

УДК 621.01

Силовой анализ уравновешенного ударного механизма переменной структуры

Эргешов Б.Т. - ЖАГУ

В статье приведены результаты силового анализа существующего и уравновешенного МПС. Анализ проведен для идеального ударного МПС, т.е. без учета зазоров и сил трения в кинематических парах и в предположении, что звенья механизма абсолютно жесткие. Расчеты сил действующих на шарниры ударного механизма проводим, используя принцип Д'Аламбера. На рис.1. приведена расчетная схема для ударного МПС.

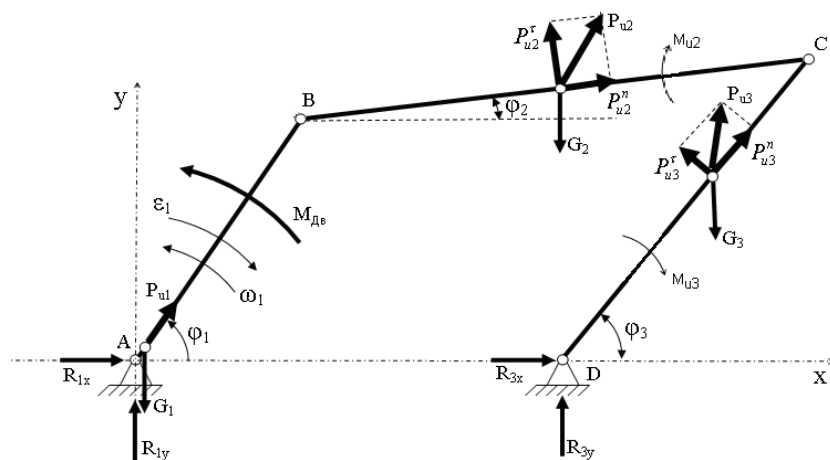


Рис.1. Расчетная схема ударного механизма.

где P_{ui} – силы инерции звеньев, Н, $i = 1, 2, 3, \dots$;

M_{ui} – момент инерции звеньев, Н·м;

G_i – силы тяжести звеньев, Н;

R_{ix}, R_{iy} – реакции в опорах механизма, Н;

φ_i – функции положения механизма, град.

Расчет начинаем с ведущего звена (рис.2). здесь $P_{дв}$ движущая сила определяемая

как $P_{дв} = \frac{M_{дв}}{l_1}$ и равная по величине воздействию со стороны звена 2.

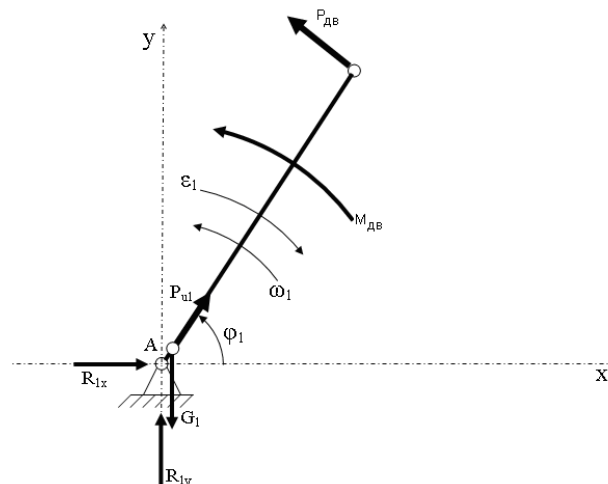


Рис.2. Схема сил действующих на кривошип существующего механизма

Как видим из рис.2, после проецирования всех сил на оси X и Y можно определить реакцию на опоре 1:

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}$$

$$R_{1x} = P_1 \sin \varphi_1 - P_{u1} \cos \varphi_1 \quad (1)$$

$$R_{1y} = G_1 - P_1 \cos \varphi_1 - P_{u1} \sin \varphi_1 \quad (2)$$

где G_1 - сила тяжести кривошипа, Н.

