

**ПРИВЕДЕНИЕ СИЛ И МАСС ЗВЕНЬЕВ  
ШАРНИРНО-ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ В  
ГУИМ-1 С ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ КОРОМЫСЛОМ**

При составлении динамической модели шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов приведенными моментами сил тяжести обычно пренебрегают, считая, что они незначительны по сравнению с главными моментами сил инерции, возникающими из-за неравномерности вращения звеньев. Но в ударных машинах с высокой энергией единичного удара и сравнительно низкой частотой, силы тяжести подвижных звеньев оказывают значительное влияние на движение звеньев. Хотя среднее значение суммарно приведенного момента сил тяжести звеньев за один цикл равно нулю, внутри цикла в зависимости от положения звеньев он может оказать значительное сопротивление движению звеньев или, наоборот, его направление может совпасть с приведенным движущим моментом двигателя. Ввиду того что силы тяжести звеньев всегда направлены вертикально, их влияние зависит от расположения ударного механизма относительно горизонтальной поверхности и от расположения центров масс звеньев относительно самих звеньев. В связи с этим необходимо учитывать силы тяжести звеньев при динамическом анализе и силовом расчете механизмов переменной структуры.

Шарнирно-четырёхзвенный исполнительный механизм ударной машины нагружен движущим моментом  $M_d$ , приложенным к кривошипу и силами тяжести кривошипа  $G_1$ , шатуна  $G_2$  и  $G_3$  коромысла, приложенными к центрам тяжести соответствующих звеньев.

Выберем в качестве начального звена кривошип. Суммарной приведенный момент сил тяжести звеньев и движущего момента определяется по формуле:

$$M_{\Sigma}^{PP} = M_D^{PP} + M_{G_1}^{PP} + M_{G_2}^{PP} + M_{G_3}^{PP}, \quad (1)$$

где  $M_D^{PP}$  – движущий момент двигателя, приведенный к кривошипу;

$M_{G_1}^{PP}$ ,  $M_{G_2}^{PP}$  и  $M_{G_3}^{PP}$  – приведенные моменты сил тяжести соответственно кривошипа, шатуна и коромысла.

Приведенный момент силы тяжести  $G_1$  определяется по формуле:

$$M_{G_1}^{np} = G_1 \frac{v_{S_1}}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_{1PP}. \quad (2)$$

Приведенный момент силы тяжести шатуна определяется по формуле

$$M_{G_2}^{np} = G_2 \frac{v_{S_2}}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_{2PP}, \quad (3)$$

$$\text{где } \alpha_{2PP} = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot \operatorname{sgn}(\omega_2) - \gamma - \psi - \varphi_2 - \beta_{S_2} - \alpha. \quad (4)$$

Угол  $\alpha$  определяется по формуле:

$$\alpha = \arccos \left( \frac{v_{S_2B}^2 + v_{S_2}^2 - v_B^2}{2 |v_{S_2B}| \cdot v_{S_2}} \right) \cdot \operatorname{sgn}(u_{31} u_{21}). \quad (5)$$

Приведенный момент силы тяжести коромысла определяем по формуле:

$$M_{G_3}^{np} = G_3 \frac{V_{S_3}}{|\omega_3|} \cdot u_{31} \cos \alpha_{3np}, \quad (6)$$

$$\text{где } \alpha_{3np} = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot \text{sgn}(\omega_3) - \gamma - \psi - \varphi_3 - \beta_{S_3}. \quad (7)$$

На рис. 1 приведены графики зависимостей приведенных моментов сил тяжести кривошипа, шатуна и вспомогательного коромысла от угловой координаты кривошипа. Из этих графиков можно заметить, что зависимость приведенного момента кривошипа представляет собой синусоиду. Также видно, что зависимость приведенного момента силы тяжести шатуна от угловой координаты кривошипа по сравнению с другими зависимостями (приведенных моментов кривошипа и шатуна) имеет большой размах изменений.

