

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ УРАВНОВЕШЕННЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ СТЕНДА

Гарах В.А., Астахов Э.И.

Белорусский национальный технический университет, Минск

For swivel the mechanism of the stand, reformative rotary movement of a crank in back and forth motion scale-beams with tested caterpillar tapes, is resulted a technique of caterpillar modelling on a computer dynamic loading his bearings with construction of polar diagrams of reactions. For three variants of circuits of the counterbalanced mechanisms (with a flywheel on a crank) results of modelling as polar diagrams loading bearings are shown. The best results are given with the circuit with a flywheel on a crank and with counterbalance on scale-beam and a crank.

Для реализации контроля качества гусениц и проверки их на соответствие возникающему нагрузочному циклу на кафедре «Тракторы» автотракторного факультета была разработана схема и конструкция стенда для испытания гусениц, который имитирует натяжение гусеничной ленты и моделирует её работу при движении трактора. Стенд изготовлен и эксплуатируется на МТЗ; состоит из следующих основных узлов и агрегатов: электродвигателя, сцепления, коробки перемены передач, механизма привода рамы и натяжения гусеничных лент [1].

Общий вид механизма натяжения представлен на рисунке 1.

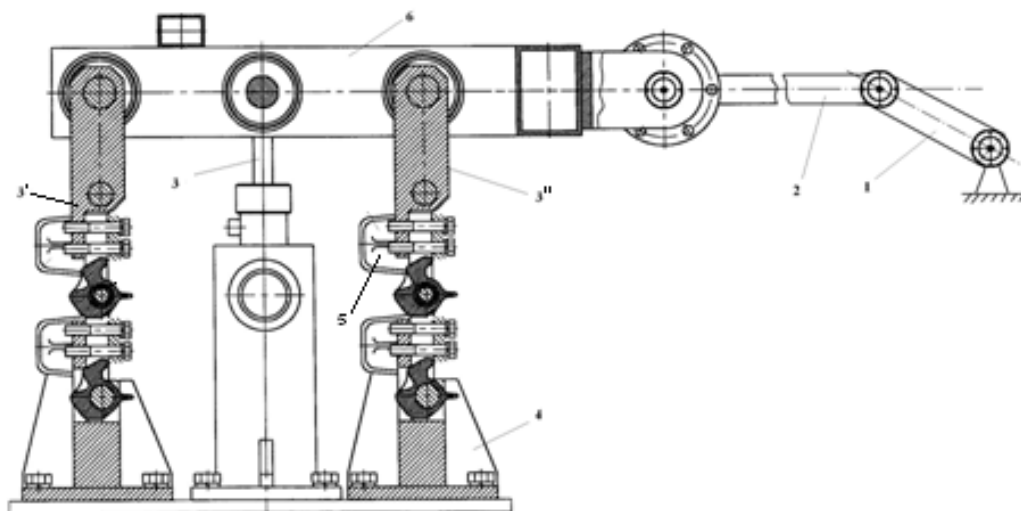


Рис. 1. Рычажный механизм стенда;

1 – кривошип; 2 – шатун; 3, 3', 3'' – коромысла; 4 – корпус; 5 – звенья гусениц; 6 – подвижная рама.

Кривошипно-шатунный механизм стенда предназначен для преобразования вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное движение рамы 6 для получения максимальных амплитудных значений поворота звеньев гусениц 5. Удалив пассивные звенья 4, получим расчётную кинематическую схему механизма без избыточных (пассивных) связей (рис. 2) с обобщённой координатой φ_1 угла поворота ведущего кривошипа 1.

Задачей работы является разработка методики численного моделирования динамической нагруженности подшипников механизма стенда, разработка схем

уравновешенных механизмов и анализ их эффективности на динамическую нагруженность подшипников.

Ранее в работе [2] авторами разработана методика динамического анализа движения неуравновешенного механизма станда под действием момента сопротивления M_3 на коромысле 3