Переходим к определению силы инерции второго звена(шатуна). Для этого нам нужно представить 2-го звена, сохраняя масштабы μ_l и μ_a (рис.2). Как известно масштаб плана ускорений принимается как:

$$\mu_a = \omega_1^2 \mu_l$$

В соответствии с [1], пишем следующие векторные уравнения:

$$\overline{a_B} = \overline{a_B^n} + \overline{a_B^t} \quad (3)$$

так как кривошип вращается равномерно, то тангенциальное ускорение точки **B** будет равно нулю, а полное ускорение этой точки будет равно нормальному: $a_B = a_B^n = \omega_1^2 l_1$;

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^t} \quad (4)$$

Нормальное относительное ускорение

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 l_2$$

Тангенциальное относительное ускорение

$$a_{CB}^t = \varepsilon_2 l_2$$

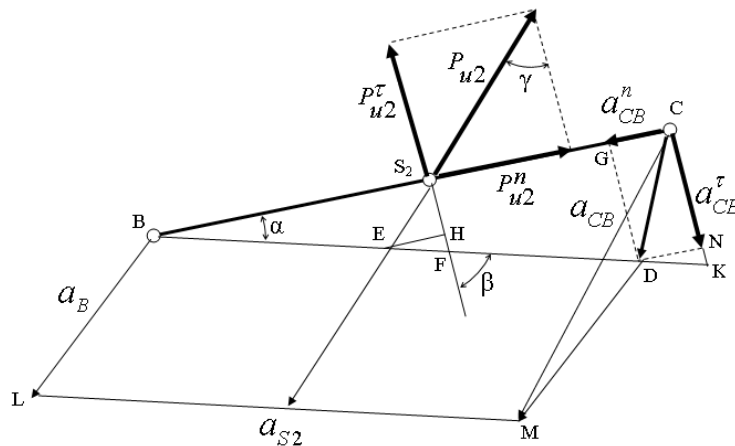


Рис.3. План ускорений шатуна.

Как видим из рисунка 2 ускорение центра тяжести

$$a_{S2} = a_B + a_{S2}^t$$

Отсюда $a_{S2}^t = S_2 E = \sqrt{\Delta}$

Из треугольника ВКС имеем, если центр тяжести S_2 находится в середине шатуна, то

$$CK = \frac{GD \cdot l_2}{l_2 - CG}$$

Отсюда $CG = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a}$, $GD = \frac{a_{CB}^t}{\mu_a}$ - чертежные величины нормального и тангенциального относительных ускорений.

Следовательно, из условия тождества

$$S_2 F = \frac{r_{c2}}{l_2} CK$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{CK}{l_2}\right) \quad NK = CK - GD$$

Отсюда $r_{c2} = BS_2$

Тогда

$$HF = \frac{r_{c2}}{l_2} NK$$

$$EF = \frac{HF}{\sin \alpha}$$

Из треугольника EFH имеем

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha$$

Теперь можно определить значение Δ по теореме косинусов

$$\Delta = S_2 E^2 = EF \cdot S_2 F^2 - 2 \cdot EF \cdot S_2 F \cdot \cos \beta$$

Следовательно

$$\gamma = \arccos(T)$$

Отсюда

$$T = \frac{S_2 E^2 + S_2 F^2 - EF^2}{2 \cdot S_2 E \cdot S_2 F}$$

Зная величину a_{S_2} и угла γ можно определить значение и направление силы инерции второго звена, разлагая ее по звену 2 и перпендикулярно ему

$$\left. \begin{aligned} P_{u2} &= -m_2 a_{S_2} \\ P_{u2}^n &= P_{u2} \sin \gamma \\ P_{u2}^t &= P_{u2} \cos \gamma \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Аналогично из этих же рассуждений определяются значение сил и для звена 3 (рис.4.)

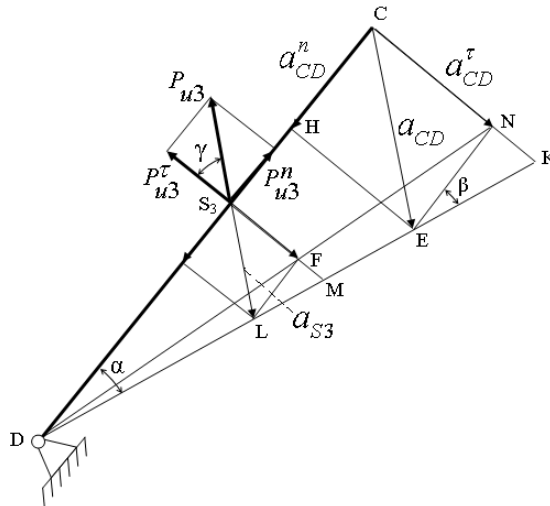


Рис.4. План ускорений коромысла

Зная величины и направления сил инерций всех звеньев, можем приступить к определению реакции в шарнире D. Для этого построим план сил на основе векторного уравнения сил, действующих на звенья 1,2 и 3

$$\overline{R_1} + \overline{R_3} + \overline{P_1} + \overline{P_{u1}} + \overline{P_{u2}} + \overline{P_{u3}} + \overline{G_1} + \overline{G_2} + \overline{G_3} = 0 \quad (6)$$

