

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННИХ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕХАНИЗМА ПРИ СОЕДИНЕНИИ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ

В данной работе составлены уравнения сил взаимодействия в кинематических парах между ползуном и коромыслом, ползуном и опорой, коромыслом и опорой. А также проведен анализ по полученным диаграммам.

При работе механизма в его кинематических парах действуют силы, являющиеся силами взаимодействия между звеньями. Эти силы относятся к категории внутренних по отношению к механизму в целом. Загруженность кинематических пар силами взаимодействия является важной динамической характеристикой механизма. Определение внутренних сил, а также – в целом ряде задач – сил и пар сил, приложенных к механизму, составляет содержание его силового расчета.

Силовой расчет пятизвенного механизма производится по той же методике, по которой был исследован шарнирно - четырехзвенный механизм [1].

Силовой расчет начинается с 4-го, т.е. наиболее удаленного звена от первичного механизма. К звену 4 (рис. 1.) приложены силы тяжести G_4 , инерции Φ_4 , взаимодействия коромысла и ползуна F_{43} и взаимодействия ползуна и опоры F_{45} , из которых не известными являются силы F_{43} и F_{45} .

Главный вектор Φ_4 и сила тяжести G_4 ползуна определяются уравнениями

$$\Phi_4 = -m_4 a_{ПВ}; \quad G_4 = -m_4 g,$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; m_4 - масса ползуна; $a_{ПВ}$ - линейное ускорение ползуна по его направляющим.

По плану сил (рис. 1) составим векторное уравнение $\sum_4 \vec{F} = 0$ и получим

$$\vec{F}_{43} + \vec{F}_{45} + \vec{G}_4 + \vec{\Phi}_4 = 0. \quad (1)$$

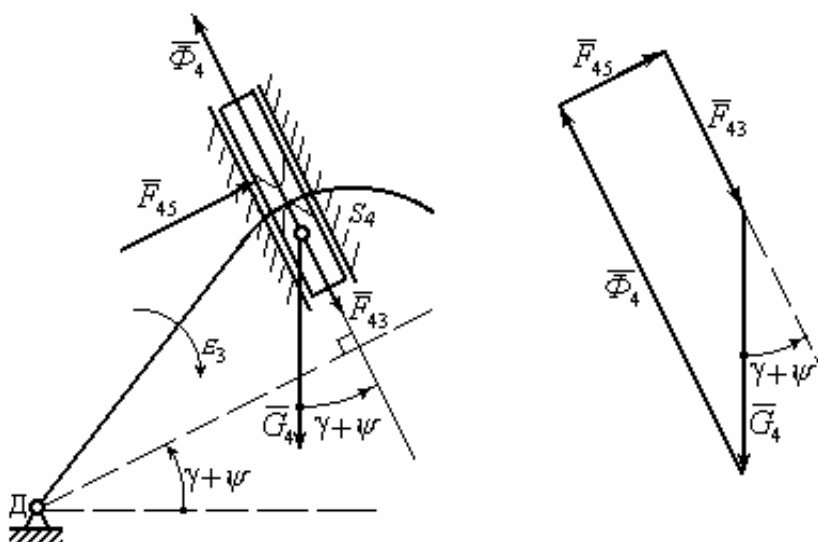


Рис. 1.

Все векторы из уравнения (1) проецируем на \vec{F}_{43} (рис. 1), в результате которого можно определить силовое воздействие \vec{F}_{43} ползуна 4 на коромысло 3,

$$\vec{F}_{43} + \vec{G}_4 \cos(\psi + \gamma) + \vec{\Phi}_4 + \vec{F}_{45} \cos 90^\circ = 0. \quad (2)$$

Учитывая, что элементарная часть кривизны коромысла, которая соприкасается с ползуном высшей кинематической парой, составляет прямой угол с направляющей

ползуна для всех положений коромысла, уравнение (2) преобразуем в следующий вид:

$$\bar{F}_{43} = -\bar{G}_4 \cos(\psi + \gamma) - \bar{\Phi}_4, \quad (3)$$

где ψ – угол наклона машины относительно горизонтальной поверхности; γ – угол наклона механизма относительно корпуса машины.

