности трения;

m – показатель степени, зависящий от вида взаимодействия контактирующих поверхностей;

n – показатель степени, зависящий от вида изнашивания.

Для приработанных элементов КП принимают $m=1$ и $n=1$, тогда:

$$\gamma = d\delta / dt = kp v_{ck}. \quad (2)$$

В исследовательской практике известны различные методы определения усилий, действующих в сопряжениях, и напряженного состояния деталей [1, 2]. Решение вопросов повышения долговечности, износостойкости крупногабаритных шарниров машин, непосредственно связано с определением действующих нагрузок, возникающих в сопряжениях, позволяет решать вопросы конструктивного совершенствования узлов трения машин, применение соответствующих материалов и условий смазывания поверхностей трения [3, 4].

С целью исследования влияния различных эксплуатационных факторов на износ подвижных соединений механизмов транспортных машин была сконструирована и изготовлена экспериментальная установка, схема которой представлена на рис. 1.

Из рисунка видно, что в качестве исполнительного механизма применён кривошипно-коромысловый механизм, включающий кривошип 1, выполненный в форме ромба, и два звена: шатун 2 и коромысло 3, образующие структурную группу Ассур второго класса первого вида [5]. С помощью специального устройства по авторскому свидетельству [6] можно изменять форму ромба, тем самым изменяя длину кривошипа и основные метрические характеристики механизма – передаточные функции элементов механизма, в том числе и угол качания коромысла.

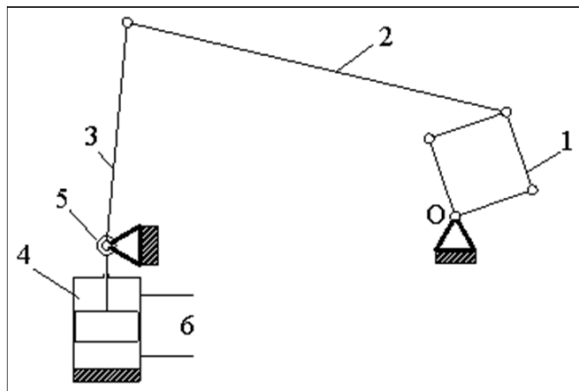


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Исследованию подвергалось подвижное соединение коромысла со стойкой 5, то есть корпусом механизма. Нагружение устройства осуществлялось с помощью гидроцилиндра 4 в результате приложения усилия к коромыслу в районе исследуемой опоры. Патрубки 6 соединяли полости гидроцилиндра с гидродвигателем.

Варьированию подвергались следующие параметры:

- частота вращения кривошипа за счет изменения частоты вращения приводного двигателя или передаточного отношения зубчатого механизма;
- длина кривошипа за счет изменения конфигурации ромба;
- усилие, приложенное к коромыслу;
- исследуемые элементы вращательной кинематической пары, которыми могут быть подшипники скольжения или качения, их размеры;
- условия их смазки и информация о коэффициенте трения контактирующих тел.

В процессе проведения экспериментов износ определяли с помощью специальных датчиков или периодических замеров.

Таким образом, экспериментальная установка может быть использована для определения коэффициентов, входящих в выражения (1) и (2).

С целью использования полученных результатов для расчётов механизмов произвольной структуры нами была разработана компьютерная модель и соответствующее программное обеспечение для проведения расчётов в среде Turbo Pascal [7].

Целью работы является разработка компьютерной модели рычажного механизма, что позволяет оценивать влияние трения в кинематических парах на силовые параметры механизма, такие как реакции в КП, КПД механизма, а также интенсивность износа элементов КП.

Поскольку для реализации поставленной задачи необходимо знать скорости относительного скольжения трущихся пар, нами были разработаны специальные процедуры для определения линейных и угловых скоростей элементов механизмов. Эти процедуры были разработаны для структурных элементов механизмов: кривошипа, структурных групп Ассура и произвольной точки звена.

Рассмотрим обращение к процедурам, которые чаще всего встречаются в расчётной практике.