Как видим из рисунка 1 после проецирования всех сил на оси X и Y можно определить реакцию на шарнире 3:

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \quad (7)$$

$$R_{3x} = P_{u2}^r \sin \varphi_2 - P_{u2}^n \cos \varphi_2 - R_{1x} - P_{u1} \cos \varphi_1 - P_{u3}^n \cos \varphi_3 + P_{u3}^r \sin \varphi_3 - P_1 \sin \varphi_1$$

$$R_{3y} = G_1 + G_2 + G_3 - P_{u2}^r \cos \varphi_2 - P_{u2}^n \sin \varphi_2 - R_{1y} - P_{u1} \sin \varphi_1 - P_{u3}^n \sin \varphi_3 + P_{u3}^r \cos \varphi_3 - P_1 \cos \varphi_1$$

где G_1, G_2, G_3 - силы тяжести кривошипа, шатуна и коромысла, Н.

Результаты расчетов приведены на рис.5.

Авторами [2] для уменьшения значений динамических нагрузок (реакций) в кинематических парах, а соответственно и вибрации ручных ударных машин на основе МПС, была предложена новая схема уравновешенного ударного МПС, расчетная схема, которого имеет следующий вид (рис.6).

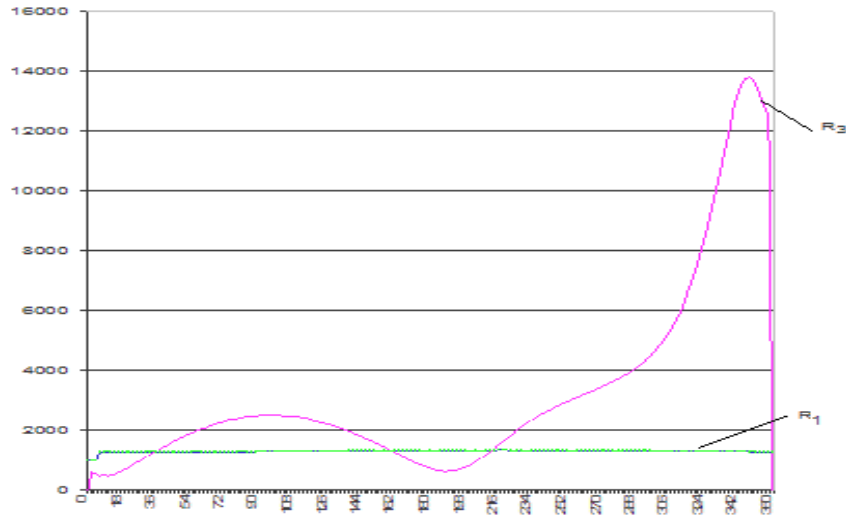


Рис.5. Реакции в шарнирах существующего механизма

Как видим из рисунка, центры масс звеньев уравновешенного МПС расположены на продолжениях звеньев и смещены на некоторую величину относительно опор.

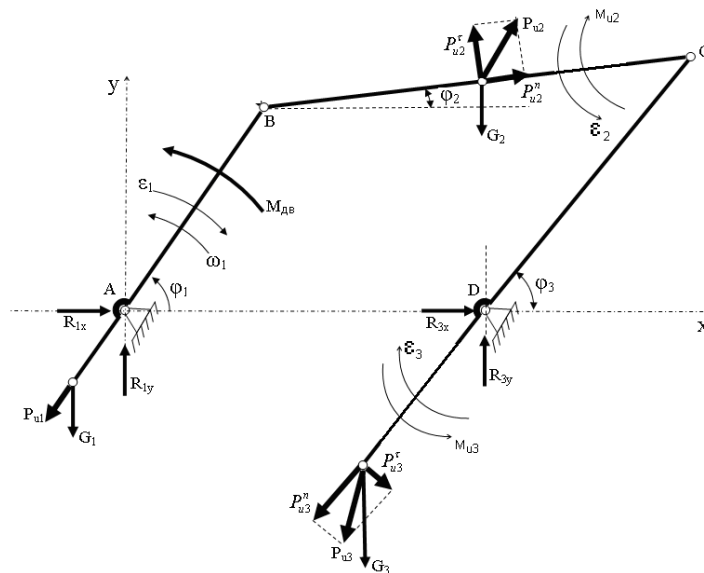


Рис.6. Расчетная схема уравновешенного ударного механизма

Соответственно, и расчетные схемы имеют, например, следующий вид (рис.7,8).

