

Т.М. Слободяник, О.А. Никитина

**СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ
ОПРОКИДЫВАТЕЛЕЙ ВАГОНОВ**

Проведено сравнение результатов силового анализа опрокидывателей вагонов, имеющих одинаковые кинематические схемы, но различные геометрические параметры звеньев.

Ключевые слова: кинематические параметры, силовые параметры, реакции в кинематических парах.

В работе исследовано влияние геометрических параметров механизмов опрокидывания вагонов на силовые. Для этого проведен силовой анализ двух опрокидывателей, определены реакции в кинематических парах и уравновешены ведущие звенья.

На рис. 1 и 2 представлены кинематические схемы опрокидывателей. Рассматриваемые механизмы имеют одинаковую структуру – по две группы II класса второго порядка первого вида и одному ведущему звену – ползуну. Кинематические схемы опрокидывателей также одинаковы. Различны лишь размеры некоторых звеньев: длина и конфигурация стоек (звенья 0 – CF), длина и соотношение между собой звеньев 2 (AB) и 3 (ΔBCD). Звенья 3, представляющие собой жесткие треугольники, имеют по две равные стороны CD и BD. Различна также длина звеньев 4 (DE) и 5 (FL).

До проведения силового анализа необходимо провести кинематический анализ механизмов. Аналитический метод кинематического анализа шестизвенных механизмов требует дифференцирования длинных выражений. При машинной реализации необходима проверка большого количества углов. При

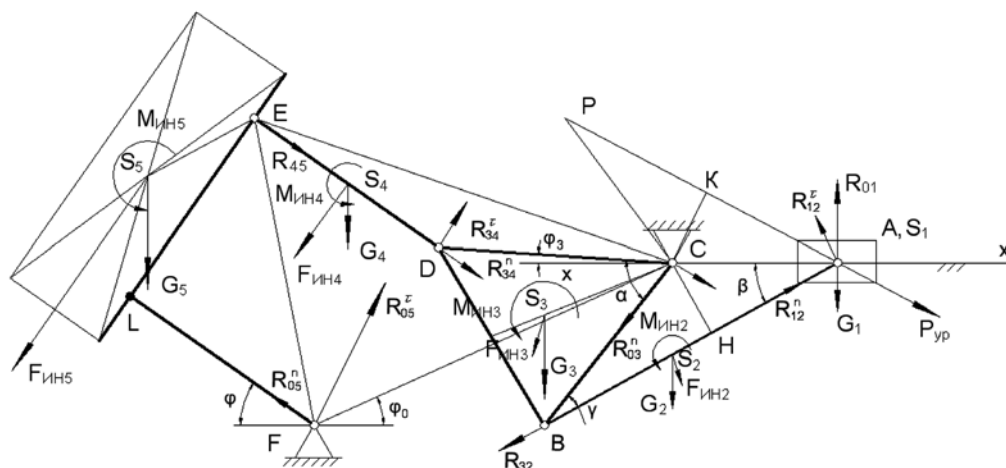


Рис. 1

графическом методе кинематического анализа возможен лишь графический метод силового анализа. Точность графического метода силового анализа при этом зависит от точности кинематического. Точность графического метода кинематического анализа можно повысить, если скорости точек звеньев механизма определить из подобия многоугольников плана скоростей и плана механизма. При этом планы скоростей механизмов можно не строить.

Силовой анализ механизмов проведен для положений стойки FL звена 5, составляющей с горизонтом угол $\varphi = 35^\circ$ см. рис. 1 и 2).

Соединим точки E и C (см. рис. 1), получим треугольники CEF и CDE , из которых по теореме косинусов определим необходимые углы:

$\angle ECF$ – из $\triangle CEF$, $\angle ECD$ – из $\triangle CDE$,

$\angle DCF = \angle ECF - \angle ECD$, $\varphi_3 = \angle DCF - \varphi_0$, $\alpha = \angle DCB - \varphi_3$.

В то же время углы α и β определяются из $\triangle ABC$ по теореме косинусов

$$\alpha = \arccos \frac{AB^2 - BC^2 - X_A^2}{2BC \cdot X_A}$$

где X_A – перемещение первого (ведущего звена);

$$\beta = \arccos \frac{AB^2 - BC^2 + X_A^2}{2AB \cdot X_A}$$

$$\gamma = \alpha - \beta.$$

Для определения скоростей точек звеньев на плане механизма опустим из точки C перпендикуляр CH на сторону AB и продлим его до пересечения в точке P с перпендикуляром к прямой BC , проведенным из точки A через точку K (см. рис. 1). Этими построениями мы получаем план скоростей первого, второго и частично третьего звеньев в масштабе перемещения первого (ведущего) звена – масштаб плана скоростей).

