

# **СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ТРАКТОРА**

**А. В. Курач**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. Б. Попов, канд. техн. наук, доцент

Задача силового анализа механизма навески (МН) трактора состоит в получении аналитических выражений для сил, действующих на его отдельные звенья с целью последующего определения, действующих в шарнирах сил трения и расчета на прочность звеньев МН. В процессе выполнения силового анализа используются ре-

зультаты анализа кинематики и геометрии МН, но, в отличие от них, силовой анализ проводится в обратном порядке.

В силовом анализе не учитывают силы инерции звеньев МН, поскольку он относится к тихоходным механизмам, а группу гильза–поршень считают несжимаемой, что предполагает абсолютную жесткость звеньев МН [1].

Для определения реакций  $R_{07}$  и  $R_{56}$  рассмотрим группу, состоящую из звеньев  $L_7$  и  $L_6$  (рис. 1). Составим систему уравнений равновесия относительно точки  $\Pi_{67}$ .

$$\begin{cases} R_{34ч}(S) + R_{07ч}(S) = 0; \\ R_{56н}(S) + R_{07н}(S) - P_6 = 0; \\ R_{07ч}(S)(Y_{67}(S) - Y_{07}) + R_{07y}(S)((X_{07} - X_{67}(S))) = 0; \\ R_{56x}(S)(Y_{67}(S) - Y_{56}(S)) + R_{56y}(S)(X_{56}(S) - X_{67}(S)) - P_6(X_{S6}(S) - X_{67}(S)) = 0. \end{cases}$$

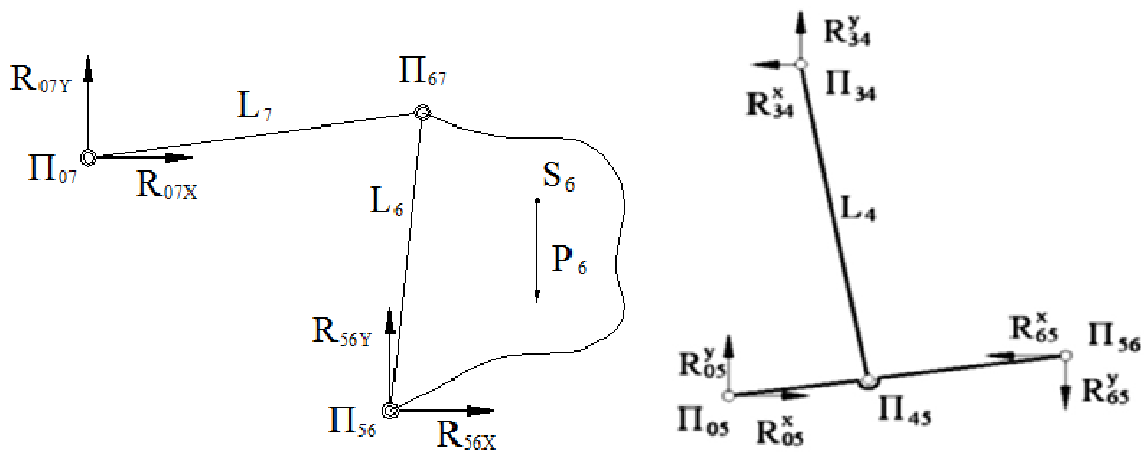


Рис. 1. Схема нагружения группы Ассур, состоящей из звеньев  $L_6$  и  $L_7$  и  $L_4$  и  $L_{56}$

Система состоит из четырех уравнений, имеет четыре неизвестных, поэтому совместна и решается либо по методу Крамера, либо подстановкой. В результате получим реакции в шарнирах  $\Pi_{56}$  и  $\Pi_{07}$  в диапазоне изменения обобщенной координаты.

Для компактности выражений используем промежуточные переменные: для преобразований координат и момента со стороны веса навесной машины –  $P_6$ .

$$D = Y_{67} - Y_{56}; \quad E = X_{56} - X_{67}; \quad F = Y_{67} - Y_{07}; \quad G = X_{07} - X_{67};$$

$$A = E \cdot F - D \cdot G; \quad M_6 = -P_6(X_{S6} - X_{56}).$$

Результаты решения исходной системы уравнений:

$$R_{56}^x = P_6 \frac{G(X_{56} - X_{S6})}{2 \cdot A} \quad \text{или} \quad R_{56}^x = \frac{M_6 \cdot G}{2 \cdot A};$$

$$R_{56}^y = P_6 \frac{(X_{S6} - X_{67})F - GD}{2 \cdot A};$$

$$R_{07}^x = -R_{56}^x \cdot 2; \quad R_{07}^y = -R_{07}^x \frac{F}{G};$$

$$R_{67}^x = 2 \cdot R_{56}^x; \quad R_{67}^y = 2 \cdot R_{56}^y - P_6,$$

где  $X_{S6}$  – координата центра тяжести навесной машины;  $X_{ij}, Y_{ij}$  – координаты центров шарниров звеньев группы  $L_6 - L_7$ ;  $D, E, F, G$  – переменная разность координат;  $R_{ij}^x, R_{ij}^y$  – составляющие сил, действующих в шарнирах  $L_6 - L_7$ ;  $R_{07}^x, R_{07}^y$  – составляющие сил, действующих в шарнире, расположенном на раме энергоносителя.