Из уравнения (3) следует отметить, что направление силы \bar{F}_{43} учитывается, когда составим уравнения моментов сил относительно точек Д и С для определения сил F_{35}^r и F_{35}^n . На рис. 1 сила \bar{F}_{43} направлена вниз, принимая отрицательное значение по уравнению (3), т.е. момент силы \bar{F}_{43} относительно точек Д и С направлен по часовой стрелке.

Для определения силового воздействия \bar{F}_{45} ползуна 4 на стойку 5 все векторы из уравнения (1) проецируем на \bar{F}_{45} (рис. 1) и получим:

$$F_{45} + F_{43} \cos 90^\circ + G_4 \sin(\psi + \gamma) + \Phi_4 \cos 90^\circ = 0. \quad (4)$$

Учитывая, что

$$F_{43} \cos 90^\circ = 0 \quad \text{и} \quad \Phi_4 \cos 90^\circ = 0,$$

Имеем:

$$F_{45} = -G_4 \sin(\psi + \gamma). \quad (5)$$

Как видно из уравнения (5) и рис. 1 сила \bar{F}_{45} связана с силой тяжести G_4 и углом $(\psi + \gamma)$, которые имеют постоянные значения. Следовательно, значение силы \bar{F}_{45} постоянное для всех положений механизма.

Для определения реакций в шарнирах Д и С рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 2.

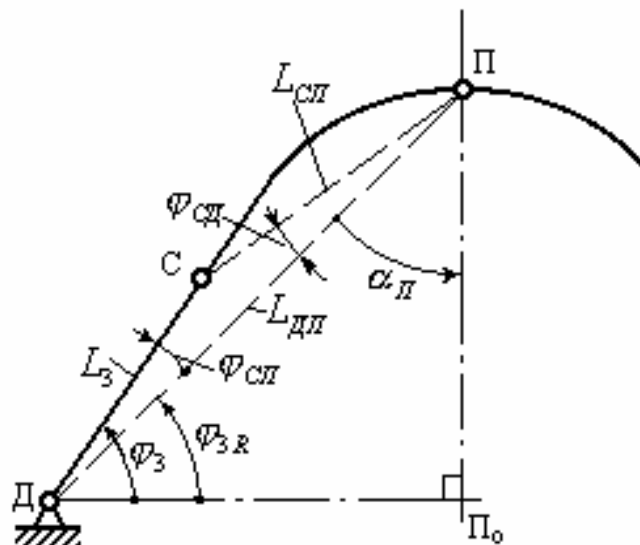


Рис. 2.

Используя прямоугольный треугольник ДПП₀ (П₀ – точка пересечения оси направляющей ползуна и прямой, лежащей на основании механизма), находим угол α_{Π} между прямой ДП и осью направляющей ползуна:

$$\alpha_{\Pi} = 180^\circ - 90^\circ - \varphi_{3R} = 90^\circ - \varphi_{3R}, \quad (6)$$

где φ_{3R} – угол между прямой ПД и основанием механизма.

Вводим обозначение разности углов

$$\varphi_{СП} = \varphi_3 - \varphi_{3R}. \quad (7)$$

Длину $L_{СП}$ прямой, соединяющей кинематические пары С и П, т.е. длину дополнительной части коромысла находим из треугольника ДСП по теореме косинусов (рис. 2):

$$L_{СП} = \sqrt{L_3^2 + L_{ДП}^2 - 2L_3L_{ДП} \cos \varphi_{СП}} . \quad (8)$$

Из этого же треугольника ДСП определим угол $\varphi_{СП}$ между прямыми $L_{СП}$ и $L_{ДП}$.

$$\varphi_{СП} = \arccos \left[\frac{L_{СП}^2 + L_{ДП}^2 - L_3^2}{2L_{СП}L_{ДП}} \right]. \quad (9)$$

Следует отметить, что если $L_{СП}=0$, то из уравнения (9) возникает неопределенность значения $\varphi_{СП}$. В таком случае, т. е. когда $L_{СП}=0$, не вычисляя уравнение (9), угол $\varphi_{СП}$ примем равным нулю.

