

Рисунок 2 – Движение автомобиля по косогору

Поскольку корпус маховика будет подвижен, то и выходной вал также будет подвижен. Поэтому следует предусмотреть гибкий вал в трансмиссии модели. В качестве такой гибкой связи может выступать, например, резиновый вал.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гуля Н.В. Инерционные аккумуляторы энергии. //Воронеж, 1973, 240 с. 2. Пирч А.И., Саболевский А.К., Ходор А.Л. Разработка кинематической схемы и определение основных параметров автомобиля с маховичным двигателем. В сб. «Материалы научной конференции учащихся, студентов и аспирантов, посвященной 85-летию БНТУ». Минск, 15-17 ноября 2005 г. – Мн., БНТУ, 2005, с. 152 -157. 3. Саболевский А.К., Астахов Э.И. Определение динамических моментов и реакций на корпусе мобильной машины с маховичным двигателем. //Машиностроение. – Мн., 2006. Вып. 22. 4. Астахов Э.И., Пирч А.И., Саболевский А.К. Определение параметров физической модели мобильной машины с маховичным двигателем. //Теоретическая и прикладная механика – Мн., 2007. Вып. 22, с.233-237.

УДК 621.01

Гарах В.А., Астахов Э.И.

### ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ГУСЕНИЦ

Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь

В предыдущей работе [1] было рассмотрено динамическое исследование движения рычажного механизма стенда для испытания гусениц с определением действительной скорости и ускорения входного звена. В данной работе ставится задача определения динамической нагруженности подшипников рычажного механизма стенда с определением векторов действия реакций.

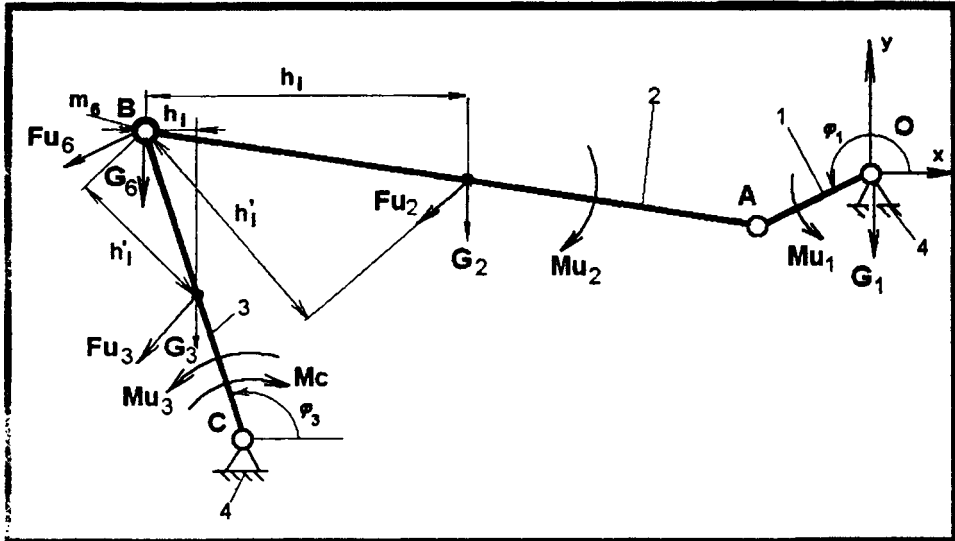


Рисунок 1. Внешние силы на рычажном механизме станда

Расчёт начинается с определения действительных скоростей и ускорений точек звеньев механизма по найденной скорости  $\omega_1$  и ускорению  $\varepsilon_1$  входного звена – кривошипа 1 (рис. 1). Подвижная рама станда условно приведена к массе  $m_2$  в точке B.