Для расчёта кривошипа разработана процедура *Kriv.pas*, обращение к которой имеет вид: *Procedure Kriv (Xo, Yo, Loa, Floag, q, i, j, Mas: real; var Xa, Ya, Xa_1, Ya_1, Xa_2, Ya_2: real).*

Входными параметрами являются:

$X_o, Y_o, L_{oa}, F_{loag}$ – координаты оси вращения кривошипа, его длина и угол, определяющий его положение.

Возвращаемыми параметрами являются проекции передаточных функций точки А кривошипа ПФ0, ПФ1 и ПФ2: $X_a, Y_a, X_{a_1}, Y_{a_1}, X_{a_2}, Y_{a_2}$.

Следует отметить, что рассматриваемая процедура не только выполняет расчёты, но и строит на экране изображение звена, так что Mas – это масштаб изображения звена на экране.

Для расчёта группы Ассура первого вида разработана процедура, обращение к которой имеет вид:

```
Procedure Assur1 (Xa, Ya, Xa_1, Ya_1, Xa_2, Ya_2, Xc, Yc, Xc_1, Yc_1, Xc_2, Yc_2, Lab, Lcb, j, q, Mas: real; var Flabg, Flcbg, Flab_1, Flcb_1, Flab_2, Flcb_2: real).
```

Здесь входными параметрами являются проекции линейных ПФ внешних основных КП, а возвращаемыми угловые ПФ звеньев структурной группы и изображение группы на экране.

Для расчёта группы Ассура второго вида разработана процедура, обращение к которой имеет вид:

```
Procedure Assur2 (Xa, Ya, Xa_1, Ya_1, Xa_2, Ya_2, Xn, Yn, Xn_1, Yn_1, Xn_2, Yn_2, Flng, Fln_1, Fln_2, l, Lab, h, lcc, j, q, Mas: real; var Flabg, Flab_1, Flab_2: real).
```

Здесь входными параметрами являются проекции линейной ПФ внешней основной КП и угловые ПФ направляющей ползуна, а возвращаемыми угловые ПФ шатуна и изображение группы на экране.

И, наконец, для определения ПФ произвольной точки звена можно использовать процедуру, обращение к которой имеет вид:

```
Procedure Point (Xa, Ya, Xa_1, Ya_1, Xa_2, Ya_2, Flabg, Flab_1, Flab_2, Las, alfasg, q, Mas: real; r: integer; var Xs, Ys, Xs_1, Ys_1, Xs_2, Ys_2: real).
```

На базе использования процедур Kriv.pas и Assur1 был разработан фрагмент программы для определения ПФ рассматриваемого механизма, схема одного из положений механизма представлена на рис. 2.

На рис. 3 представлены графики передаточных функций коромысла, то есть угол продольной оси коромысла и его первая и вторая производные.

