

**СИЛОВОЙ РАСЧЕТ УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ГУИМ-1  
С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ КОРОМЫСЛОМ**

В ударных машинах с большой энергией единичного удара и сравнительно малой частотой, силы тяжести подвижных звеньев оказывают значительное влияние на взаимодействие звеньев в кинематических парах. Ввиду того, что силы тяжести всегда направлены вертикально, их влияние на силы, возникающие в кинематических парах, зависит и от расположения ударного механизма относительно горизонтальной поверхности. Положение шарнирно-четырёхзвенного механизма относительно горизонтальной плоскости определяется углами  $\gamma$  и  $\psi$

Касательная составляющая силы взаимодействия коромысла и стойки (в кинематической паре D) определяется по формуле:

$$F_{34}^{\tau} = -\frac{\ell_{CS_3} [\Phi_3 \sin(\varphi_{3as_3} - \alpha_3) + G_3 \cos(\varphi_3 + \gamma + \psi - \alpha_3)] + M_{\Phi_3}}{\ell_3} \quad (1)$$

Главный момент инерции  $M_{\Phi_3}$  коромысла определяется из уравнения

$$M_{\Phi_3} = -I_{3s} \varepsilon_3,$$

где  $I_{3s}$  – момент инерции коромысла относительно центра тяжести;  $\varepsilon_3$  – угловое ускорение коромысла.

Модуль главного вектора силы инерции коромысла определяется по формуле

$$\Phi_3 = m_3 a_{S_3}, \text{ где } m_3 \text{ – масса коромысла.}$$

Касательная составляющая  $F_{21}^{\tau}$  силы взаимодействия шатуна и кривошипа в кинематической паре B определяется по формуле:

$$F_{21}^{\tau} = -\frac{\ell_{CS_2} [G_2 \cos(\varphi_2 + \gamma + \psi - \alpha_2) + \Phi_2 \sin(\varphi_{2as_2} - \alpha_2)] + M_{\Phi_2}}{\ell_2} \quad (2)$$

Главный момент силы инерции  $M_{\Phi_2}$  шатуна определяется по уравнению

$$M_{\Phi_2} = -I_{2s} \varepsilon_2,$$

где  $I_{2s}$  – момент инерции шатуна относительно центра масс;  $\varepsilon_2$  – угловое ускорение шатуна.

Модуль главного вектора силы инерции  $\Phi_2$  шатуна определяется по уравнению

$$\Phi_2 = m_2 a_{S_2}, \text{ где } m_2 \text{ – масса шатуна.}$$

Нормальные составляющие  $F_{34}^n$  и  $F_{21}^n$  сил взаимодействия звеньев в кинематических парах D и B определяются по формулам:

$$F_{21}^n = \frac{F_{34}^{\tau} + \Phi_2 \sin \varphi_{3as_2} + \Phi_3 \sin \varphi_{3as_3} + F_{21}^{\tau} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + (G_2 + G_3) \cos(\varphi_3 + \gamma + \psi)}{\sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \quad (3)$$

$$F_{34}^n = \Phi_2 \cos \varphi_{3as_2} + \Phi_3 \cos \varphi_{3as_3} - F_{21}^n \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - F_{21}^{\tau} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - (G_2 + G_3) \sin(\varphi_3 + \gamma + \psi) \quad (4)$$

Модули сил  $F_{34}$  и  $F_{21}$  определяем из следующих уравнений:

$$F_{34} = \sqrt{(F_{34}^n)^2 + (F_{34}^{\tau})^2}; \quad F_{21} = \sqrt{(F_{21}^n)^2 + (F_{21}^{\tau})^2}.$$

Графики зависимостей нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия кривошипа и шатуна ( $F_{21}^n$  и  $F_{21}^{\tau}$ ) приведены на рис. 1. Такие же зависимости нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия дополнительного коромысла и основания (основного коромысла) ( $F_{34}^n$  и  $F_{34}^{\tau}$ )

приведены на рис. 2.

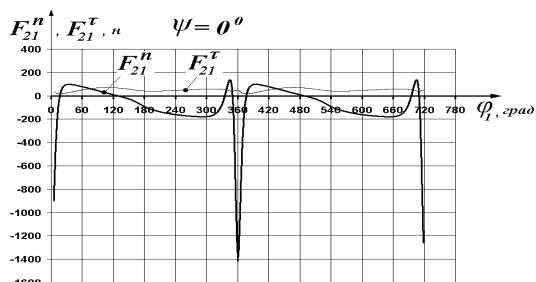


Рис. 1. Зависимости нормального  $F_{21}^n$  и тангенциального  $F_{21}^\tau$  составляющих сил взаимодействия кривошипа и шатуна от обобщенной угловой координаты  $\varphi_1^*$  при  $\psi = 0^0$ .

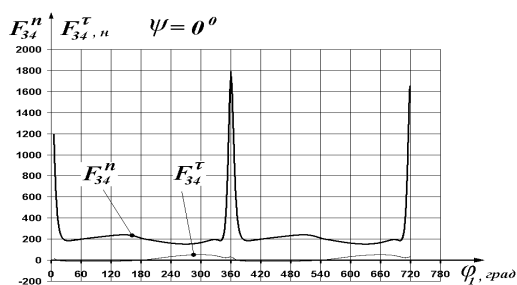


Рис. 2. Зависимости нормального  $F_{34}^n$  и тангенциального  $F_{34}^\tau$  (относительно коромысла) составляющих сил взаимодействия коромысла и основания от обобщенной угловой координаты  $\varphi_1^*$  при  $\psi = 0^0$ .