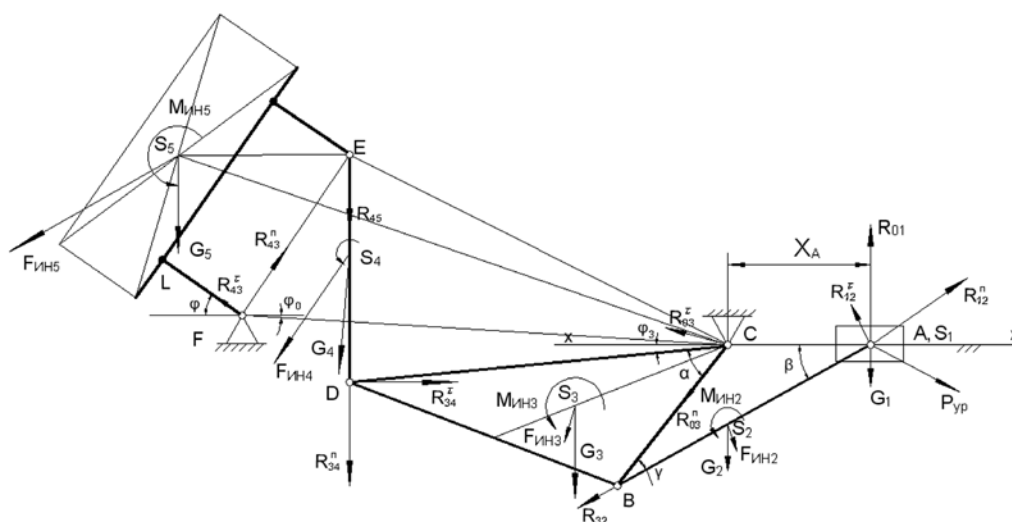


Рис. 2

Скорость точки задается, скорость точки определяется из следующих зависимостей:

$$CH = CB \sin \gamma; \quad CK = AB \cos \gamma - BC;$$

$$CP = \frac{V_{BA}}{\mu_V} = \frac{CK}{\sin \gamma}; \quad AP = \frac{V_B}{\mu_V} = \frac{CP + CH}{\cos \gamma}.$$

Скорости остальных точек определяются из подобия треугольников: планов скоростей и планов механизмов:

$$V_{DB} = V_B \frac{BD}{CB}; \quad V_D = V_B \frac{CD}{CB};$$

$$V_{ED} = V_D \frac{DE}{CD}; \quad V_E = V_D \frac{CE}{CD}.$$

Соединим также центры масс звеньев 5 с точками E и C (см. рис. 1) и из подобия треугольников определим скорости пятого звена

$$V_{S_5E} = V_E \frac{ES_5}{CE}; \quad V_{S_5} = V_{S_5E} \frac{CS_5}{ES_5}$$

Скорости точек определяются точно, что дает точные значения нормальных составляющих ускорений для графического определения полных ускорений и значений сил инерции для силового анализа.

Результаты кинематического анализа : ускорения центров масс вторых звеньев у обеих схем одинаковые, немного отличаются у третьего и четвертого звеньев, а у пятого по второй схеме в 1,5 раза больше, чем по первой. Угловые ускорения звеньев второй схемы также в 1,5 раза больше, чем у первой.

Силовой анализ выполняется по общепринятому порядку. Для групп 4–5 R_{05}^n и R_{34}^r определяются из: $\sum M_{(E)изв.j} = 0$; R_{05}^r , R_{34}^n и R_{05} , R_{34} – из уравнений $\sum F_i = 0$. Для групп 2–3 R_{03}^r и R_{12}^r определяются из уравнений $\sum M_{(B)изв.j} = 0$; R_{03}^n , R_{12}^n и R_{03} , R_{12} – из уравнений $\sum F_i = 0$.

Силовой анализ проводился для массы опрокидываемого вагона 20 тонн. Геометрические параметры звеньев опрокидывателей определены из расчетов на прочность, жесткость и устойчивость и не являются предметом обсуждения данной работы.

Масса вагона определяет силовые параметры и реакции в кинематических парах группы 4–5.

Получены следующие результаты: почти во всех кинематических парах механизма второй схемы реакции значительно выше, чем первой. Отношения значений реакций и уравновешивающих сил в механизме второй схемы к этим величинам механизма первой схемы составляют:

$$\frac{R_{05}^{n2}}{R_{05}^{n1}} = 3,45; \quad \frac{R_{05}^{r2}}{R_{05}^{r1}} = 2,6; \quad \frac{R_{05}^2}{R_{05}^1} = 2,66;$$

$$\frac{R_{34}^{r2}}{R_{34}^{r1}} = 0,516; \quad \frac{R_{34}^{n2}}{R_{34}^{n1}} = 15; \quad \frac{R_{34}^2}{R_{34}^1} = 15;$$

$$\frac{R_{03}^{\tau 2}}{R_{03}^{\tau 1}} = 120; \quad \frac{R_{03}^{n2}}{R_{03}^{n1}} = 42,27; \quad \frac{R_{03}^2}{R_{03}^1} = 43,34;$$

$$\frac{R_{12}^{\tau 2}}{R_{12}^{\tau 1}} = 0,516; \quad \frac{R_{12}^{n2}}{R_{12}^{n1}} = 38,16; \quad \frac{R_{12}^2}{R_{12}^1} = 38,16;$$

$$\frac{R_{01}^2}{R_{01}^1} = 41,16; \quad \frac{P_{yp}^2}{P_{yp}^1} = 32,67.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов. М.: Наука, гл. ред. Физ.-мат. Литературы, 1967. **ТИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Слободяник Т.М. – доцент, e-mail: tslobodyanik@gmail.com,
МПИ НИТУ «МИСиС»,

Никитина О.А. – доцент,
Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова,
e-mail: mgtu@magtu.ru.

UDC 621.01 (075.8)

RAILROAD CAR DUMPERS MECHANISMS FORCE ANALYSIS

Slobodyanik T.M., Assistant Professor, e-mail: tslobodyanik@gmail.com,
Mining Institute, National University of Science and Technology «MISiS»,
119049, Moscow, Russia,

Nikitina O.A., Assistant Professor,
Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov,
455000, Magnitogorsk, Russia,
e-mail: mgtu@magtu.ru.

Comparison of force analysis results for railroad car dumpers with same kinematic schemes and different belts geometric parameters has been performed.

Key words: kinematic parameters, force parameters, kinematic pairs reaction forces.

REFERENCES

1. Artobolevskiy I.I. *Teoriya mekhanizmov* (Theory of mechanisms), Moscow, Nauka, 1967.