График зависимости суммарно приведенного момента силы тяжести звеньев представлен на рис. 2. Согласно данному графику суммарно приведенный момент сил тяжести звеньев изменяется следующим образом: в начальный момент суммарно приведенный момент сил тяжести дополнительного механизма  $M_{G_\Sigma}^{np} = 0,838 \text{ н} \cdot \text{м}$ . С момента пуска двигателя он начинает уменьшаться и вскоре примет отрицательные значения, достигая до  $M_{G_\Sigma}^{np} = -8,8 \text{ н} \cdot \text{м}$  при  $\varphi_1 = 6^\circ$ . Затем  $M_{G_\Sigma}^{np}$  начинает по модулю уменьшаться и в положении механизма, соответствующем угловой координате кривошипа  $\varphi_1 = 18,25^\circ$ , становится равным нулю, далее приобретает положительные значения. Максимальное по модулю положительное значение  $M_{G_\Sigma}^{np} = 41,84 \text{ н} \cdot \text{м}$  достигается в положении кривошипа  $\varphi_1 = 106^\circ$ . Дальнейшее вращение кривошипа приводит к уменьшению суммарно приведенного момента, который переходит из положительных значений в отрицательные при  $\varphi_1 = 192^\circ$ . Максимальное по модулю отрицательное значение  $M_{G_\Sigma}^{np} = -67,52 \text{ н} \cdot \text{м}$  соответствует положению кривошипа  $\varphi_1 = 273,75^\circ$ . Вращение кривошипа в том же направлении сопровождается с уменьшением модуля суммарно приведенного момента сил тяжести звеньев. При  $\varphi_1 = 326^\circ$  он становится равным нулю и далее переходит в сторону положительных значений. Максимальное положительное значение  $M_{G_\Sigma}^{np} = 58,9 \text{ н} \cdot \text{м}$  достигает при  $\varphi_1 = 344,5^\circ$ , затем вновь начинает уменьшаться.

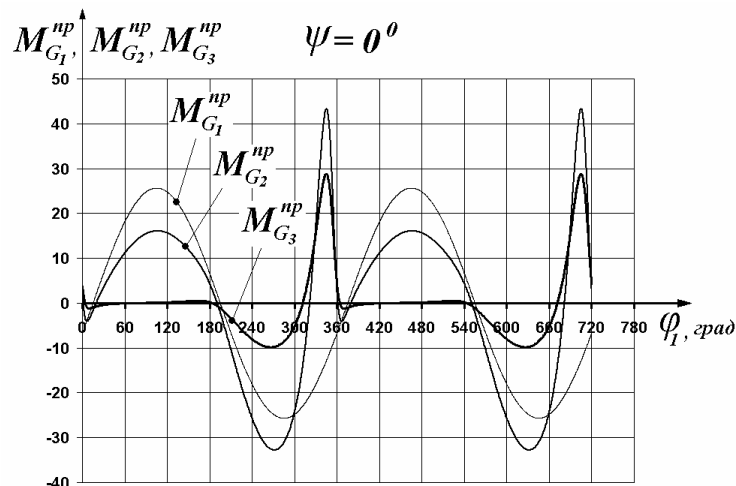


Рис. 1. Зависимости приведенных моментов кривошипа  $M_{G_1}^{np*}$ , шатуна  $M_{G_2}^{np*}$  и коромысла  $M_{G_3}^{np*}$  от обобщенной угловой координаты кривошипа  $\varphi_1^*$  при  $\psi = 0^0$ .

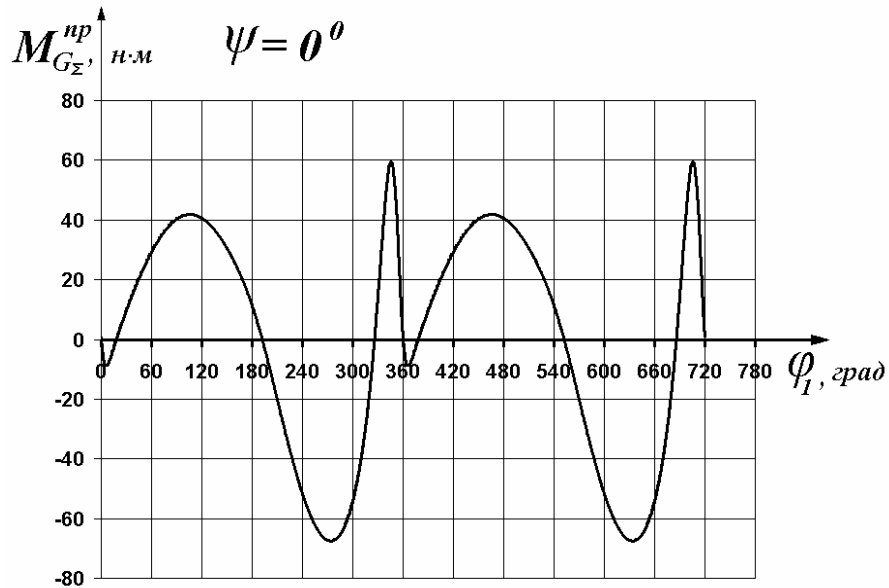


Рис.2. Зависимость суммарного приведенного момента сил тяжести звеньев кривошипно-коромыслового МПС  $M_{G_{\Sigma}}^{np}$  от угла  $\varphi_1^*$  при  $\psi = 0^0$ .