Действительные скорости  $V$  и  $\omega$  звеньев определяем по ранее рассчитанным в работе [1] аналогам скоростей  $U$ :

$$\begin{aligned}
 V_B &= U_B \cdot \omega_1; \\
 V_{S2x} &= U_{S2x} \cdot \omega_1; \\
 V_{S2y} &= U_{S2y} \cdot \omega_1; \\
 V_{S2} &= \sqrt{V_{S2x}^2 + V_{S2y}^2}; \\
 V_{S3x} &= U_{S3x} \cdot \omega_1; \\
 V_{S3y} &= U_{S3y} \cdot \omega_1; \\
 V_{S3} &= \sqrt{V_{S3x}^2 + V_{S3y}^2}; \\
 \omega_2 &= U_{21} \cdot \omega_1; \\
 \omega_3 &= U_{31} \cdot \omega_1.
 \end{aligned}$$

Действительные ускорения  $a$  и  $\varepsilon$  звеньев определяем по ранее рассчитанным аналогам ускорений  $W$  и аналогам скоростей  $U$ :

$$\begin{aligned}
 a_{Bx} &= W_{Bx} \cdot \omega_1^2 + U_{Bx} \cdot \varepsilon_1; \\
 a_{By} &= W_{By} \cdot \omega_1^2 + U_{By} \cdot \varepsilon_1; \\
 a_B &= \sqrt{a_{Bx}^2 + a_{By}^2}; \\
 a_{S2x} &= W_{S2x} \cdot \omega_1^2 + U_{S2x} \cdot \varepsilon_1; \\
 a_{S2y} &= W_{S2y} \cdot \omega_1^2 + U_{S2y} \cdot \varepsilon_1; \\
 a_{S2} &= \sqrt{a_{S2x}^2 + a_{S2y}^2}; \\
 a_{S3x} &= W_{S3x} \cdot \omega_1^2 + U_{S3x} \cdot \varepsilon_1; \\
 a_{S3y} &= W_{S3y} \cdot \omega_1^2 + U_{S3y} \cdot \varepsilon_1; \\
 a_{S3} &= \sqrt{a_{S3x}^2 + a_{S3y}^2};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_2 &= W_{21} \cdot \omega_1^2 + U_{21} \cdot \varepsilon_1; \\ \varepsilon_3 &= W_{31} \cdot \omega_1^2 + U_{31} \cdot \varepsilon_1.\end{aligned}$$

Внешние силы на звеньях, учитываемые при силовом расчёте:

– момент сопротивления  $M_C$ , определяемый по экспериментально заданной характеристике сил сопротивления, возникающих при закручивании шарнира трака гусеницы:

$$M_C = M_C(\varphi_3);$$

– силы веса  $G_i = m_i \cdot g$ ,

где  $m_i$  – массы элементов звеньев механизма.

При кинетостатическом методе расчёта без учёта сил трения (по принципу Д'Аламбера) определяются инерционные нагрузки  $F_{Ui}$ ,  $M_{Ui}$  подвижных звеньев:

$$\begin{aligned}F_{u2x} &= -m_2 \cdot a_{S2x}; & F_{u3x} &= -m_3 \cdot a_{S3x}; & F_{u6x} &= -m_6 \cdot a_{Bx}; \\ F_{u2y} &= -m_2 \cdot a_{S2y}; & F_{u3y} &= -m_3 \cdot a_{S3y}; & & \\ F_{u6y} &= -m_6 \cdot a_{By}; & & & & \\ M_{u1} &= -J_{np}' \cdot \varepsilon_1; & M_{u2} &= -J_{S2} \cdot \varepsilon_2; & M_{u3} &= -J_{S3} \cdot \varepsilon_3.\end{aligned}$$

Далее отделяется статически определяемая структурная группа второго класса звеньев 2–3, а в местах отделения звеньев показываются реакции в кинематических парах со стороны отделения отсоединённых звеньев (рис. 2).

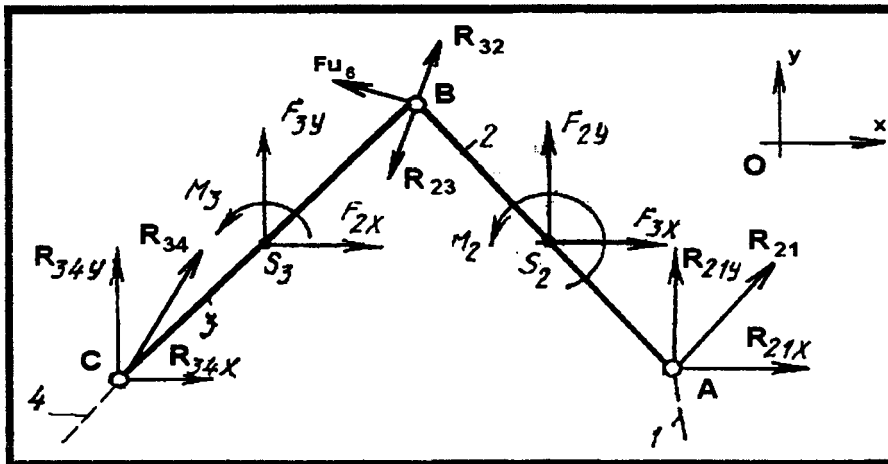


Рисунок 2. Реакции в кинематических парах механизма

Методика аналитического силового расчета заключается в аналитическом решении уравнений равновесия звеньев и структурных групп в виде проекций сил на оси координат.