Величина общей реакции в шарнирах определяется по известному правилу – геометрической сумме векторов:

$$R_{07}(S) = \sqrt{R_{07x}(S)^2 + R_{07y}(S)^2};$$

$$R_{56}(S) = \sqrt{R_{56x}(S)^2 + R_{56y}(S)^2}.$$

Реакцию  $R_{76}$  определим из уравнений равновесия звена  $L_6$ :

$$R_{76y}(S) = -R_{56y}(S) \cdot 2 + P_6;$$

$$R_{76x}(S) = -2 \cdot R_{56x}(S);$$

$$R_{76}(S) = \sqrt{R_{76x}(S)^2 + R_{76y}(S)^2}.$$

Реакции  $R_{05}$  и  $R_{34}$  для группы, состоящей из звеньев  $L_4$  и  $L_{56}$  (рис. 1) определяются аналогично, т. е. составляется система уравнений равновесия относительно точки  $\Pi_{45}$  и одним из вышеупомянутых методов определяются реакции в шарнирах  $\Pi_{34}$  и  $\Pi_{05}$ .

ММ для силового анализа одноподвижного четырехзвенника (рис. 2) формируется из условия равенства нагружающего  $M_{43}$  и движущего  $M_{23}$  моментов сил, действующих на поворотный рычаг относительно шарнира  $\Pi_{03}$ . Нагружающий поворотный рычаг момент силы определяется по выражению

$$M_{43} = R_{43}^x(Y_{03} - Y_{34}) + R_{43}^y(X_{34} - X_{03}).$$

Обобщенная координата  $S$  (отрезок между  $\Pi_{01}$  и  $\Pi_{23}$ ) изменяется благодаря нагнетаемой в гидроцилиндр рабочей жидкости, которая в квазистатической режиме подъема считается несжимаемой. Полагая, что сила, действующая со стороны штока гидроцилиндра, может быть разложена по осям  $OX$  и  $OY$  на две компоненты,

$R_{23}^x = R_{23} \cdot \cos \varphi_{12}$  и соответственно  $R_{23}^y = R_{23} \cdot \sin \varphi_{12}$ , можем записать выражение для движущего момента  $M_{23}$ :

$$M_{23} = R_{23} \cdot \cos \varphi_{12} \cdot (Y_{03} - Y_{23}) + R_{23} \cdot \sin \varphi_{12} (X_{23} - X_{03}).$$

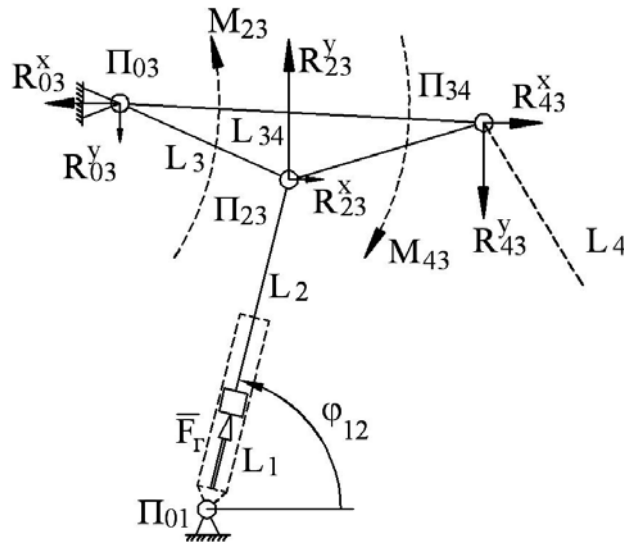


Рис. 2. Схема силового анализа одноподвижного четырехзвенника

Преобразуя (1), получим выражение для переменного плеча действия этой силы и далее выражение для самой силы  $R_{23}$ :

$$m = (Y_{03} - Y_{23}) \cos \varphi_{12} + (X_{23} - X_{03}) \sin \varphi_{12}; \quad R_{23} = \frac{-M_{43}}{m};$$

$$R_{23} = \frac{R_{43}^x (Y_{03} - Y_{34}) + R_{43}^y (X_{34} - X_{03})}{(Y_{03} - Y_{23}) \cos \varphi_{12} + (X_{23} - X_{03}) \sin \varphi_{12}}.$$

Сила реакции в шарнире  $\Pi_{03}$  определяется из условия равенства нулю сил, действующих на поворотный рычаг:

$$\vec{R}_{03} + \vec{R}_{43} + \vec{R}_{23} = 0, \text{ поэтому}$$

$$R_{03}^x = -R_{43}^x - R_{23}^x, \quad R_{03}^y = -R_{43}^y - R_{23}^y.$$

Реакция в опоре гильзы гидроцилиндра при условии действия принятых ограничений равна силе, действующей со стороны штока гидроцилиндра на поворотный рычаг, т. е.

$$\vec{R}_{01} = \vec{R}_{23} \text{ и, соответственно, } R_{01}^x = R_{23}^x, \quad R_{01}^y = R_{23}^y.$$

Величина сил реакции в шарнирах  $\Pi_{03}$  и  $\Pi_{01}$  определяется в соответствии с выражениями:

$$R_{03} = \sqrt{(R_{03}^x)^2 + (R_{03}^y)^2}; \quad R_{01} = \sqrt{(R_{01}^x)^2 + (R_{01}^y)^2}.$$

Окончательная проверка правильности выполнения силового анализа и расчета выходных параметров МН состоит в подтверждении равенства нагрузки  $F_g$ , приведенной к штоку гидроцилиндра через звенья МН со стороны навесной машины, силе реакции  $R_{23}$  в шарнире  $\Pi_{23}$ .

$$\vec{F}_g - \vec{R}_{23} = 0; \quad F_g = P_6 \cdot I_S.$$

Разработанное формализованное описание процедуры силового анализа для нагруженного навесной машиной механизма навески позволяет провести многовариантный силовой анализ для механизмов навески идентичной структуры на ранних стадиях их проектирования/

#### Л и т е р а т у р а

1. Попов, В. Б. Функциональная математическая модель анализа подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Механика–2011 : сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теорет. и прикладной механике, Минск, 2011 г. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси ; редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2011. – Т. 1. – С. 169–176.