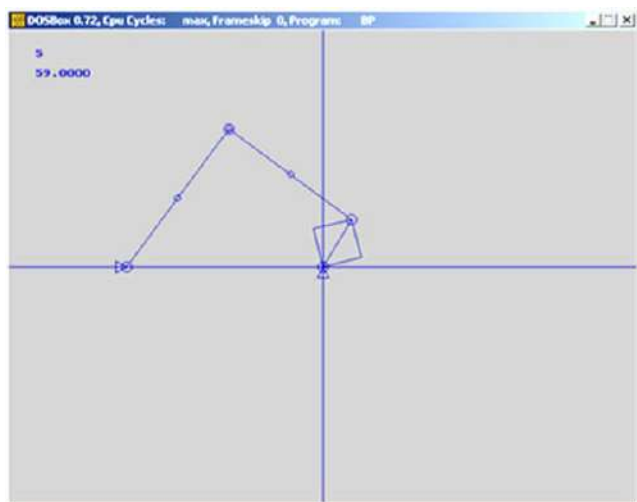


Рис. 2. Схема исполнительного механизма

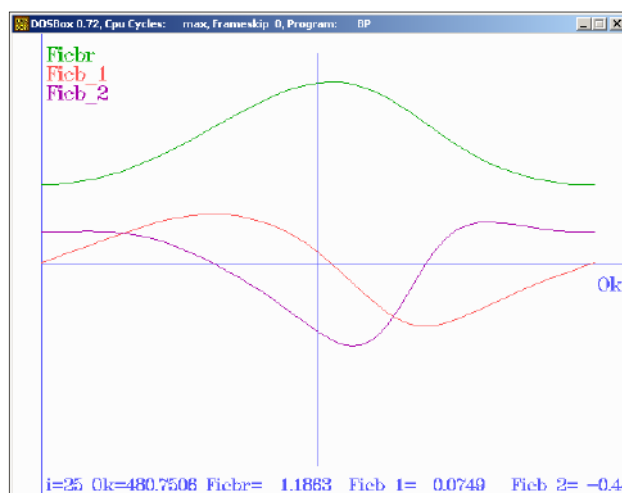


Рис. 3. Графики ПФ коромысла

Следующим этапом программы является определение реакций в КП механизма с учётом трения. Как известно [5], силовой расчёт механизма выполняется по структурным группам, в связи с чем были разработаны специальные процедуры для определения реакций в КП без учёта трения. Обращение к процедуре для силового расчёта группы первого вида имеет вид:

Procedure Sila1 (g2y, g3y: real; xa, ya, xb, yb, xc, yc, mc2, xk2, yk2, p2x, p2y, mf2, xs2, ys2, f2x, f2y, mc3, xk3, yk3, p3x, p3y, mf3, xs3, ys3, f3x, f3y: massiv; var rax, ray, r23x, r23y, rcx, rcy: massiv).

Здесь входными являются параметры, определяющие геометрическую конфигурацию звеньев группы и силы и моменты, действующие на звенья группы. Процедура возвращает значения проекций реакций в КП. В основу алгоритма этой процедуры положена система шести уравнений равновесия статики.

Решение задачи с учётом трения можно получить методом последовательных приближений, который заключается в следующем. После первого приближения, полученного без учёта трения, по заданным коэффициентам трения определяются моменты трения в КП и в качестве внешних силовых факторов прикладываются к звеньям группы и определяется второе приближение реакций. Расчёты продолжаются до тех пор, пока два последовательных приближения будут практически одинаковыми.

На рис. 4 представлена копия экрана с проекциями и модулем реакции в предположении, что на выходное звено механизма стенда действует сила 100000 Н, а коэффициент трения в исследуемом шарнире равен 0,4.

На рис. 5 представлены проекции реакции и её модуль в шарнире В.

Следующим этапом программы является определение массива значений износа в исследуемом шарнире для различных положений кривошипа на основании выражения:

$$Isnos\ C[i] := abs(R30tr[i] \times fc \times rc \times Ficb_1[i] \times om1)/1000,$$

где R30tr[i] – модуль реакции в шарнире;

fc – коэффициент трения;

rc – радиус шарнира;

Ficb_1[i] – угловая ПФ1 коромысла;

om1 – угловая скорость кривошипа.

На рис. 6 приведен график угла поворота коромысла и график износа шарнира на прямом и обратном ходе без учёта того, что их величины суммируются.

На рис. 7 показаны графики износа по часовой и против часовой стрелки, а также суммарный износ.