Заменим шарнирно-четырёхзвенный механизм его динамической моделью, т.е. сосредоточим в ней инертность всех звеньев механизма. В качестве звена приведения выберем кривошип. Тогда суммарной приведенный момент инерции модели определяется по формуле

$$I_{\Sigma}^{np} = I_{1A} + I_2^{np} + I_3^{np}, \quad (8)$$

где  $I_{1A}$  – момент инерции кривошипа относительно оси вращения А;

$I_2^{np}$  – приведенный момент инерции шатуна;

$I_3^{np}$  – приведенный момент инерции коромысла.

Так как шатун совершает плоскопараллельное движение, его приведенный момент инерции определяется по формуле

$$I_2^{np} = m_2 \left( \frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{2S} u_{21}^2, \quad (9)$$

где  $m_2$  – масса шатуна;

$v_{S_2}$  – скорость центра тяжести шатуна;

$\omega_1$  –угловая скорость кривошипа;

$I_{2S}$  – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр масс  $S_2$ ;

$u_{21}$  – передаточное отношение угловых скоростей шатуна и кривошипа.

Приведенный момент инерции коромысла определяется по формуле

$$I_3^{np} = I_{3D}u_{31}^2, \quad (10)$$

где  $I_{3D}$  – момент инерции коромысла относительно оси вращения D;

$u_{31}$  – передаточное отношение угловых скоростей коромысла и кривошипа.

Подставляя (2.11) и (2.12) в (2.10), получим:

$$I_{\Sigma}^{pp} = I_{1A} + m_2 \left( \frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{2S}u_{21}^2 + I_{3D}u_{31}^2. \quad (11)$$

На рис.3. приведены графики зависимостей приведенного момента инерции дополнительного шарнирно-четырёхзвенного механизма и суммарной приведенного момента инерции. На этих графиках видно, что основную, преобладающую часть суммарной приведенного момента инерции составляет  $J_{МПС}^{np}$ , т.е. приведенный момент инерции вращающихся деталей редуктора и двигателя.

Приведенный момент инерции дополнительного ШЧМ в начальный момент движения имеет значения  $J_{МПС}^{np} = 7,28 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . По мере вращения кривошипа по часовой стрелке приведенный момент инерции уменьшается, и при  $\varphi_1 = 80^\circ$  значение его составляет  $J_{МПС}^{np} = 0,968 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Далее оно возрастает до  $J_{МПС}^{np} = 1,931 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  ( $\varphi_1 = 231^\circ$ ) и снова уменьшается до  $J_{МПС}^{np} = 0,964 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  ( $\varphi_1 = 313,25^\circ$ ). Затем происходит резкое возрастание приведенного момента инерции до значения  $J_{МПС}^{np} = 11,95 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  и снова падает до значения  $J_{МПС}^{np} = 0,968 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

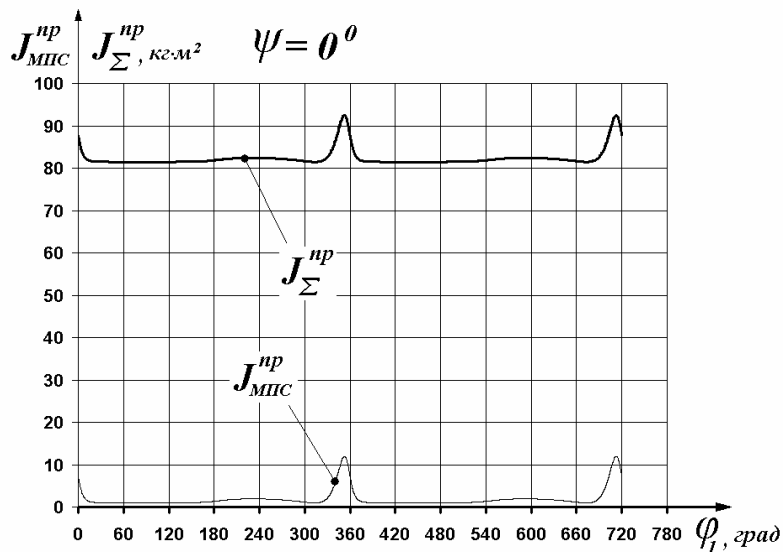


Рис. 3. Зависимости приведенного момента инерции МПС и суммарного приведенного момента инерции от угловой координаты звена приведения.

#### Литература:

1. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности - Бишкек: Илим, 2005. – 196 с.
2. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Абдраимова Н.С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б. Кинематический анализ шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма / Мат. межд. научн.-практ. конф. «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». - Бишкек,

2003. - С. 389-394.

3. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1987.-496 с.