Нормальный и тангенциальный составляющие силы взаимодействия звеньев структурной группы в шарнире С определяем из уравнений:

$$F_{32}^n = G_3 \sin(\varphi_3 + \gamma + \psi) - \Phi_3 \cos \varphi_{3as_3} + F_{34}^n \quad (5)$$

$$F_{32}^\tau = F_{34}^\tau + \Phi_3 \sin \varphi_{3as_3} + G_3 \cos(\varphi_3 + \gamma + \psi) \quad (6)$$

Модуль силы  $F_{32}$  определим по формуле

$$F_{32} = \sqrt{(F_{32}^n)^2 + (F_{32}^\tau)^2} \quad (7)$$

Графики зависимостей нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия дополнительного коромысла и шатуна ( $F_{32}^n$  и  $F_{32}^\tau$ ) приведены на рис. 3.

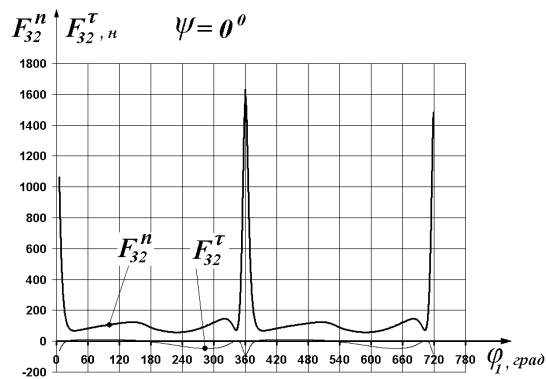


Рис. 3. Зависимости нормального  $F_{32}^n$  и тангенциального  $F_{32}^\tau$  (относительно коромысла) составляющих сил взаимодействия шатуна и коромысла от обобщенной угловой координаты  $\varphi_1^*$  при  $\psi = 0^0$ .

Движущий (уравновешивающий) момент  $M_D$  определяется из уравнения:

$$M_D = G_1 \ell_{AS_1} \cos(\varphi_1 + \varphi_{S_1} + \gamma + \psi) - M_{\Phi_1} - F_{12} \ell_1 \sin \alpha_{12} + \Phi_1 \ell_{AS_1} \sin \varphi_{\varepsilon_1} \quad (8)$$

Нормальную составляющую реакции  $F_{14}$  стойки определим по формуле:

$$F_{14}^n = \Phi_1 \cos \varphi_{1as_1} - G_1 \sin(\varphi_1 + \gamma + \psi) + F_{12} \cos \alpha_{12} \quad (9)$$

Касательную составляющую  $F_{14}^\tau$  определяем из уравнения:

$$F_{14}^\tau = F_{12} \sin \alpha_{12} - G_1 \cos(\varphi_1 + \gamma + \psi) - \Phi_1 \cdot \sin \varphi_{1as_1} \quad (10)$$

Модуль силы  $F_{14}$  определим по формуле:

$$F_{14} = \sqrt{(F_{14}^n)^2 + (F_{14}^{\tau})^2} \quad (11)$$

Графики зависимостей нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия дополнительного кривошипа и основания (основного коромысла) ( $F_{34}^n$  и  $F_{34}^{\tau}$ ) приведены на рис. 4.

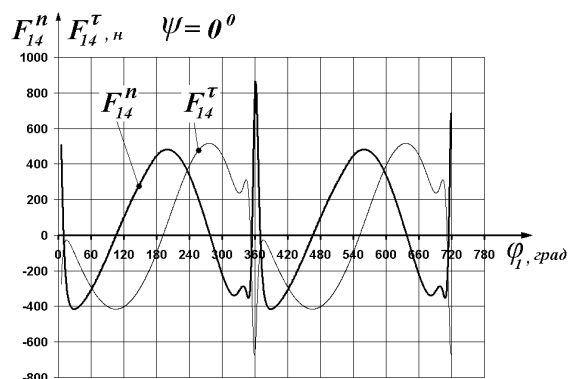


Рис. 4. Зависимости нормального  $F_{14}^n$  и тангенциального  $F_{14}^{\tau}$  (относительно кривошипа) составляющих сил взаимодействия кривошипа и стойки от обобщенной угловой координаты  $\varphi_1^*$  при  $\psi = 0^\circ$ .

Анализируя все графики, приведенные на рис. 1-4, можно заметить, что из двух составляющих (нормального и тангенциального) сил взаимодействия, нормальная составляющая преобладает по величине. Причем, во всех шарнирах резкое увеличение сил взаимодействия звеньев происходит в особом положении дополнительного механизма.

Следует заметить, что при проведении силового расчета зазоры в кинематических парах не учитывались. В реальной машине вследствие того, что в подшипниках имеются зазоры, столь резкого увеличения нормальных составляющих не происходит.

#### 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.