При записи уравнений моментов относительно точки  $B$  исходим из того, что момент силы относительно этой точки равен векторному произведению радиус-вектора  $\vec{r}$ , соединяющего точку  $B$  с точкой приложения силы  $F_i$ .

Тогда система уравнений будет иметь вид:

$$\begin{cases} R_{21x} + F_{2x} + F_{6x} + F_{3x} + R_{34x} = 0; \\ R_{21y} + F_{2y} + F_{6y} + F_{3y} + R_{34y} = 0; \\ (x_A - x_B) \cdot R_{21y} - (y_A - y_B) \cdot R_{21x} + M_2 + (x_{S2} - x_B) \cdot F_{2y} - (y_{S2} - y_B) \cdot F_{2x} = 0; \\ (x_C - x_B) \cdot R_{34y} - (y_C - y_B) \cdot R_{34x} - M_C + M_2 + (x_{S3} - x_B) \cdot F_{2y} - (y_{S3} - y_B) \cdot F_{3x} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где

$$F_{2x} = F_{u2}^x; F_{2y} = F_{u2}^y - G_2;$$

$$F_{3x} = F_{u3}^x; F_{3y} = F_{u3}^y - G_3;$$

$$F_{6x} = F_{u6}^x; F_{6y} = F_{u6}^y - G_6;$$

$x_A, y_A, x_B, y_B, x_C, y_C, x_{S2}, y_{S2}, x_{S3}, y_{S3}$  – координаты точек  $A, B, C, S_2, S_3$ .

Система из четырёх уравнений с четырьмя неизвестными (1) решается методом Гаусса по методике литературы [2].

По рассчитанным проекциям находятся модули реакций:

$$R_{21} = \sqrt{R_{21x}^2 + R_{21y}^2}, \quad R_{34} = \sqrt{R_{34x}^2 + R_{34y}^2}.$$

Полярные углы векторов реакций:

$$\gamma_{21} = \arctg \frac{R_{21y}}{R_{21x}}; \quad \gamma_{34} = \arctg \frac{R_{34y}}{R_{34x}}.$$

Внутреннюю реакцию  $\overline{R_{23}} = -\overline{R_{32}}$  во вращающейся паре  $B$  определяем из уравнения равновесия сил одного звена, например, звена 2.

$$R_{21x} + F_{2x} + F_{6x} + R_{23x} = 0;$$

$$R_{21y} + F_{2y} + F_{6y} + R_{23y} = 0.$$

Полная реакция  $R_{23} = \sqrt{R_{23x}^2 + R_{23y}^2}$ .

Также, для определения реакции  $R_{14}$  в кривошипе со стороны стойки 4, производился силовой расчёт входного звена с приложением реакции  $\overline{R_{12}} = -\overline{R_{21}}$  и уравновешивающего момента  $\overline{M}_{yp}$ :

$$M_{yp} = -R_{12x} \cdot x_B + R_{12y} \cdot y_B - M_{u1};$$

$$R_{14x} + R_{12x} = 0;$$

$$R_{14y} + G_1 + R_{12y} = 0;$$

$$R_{14} = \sqrt{R_{14x}^2 + R_{14y}^2}.$$

По указанной методике разработана программа динамического силового расчёта на языке Delphi 7, позволяющая получить графическую интерпретацию результата в виде годографов реакций.