Теперь, составляя уравнение моментов $\sum_3 M_C = 0$, приложенных к коромыслу относительно точки С, из расчетной схемы, приведенной на рис. 3, можем определить касательную составляющую F_{35}^r силы F_{35} взаимодействия коромысла и стойки в шарнире Д:

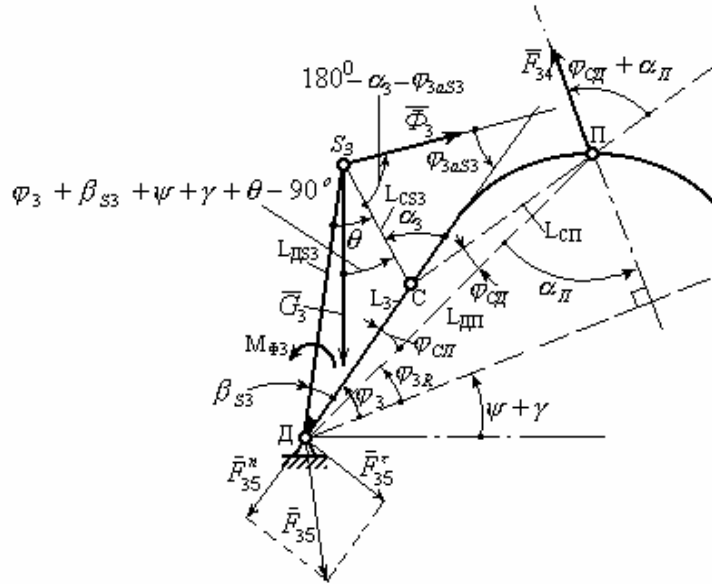


Рис. 3.

$$\begin{aligned} & F_{35}^r L_3 + G_3 L_{СS3} \sin(\varphi_3 + \beta_{s3} + \gamma + \psi + \theta - 90^\circ) - \\ & - \Phi_3 L_{СS3} \sin(180^\circ - \alpha_3 - \varphi_{3as3}) + F_{34} L_{СП} \sin(\varphi_{СП} + \alpha_{П}) + \\ & + M_{\varphi_3} = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Учитывая, что

$$\sin(\varphi_3 + \beta_{s3} + \gamma + \psi + \theta - 90^\circ) = -\cos(\varphi_3 + \beta_{s3} + \gamma + \psi + \theta)$$

$$\text{и} \quad \sin(180^\circ - \alpha_3 - \varphi_{3as3}) = \sin(\alpha_3 + \varphi_{3as3}),$$

получим:

$$F_{35}^r = \frac{G_3 L_{CS3} \cos(\varphi_3 + \beta_{S3} + \gamma + \psi + \theta) + \Phi_3 L_{CS3} \sin(\alpha_3 + \varphi_{3aS3})}{L_3} - \frac{F_{34} L_{СП} \sin(\varphi_{СД} + \alpha_{П}) + M_{\varphi_3}}{L_3}, \quad (11)$$

где $F_{34} = -F_{43}$, S_3 – центр тяжести коромысла; L_{CS3} – расстояние от центра S_3 тяжести до шарнира C ; β_{S3} – угол наклона центра тяжести S_3 коромысла от L_3 ; θ – угол между векторами силы тяжести G_3 и прямой L_{CS3} ; α_3 – угол между вектором L_3 и прямой L_{CS3} .

Отсюда необходимо отметить, что величины L_{CS3} , β_{S3} , θ и α_3 берутся измерением параметров коромысла.

Главный момент инерции M_{φ_3} и главный вектор силы инерции Φ_3 коромысла определяются следующими формулами:

$$M_{\varphi_3} = -J_{3S} \varepsilon_3 \quad \text{и} \quad \Phi_3 = m_3 a_{S3},$$

где J_{3S} – момент инерции коромысла относительно центра тяжести.

Нормальную составляющую F_{35}^n силы взаимодействия коромысла и стойки определим из расчетной схемы, приведенной на рис. 4.