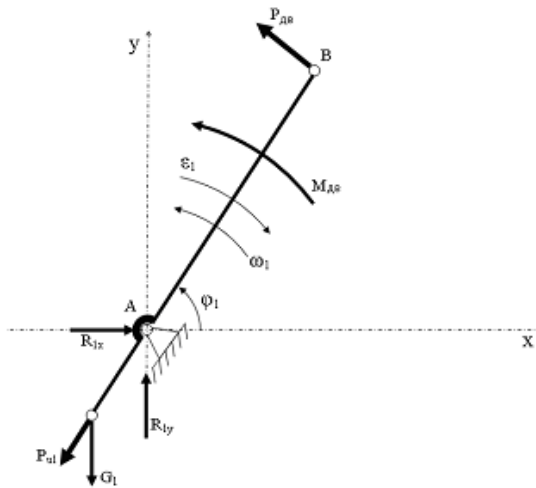


Рис.7. Схема сил действующих на кривошип уравновешенного механизма

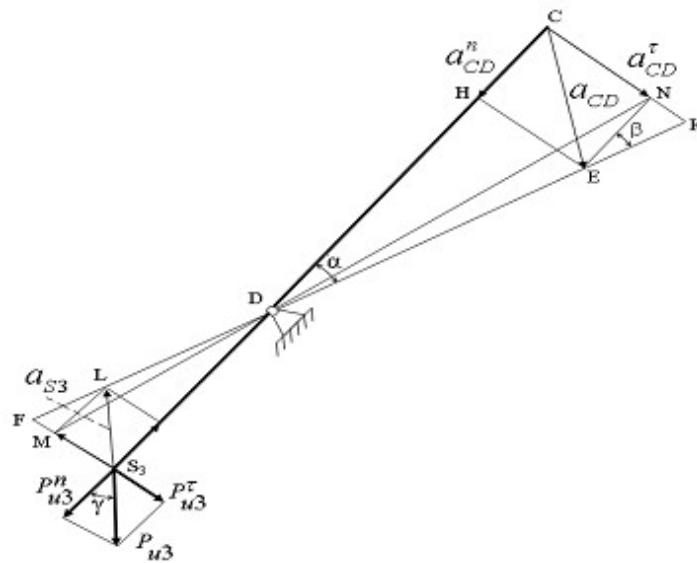


Рис.8. План ускорений коромысла

Определение искомых величин проводим аналогично вышеприведенному случаю. Результаты силового анализа уравновешенного ударного МПС приведены на рис.9.

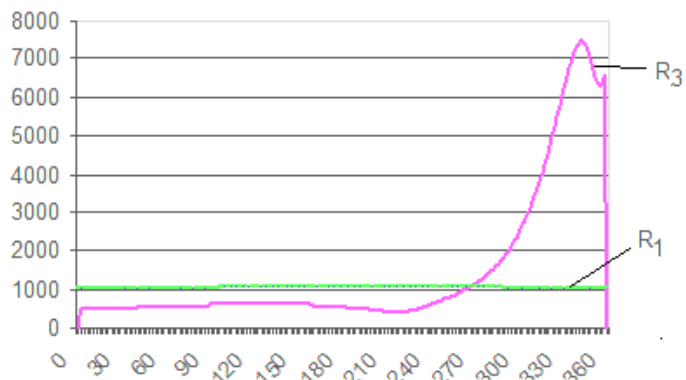


Рис.9. Реакции в шарнирах уравновешенного механизма

Как видим из рисунка динамические нагрузки (реакции) в кинематических парах снижены в 2 раза. Соответственно уменьшается и вибрация ручных ударных машин на основе МПС, т.к. результаты работы [3] показывают, что основными источниками вибрации в ударных МПС являются динамические нагрузки от инерционных сил.

Литература:

1. Пучинян Г.С., Дворников Л.Т. Исследование кинематики и динамики механизмов. Учебное пособие. – Фрунзе: ФПИ, 1985;
2. Абдраимов С., Каримов А., Кошбаев А.А. Ударный механизм. Патент КР №1243 от 31.03.2010. Бюл.3.- Бишкек: ГПС, 2010;
3. Кошбаев А.А. Методы определения и снижения вибрации ручных ударных машин. Автореферат дисс... канд.техн.наук. – Бишкек: 2003.