Расчёт рычажного механизма проводился при следующих исходных данных:

– размеры звеньев:

$$l_1 = l_{OA} = 0,07425 \text{ м};$$

$$l_2 = l_{AB} = 0,739 \text{ м};$$

$$l_3 = l_{BC} = 0,3165 \text{ м};$$

– массы:

$$m_1 = 8,9 \text{ кг};$$

$$m_2 = 21,9 \text{ кг};$$

$$m_3 = 125 \text{ кг};$$

$$m_6 = 709 \text{ кг};$$

– средняя угловая скорость кривошипа  $\omega_{1, \text{cp}} = 31,4 \frac{1}{\text{с}}$ ;

– осевые моменты инерции  $J_{Si}$  относительно центров масс  $S_i$ :

$$J_{S1} = 0,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S2} = 0,498 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{S3} = 0,91 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

– величина момента сопротивления  $M_c$  находится в диапазоне  $\pm 452 \text{ Нм}$

Результаты определения реакций в подшипниках кривошипно-коромыслового механизма представлены на рисунке 3.

Из рисунка 3 следует: полярные диаграммы реакций в подшипниках  $A$   $O$  практически совпадают из-за малой величины  $G_j$ ; полярные диаграммы реакций в подшипниках  $B$  и  $C$  также близки по форме, что отражает характер их нагружения. Наибольшие величины реакций подшипников в положении № 9 при  $\varphi = 62^\circ$ . В этом, наиболее нагруженном, положении реакции  $\bar{R}_{14} \approx \bar{R}_{12} \perp \bar{R}_{23} \approx \bar{R}_{34}$ , что обусловлено конструктивной особенностью механизма натяжения. Следует также отметить, что все реакции, возникающие в подшипниках, изменяются с основной частотой  $f = \frac{n_1}{60} = 5 \text{ Гц}$  вращения кривошипа.

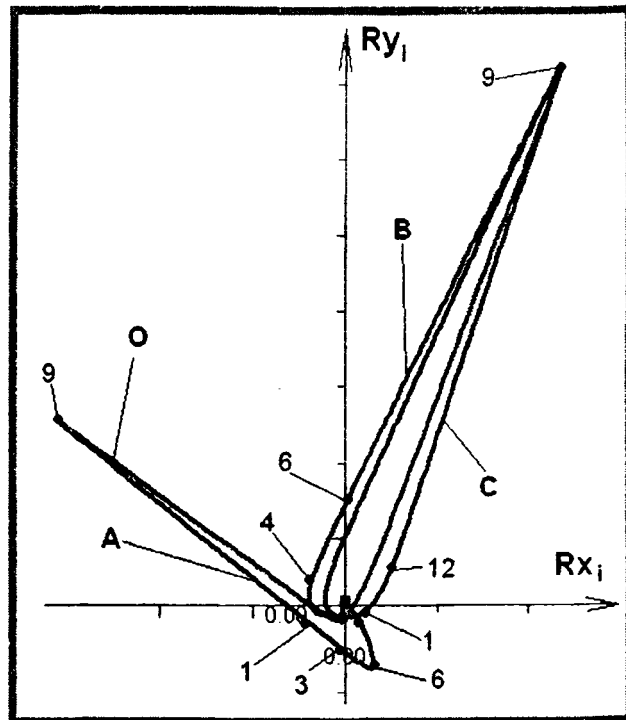


Рисунок 3. Полярные диаграммы нагружения подшипников

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гарах В.А., Астахов Э.И. Динамический анализ движения рычажного механизма стенда для испытания гусениц // Теоретическая и прикладная механика. – 2007. – Вып.22. с. 241-246.
2. Стенд для испытания гусениц. Инструкция по эксплуатации. / Под ред. Ч.И. Ждановича. – Мн.: БНТУ, 2005.
3. Элементы линейной алгебры и аналитической геометрии: Учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов / Под ред. Воднева В.Т. – 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 272 с.

УДК 631.33.024.2/.3

*Красноружский И.В., Мрочек Ж.А., Макеев В.В.*

### КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДЛЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДРЕВЕСИНЫ ТОРЦОВО-ПРЕССОВОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

*Белорусский государственный университет транспорта  
Гомель, Беларусь*

Проблема экономии материальных и энергетических ресурсов в настоящее время приобрела особую актуальность в связи с изменившимися экономическими условиями хозяйствования. Многие предприятия стремятся провести внедрение недорогостоящих, но качественных деталей для узлов трения. Одними из таких деталей являются подшипники скольжения на основе природного композиционного материала – модифицированной прессованной древесины. Применение их в узлах трения приводит к улучшению технико-