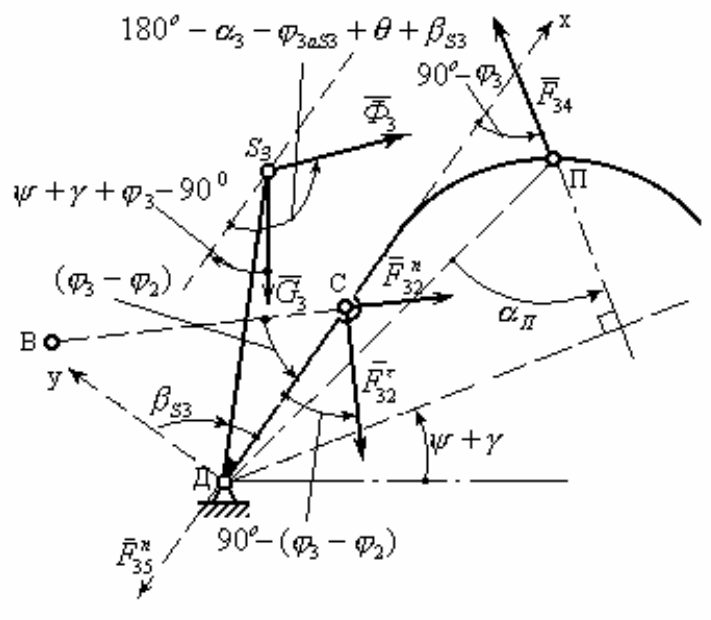


Рис. 4.

Сумма проекций на ось x сил, приложенных к коромыслу равна нулю, т. е. $\sum_3 X = 0$. Следовательно,

$$\begin{aligned}
 & -F_{35}^n - F_{32}^\tau \cos[90^\circ - (\varphi_3 - \varphi_2)] + F_{34} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + F_{34} \cos(90^\circ - \varphi_3) - \\
 & -G_3 \cos(\psi + \gamma + \varphi_3 - 90^\circ) + \Phi_3 \cos[180^\circ - (\alpha_3 + \varphi_{3aS3} - \theta - \beta_{S3})].
 \end{aligned} \quad (12)$$

и окончательно получим:

$$\begin{aligned}
 F_{35}^n &= -\Phi_3 \cos(\alpha_3 + \varphi_{3aS3} - \theta - \beta_{S3}) - F_{32}^\tau \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + \\
 &+ F_{34} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - F_{34} \sin \varphi_3 - G_3 \sin(\psi + \gamma + \varphi_3).
 \end{aligned} \quad (13)$$

Модуль силы F_{35} определим по формуле:

$$F_{35} = \sqrt{(F_{35}^n)^2 + (F_{35}^\tau)^2}.$$

Результаты вычислений взаимодействующих сил в шарнирах представлены в виде графиков (рис. 5, 6).

Из графика (рис. 6) видно, что значение силы F_{34} перед ударом уменьшается и в особом положении снова увеличивается. Изменение силы F_{34} связано с ускорением a_{IV} , т.е. с увеличением значения a_{IV} увеличивается значение силы инерции Φ_4 (рис. 4.26), противоположно направлению a_{IV} . Поэтому в уравнении (6) силы F_{34} и Φ_4 всегда противодействуют друг другу.

Анализируя полученные графики, можно сделать вывод, что значительные нагрузки в шарнирах механизма достигают наибольших значений, когда все звенья механизма встраиваются в одну линию.