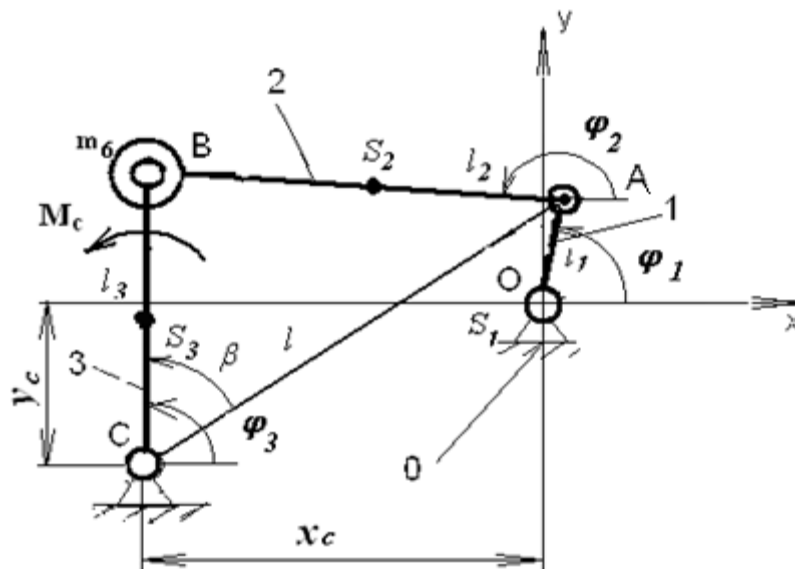


Рис. 2. Кинематическая схема механизма без пассивных звеньев

и движущего момента $M_a \approx const$ (при установившемся движении) на кривошипе 1 с учетом действительных масс m_i и осевых моментов инерции J_{Si} звеньев неуравновешенного механизма. Показано, что в неуравновешенном механизме довольно резко меняется угловая скорость ω_i и угловое ускорение ε_i ведущего кривошипа 1, и предложено для улучшения равномерности вращения кривошипа 1 установить добавочный маховик. В работе [3] авторами разработана методика численного моделирования расчета динамических реакций в подшипниках механизма станда от действия момента сопротивления M_C , сил веса G_i , инерционных сил F_{ui} и моментов M_{ui} звеньев.

На основании этих работ [2, 3] авторами разработана единая программа «DINAMIKA-S» на языке Delphi 7 численного моделирования динамических реакций в подшипниках O, A, B, C механизма станда (рис. 2). Программа включает в себя подпрограммы кинематического анализа механизма с определением координат, аналогов скоростей и аналогов ускорений точек A, B, C механизма и центров масс S_i ; определение закона движения входного кривошипа 1 методом Мерцалова Н.И. от действия момента сопротивления M_C на коромыслах и сил веса G_i звеньев с определением действительных угловых скоростей ω_{li} и угловых ускорений ε_{li} ; силовой расчет механизма от действия момента сопротивления M_C , сил веса G_i , инерционных сил F_{ui} и моментов M_{ui} звеньев с определением реакций R_O, R_A, R_B, R_C в подшипниках. По этой программе проводились расчеты для N точек внутри цикла $\varphi_1 = 0 \div 360^\circ$ и по результатам в программе велось построение полярных диаграмм нагруженности подшипников.

Результаты расчета динамической нагруженности подшипников неуровненного механизма на рисунке 1 показаны на рисунке 3. Как видно из полярных диаграмм нагруженности подшипников в данном случае имеются значительные максимальные реакции R_O, R_A, R_B, R_C в крайнем положении 7, достигающие 71725 Н и резкая вытянутость этих диаграмм по оси 7-го положения. Это приводит при работе к неравномерной нагруженности подшипников и развальцовке их в указанном направлении.

Для улучшения равномерности вращения кривошипа 1 предусмотрено закрепление на его валу маховика (рисунок 1). По заданному коэффициенту неравномерности $\delta = 0.02$ методом Мерцалова Н.И. рассчитан необходимый момент инерции маховика $J_M = 103.2342 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

