

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ И ОБМЕН ОПЫТОМ

УДК 620.178.7 : 621.869.4

Е. И. ХАНКИН

Воронежская государственная архитектурно-строительная академия

**ОДИН ИЗ МЕТОДОВ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА
МЕХАНИЗМОВ ЛЕСНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ**

Рассмотрена возможность комбинированного метода исследования динамических процессов, происходящих в механизмах лесных погрузчиков в периоды неустановившегося движения.

The possibility of combined method of research into dynamic processes taking place in forest loaders' mechanisms in the periods of unstable movement has been considered.

При динамическом анализе движения звеньев механизмов лесных погрузчиков в периоды разгона или торможения груза избыточные моменты определяют из экспериментальных предпосылок. Несмотря на некоторые различия, многие авторы методик расчета принимают функцию ускорения ведущего звена механизма от угла поворота ведущего звена φ_1 , а следовательно, и избыточного момента, линейной. Однако, как показывают эксперименты [1, 2], реальные законы изменения как избыточных моментов, так и ускорений далеки от линейных. Кроме того, при составлении систем дифференциальных уравнений движения звеньев подъемного механизма и груза сложно определить приведенную жесткость всей системы.

Для уточнения результатов решения динамических задач предлагается комбинированный метод, суть которого рассмотрим на примере двухкривошипного механизма с упругим спарником или его аналогов, имеющих широкое применение в различных конструкциях погрузочно-разгрузочных лесных машин (см. рисунок). После упрощений нелинейных дифференциальных уравнений с помощью метода малых перемещений [2] движение ведущего и ведомого звеньев механизма на каждом шаге перемещений опишем системой

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_{1i} + cr^2 \beta_i (\beta_i \varphi_{1i} - \delta_i \varphi_{2i} + \eta_i) = M_i; \\ I_2 \ddot{\varphi}_{2i} + cr^2 \delta_i (\delta_i \varphi_{2i} - \beta_i \varphi_{1i} - \eta_i) = M_2, \end{cases} \quad (1)$$

где I_1, I_2 — момент инерции соответственно ведущего и ведомого звеньев;

c — коэффициент упругости спарника;

r — длины кривошипов;

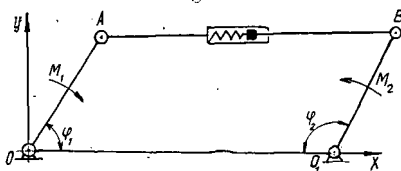


Схема двухкривошипного механизма

M_1 — движущий момент;
 M_2 — главный момент сил сопротивления;
 $\beta_i, \delta_i, \eta_i$ — шаговые константы [1].

При неустановившемся движении — разгоне или торможении — ведущее звено OA движется с некоторым угловым ускорением $\ddot{\varphi}_1$. Предположим, что ускорение начинается с момента $t_0 = 0$ и $\dot{\varphi}_1(t_0) = 0$; в момент времени t_1 ускорение имеет максимальное значение $\dot{\varphi}_1(t_1) = h$, а в момент t_2 $\varphi_1(t_2) = 0$, т. е. движение становится установившимся.

За аналитическое выражение ускорения ведущего звена $\ddot{\varphi}_1(t)$ на сегменте $[t_0, t_2]$ примем интерполяционный полином Лагранжа с узлами интерполяции t_0, t_1 и t_2 :

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{(t-t_1)(t-t_2)}{(t_0-t_1)(t_0-t_2)} \ddot{\varphi}_1(t_0) + \frac{(t-t_0)(t-t_2)}{(t_1-t_0)(t_1-t_2)} \ddot{\varphi}_1(t_1) + \frac{(t-t_0)(t-t_1)}{(t_2-t_0)(t_2-t_1)} \ddot{\varphi}_1(t_2). \quad (2)$$

Для уточнения расчета число узлов интерполяции с осциллограммы можно увеличить. Упростив (2), получим

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{h}{t_1^2 - t_1 t_2} t^2 - \frac{h t_2}{t_1^2 - t_1 t_2} t. \quad (3)$$

Выражение $t_1^2 - t_1 t_2 < 0$, так как $t_2 > t_1$.

Решая дифференциальное уравнение (3) с начальными условиями $\dot{\varphi}_1(t_0) = 0$ и $\varphi_1(t_0) = 0$, получаем уравнение движения ведущего звена OA в период неустановившегося движения:

$$\varphi_1 = \frac{h}{12(t_1^2 - t_1 t_2)} t^4 - \frac{h t_2}{6(t_1^2 - t_1 t_2)} t^3. \quad (4)$$

Из второго уравнения системы (1) определяем φ_2 , учитывая, что в начале движения $\beta_i = \delta_i = 1$ и $\eta_i = 0$ [1]. Запишем это уравнение в виде

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + cr^2 \varphi_2 = cr^2 \varphi_1 + M_2. \quad (5)$$

Решая (5), находим

$$\varphi_2 = \frac{h}{cr^2(t_1 t_2 - t_1^2)} \left(\frac{2I_2^2}{cr^2} \cos \sqrt{\frac{cr^2}{I_2}} t + \frac{t_2 I_2 \sqrt{I_2}}{r \sqrt{c}} \sin \sqrt{\frac{cr^2}{I_2}} t - \frac{cr^2}{12} t^4 - \frac{cr^2 t_2}{6} t^3 + I_2 t^2 - I_2 t_2 t - \frac{2I_2^2}{cr^2} \right) + \frac{M_2}{cr^2}. \quad (6)$$

Уравнение (6) позволяет провести полное кинематическое и динамическое исследование ведомого звена. В частности, поскольку время разгона и торможения груза в погрузочно-разгрузочных механизмах мало, то, разлагая $\cos \sqrt{\frac{cr^2}{I_2}} t$ и $\sin \sqrt{\frac{cr^2}{I_2}} t$ в ряд Маклорена и ограничиваясь первыми двумя членами каждого разложения, находим, что ускорение $\ddot{\varphi}_2$ достигает максимума в момент времени $t_3 \geq t_2$.

В связи с тем, что конечные скорости ведущего и ведомого звеньев равны, т. е. $\int_{t_0}^{t_3} \ddot{\varphi}_1(t) dt = \int_{t_0}^{t_3} \ddot{\varphi}_2(t) dt$, а $t_4 > t_3 \geq t_2$, то в силу непрерывности функций $\ddot{\varphi}_1(t)$ и $\ddot{\varphi}_2(t)$ следует, что в периоды неустановившегося движения груза $\ddot{\varphi}_2(t) < \ddot{\varphi}_1(t)$, т. е. включение упругого эле-