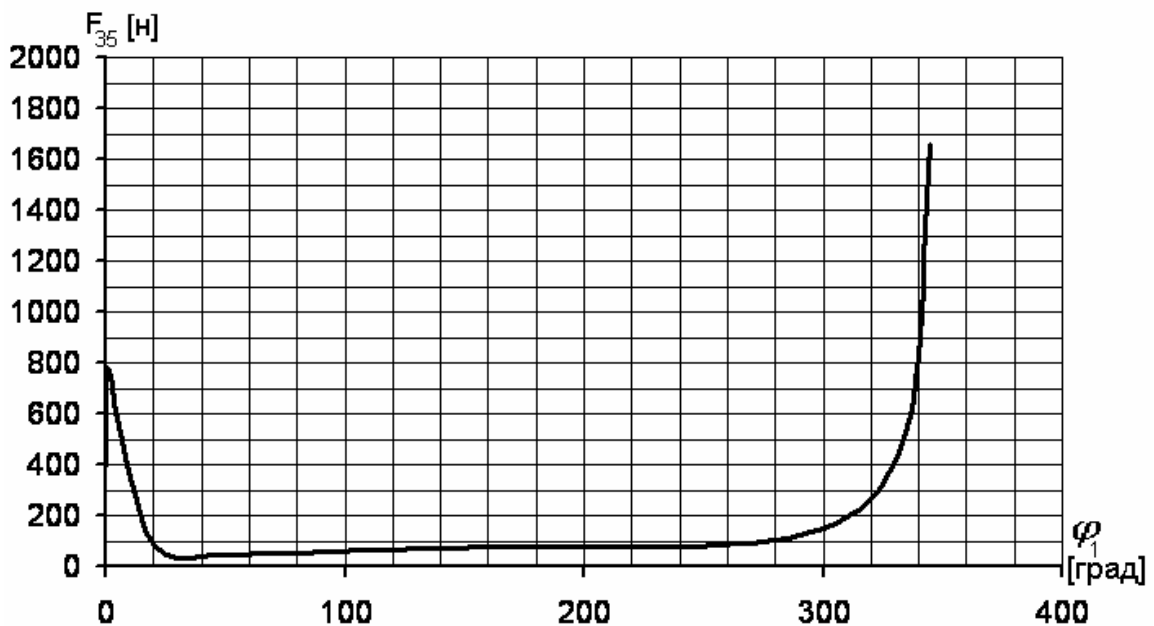


Рис. 5. Зависимость силы F_{35} коромысла в шарнире Д от угла φ_1 поворота кривошипа.

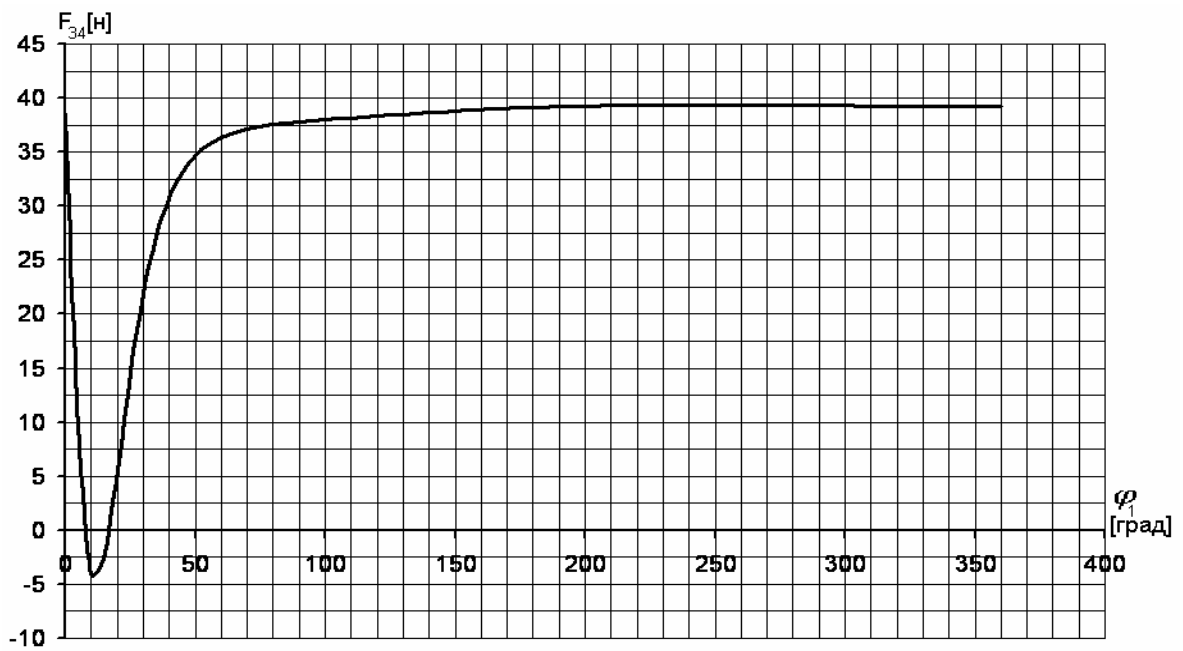


Рис. 6. Зависимость силы F_{34} от угла φ_1 поворота кривошипа.

Литература

1. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим, 2005. -195 с.
2. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1987.-496 с.