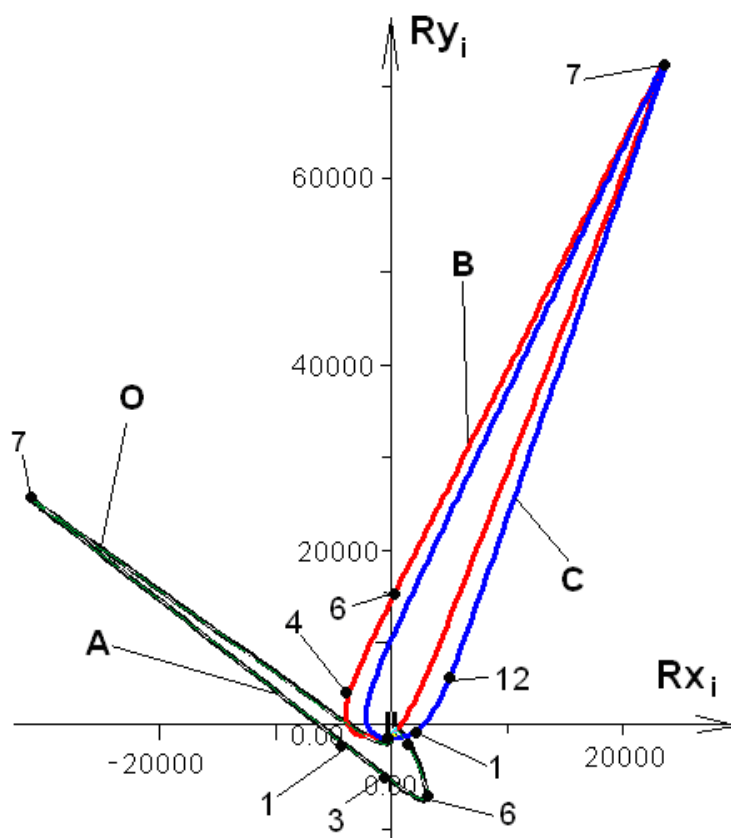


Рис. 3. Полярные диаграммы нагруженности подшипников неуровненного механизма

(при $\omega_{1,\varphi} = 31.4 \text{ рад/с}$) по методике работ [2] и [4], а затем по методике работы [3] рассчитаны реакции в подшипниках механизма с маховиком.

Полярные диаграммы нагруженности подшипников для этого варианта показаны на рисунке 4. Как видно, в данном случае кривые диаграмм стали более пологими и близкими к овальным, максимальные реакции уменьшились до 45385 Н , что приводит к более равномерному износу подшипников и повышение их долговечности.

Для дальнейшего уменьшения нагруженности подшипников предложена схема статически уравновешенного механизма с одним противовесом 8 массой m_{n1} на продолжении кривошипа 1 и другим противовесом 7 массой m_{n3} на основ-

ном коромысле 3 (рисунок 5). Массы противовесов m_n рассчитаны по методике литературы [4], заменяя статически массы звеньев m_i замещающими массами m_i' и m_i'' в подшипниках i -го звена по следующим формулам:

$$m_1 = m'_{1,O} + m''_{1,A}, \text{ где } m'_{1,O} = m_1 \cdot \frac{l_{AS_1}}{l_{OA}};$$

$$m_2 = m'_{2,A} + m''_{2,D}, \text{ где } m'_{2,A} = m_2 \cdot \frac{l_{S_2}}{l_{AD}};$$

$$m_3 = m'_{3,B} + m''_{3,C}, \text{ где } m'_{3,B} = m_3 \cdot \frac{l_{BS_3}}{l_{BC}};$$

$$m_{n1} = \frac{(m''_{1,A} + m'_{2,A}) \cdot l_{OA}}{l_{O,S_8}}, \quad m_{n3} = (m_6 + m''_D + 3 \cdot m'_{3,B}) \cdot \frac{l_{CB}}{l_{CS_7}}.$$