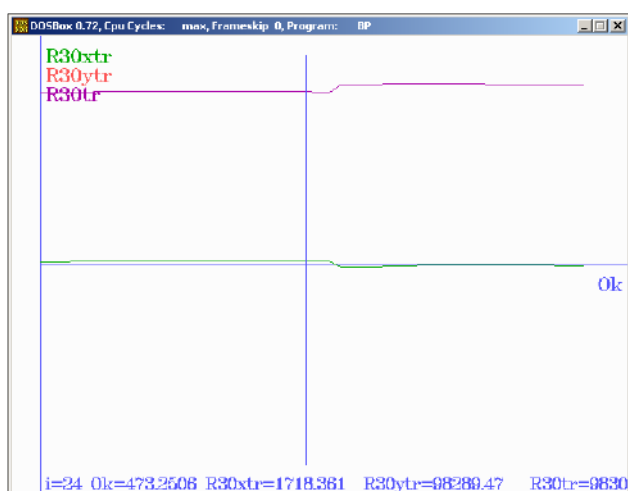


Рис. 4. Проекция и модуль реакции в исследуемом шарнире

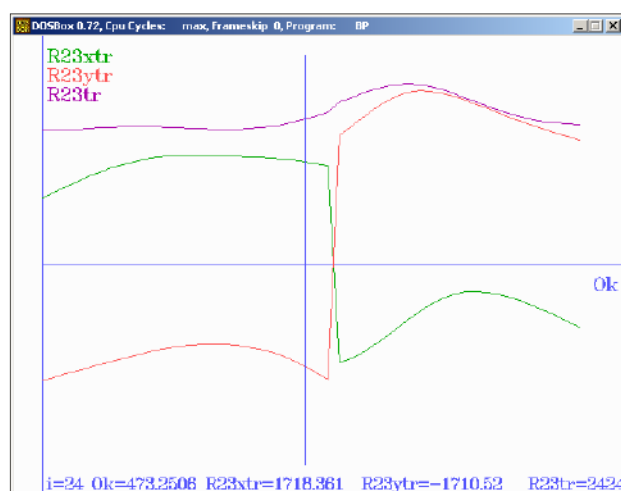


Рис. 5. Проекция реакции и её модуль в шарнире «2-3»



Рис. 6. Графики износа шарнира на прямом и обратном ходе



Рис. 7. Графики суммарного износа

Следует отметить, что полученные результаты носят качественный характер, то есть показывают характер изменения параметров износа без их количественной оценки. Для получения окончательных результатов необходимо проведение натурных экспериментов, обработка полученных результатов с помощью разработанной программы и дальнейшее их использование для расчёта механизмов произвольной структуры.

ВЫВОДЫ

Разработана компьютерная модель расчёта рычажного механизма, содержащего структурные группы первого и второго вида, включающая следующие этапы:

- создание мультимедийной модели механизма;
- определение передаточных функций ПФ0, ПФ1 и ПФ2 всех элементов механизма;
- определение реакций в КП с учётом трения на базе использования метода последовательных приближений;
- определение износа трущихся поверхностей с построением соответствующих эпюр.

Эпюры износа при этом носят качественный характер и могут быть использованы для сравнения интенсивности износа различных элементов механизма.

В свою очередь результаты испытаний на экспериментальной установке позволяют дать количественную оценку интенсивности износа.

Полученные результаты следует распространить и на механизмы, содержащие группы Ассур третьего, четвёртого и пятого видов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Токарь И. Я. Проектирование и расчёт опор трения / И. Я. Токарь. – М. : Машиностроение, 1971. – 168 с.
2. Лихачёв В. С. Испытание тракторов / В. С. Лихачёв. – М. : Машиностроение, 1974. – 286 с.
3. Логинов В. Н. Электрические измерения механических величин / В. Н. Логинов. – М. : Энергия, 1970. – 236 с.
4. Крагельский И. В. Узлы трения машин / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – М. : Машиностроение, 1984. – 210 с.
5. Фролов К. В. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / К. В. Фролов, А. К. Попов, Д. М. Мусатов. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.
6. А. с. 842313 СССР, МКИ F16 H21 / 08. Кривошипно-шатунный механизм / Е. А. Степанов, Н. Я. Шевченко, С. В. Ковалевский (Всесоюзный научно-исследовательский институт соляной промышленности). – Заявл. 01.08.79 ; опубл. 30.06.81, Бюл. № 24.
7. Фаронов В. В. Турбо Паскаль. Начальный курс : учебное пособие / В. В. Фаронов. – М. : Нолидж, 1999. – 616 с.