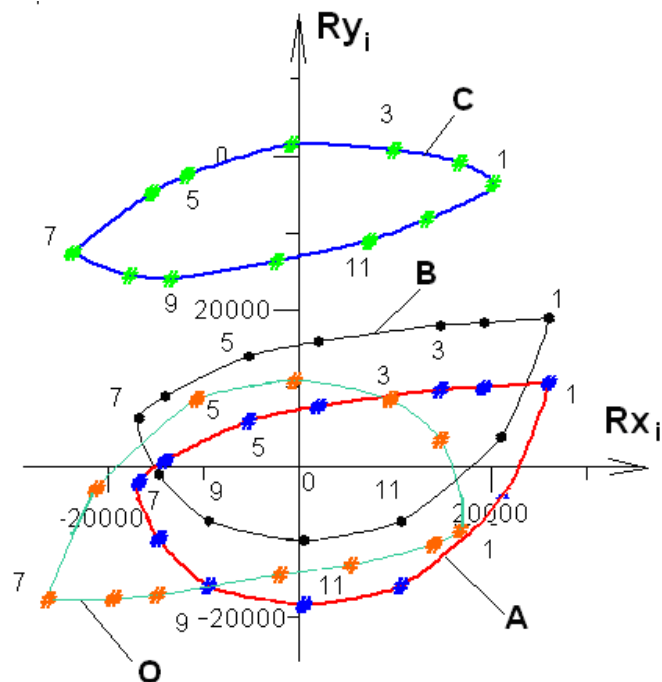


Рис. 4. Полярные диаграммы нагруженности неуравновешенного механизма с маховиком

При параметрах исходного неуравновешенного механизма:
 размеры: $l_{OA} = 0.0742i$; $l_{AB} = 0.739i$; $l_{BC} = 0.3165i$; $l_{OS_1} = 0i$; $l_{BS_3} = 0.1583i$;
 $l_{CS_7} = 0.3165i$; $l_{OS_8} = 0.1i$; массы: $m_1 = 8.9$ кг; $m_2 = 21.9$ кг; $m_3 = 12.5$ кг;
 $m_6 = 70.9$ кг; получены массы противовесов: $m_{n1} = 8.13$ кг; $m_{n3} = 119.35$ кг.

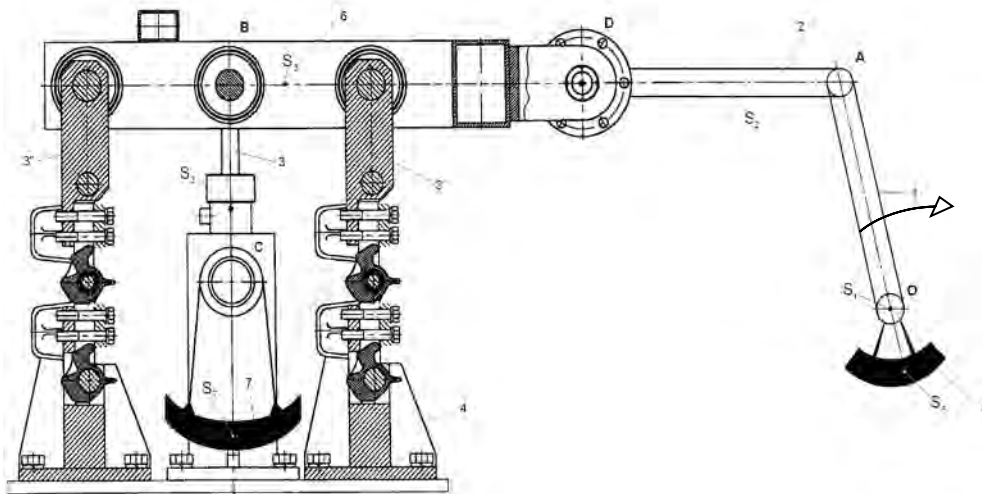


Рис. 5. Уравновешенный механизм с противовесами
7 – противовес на коромысле; 8 – противовес на кривошипе

Полярные диаграммы реакций в подшипниках уравновешенного механизма на рисунке 5 представлены на рисунке 6. В уравновешенном механизме с противовесами, как видно из рисунка 6, полярные диаграммы реакций подшипников стали менее вытянутыми в виде заостренных овалов, максимальные реакции уменьшились до 40053 Н, что уменьшит износ и повысит долговечность подшипников.

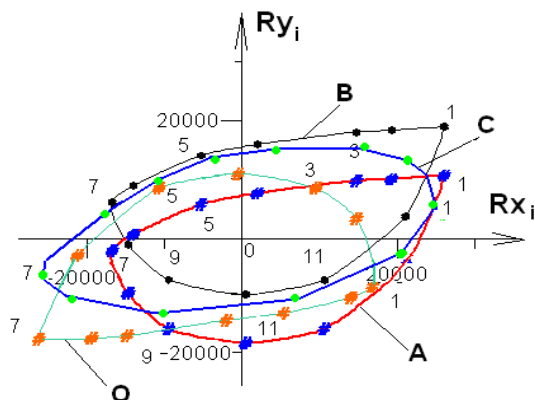


Рис.6. Полярные диаграммы реакций в подшипниках O, A, B, C механизма с противовесами

Для дальнейшего уменьшения нагруженности подшипников целесообразно провести оптимизацию параметров противовесов 7 и 8 на коромысле и кривошипе, произведя перебор параметров масс, расстояний и углов противовесов.

Литература

1. Стенд для испытания гусениц. Инструкция по эксплуатации. / Под ред. Ч.И. Ждановича: - БНТУ, 2005. 2. 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. 3. Гарах В.А., Астахов Э.И. Динамический анализ нагруженности подшипников рычажного механизма стенда для испытания гусениц // Машиностроение. Республ. межведомств. сб. научных трудов. – 2007. – Вып.23, с. 307-311. 4. Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов. – М.: Машиностроение, 1982, 256с. ил.