

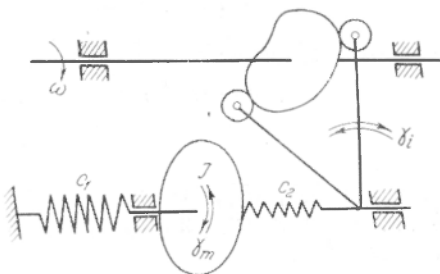
**ВПЛИВ АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
І ДЕМПФУВАННЯ ВЕДЕНОЇ СИСТЕМИ
НА ЕФЕКТ ЗРІВНОВАЖУВАННЯ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ
РОЗВАНТАЖУВАЧА З ЛІНІЙНИМ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИМ
МОМЕНТОМ**

Відомо, що зрівноважувальні пристрої, локалізуючи зону пульсації надлишкової енергії, розвантажують від неї передаточні механізми приводу, при цьому зменшується шум, вібрація, поліпшується рівномірність ходу машини та створюються широкі можливості для підвищення робочих швидкостей машин.

Але наявність у системі виконавчого механізму ланок, які мають пружну податливість і демпфування, в окремих випадках може значно спотворити передбачений ефект зрівноважування.

У цій роботі наведені результати аналітичного дослідження впливу швидкісного режиму, податливості і ступеня демпфування веденої системи виконавчого механізму з розвантажувальним пристроєм на ефект зрівноважування у випадку, коли відновлювальний момент змінюється за лінійним законом.

Рис. 1. Розрахункова схема виконавчого кулачкового механізму з розвантажувальним пристроєм.



На розрахунковій схемі (рис. 1) введені такі позначення: ω — кутова швидкість головного вала; γ_i — кутове переміщення коромисла; γ_m — кутове переміщення веденої ланки; c_1 — зведена до головного вала жорсткість розвантажувального пристрою; c_2 — жорсткість веденого вала.

При проведенні досліджень прийняті такі припущення: ведуча ланка (головний вал) обертається з постійною кутовою швидкістю; зазори у кінематичних парах відсутні; зв'язок між веденою масою і розвантажувальним пристроєм абсолютно жорсткий; всі сили демпфування зведені до зовнішнього еквіваленту опору ($\mu = \text{const}$ — коефіцієнт в'язкого опору).

Прийнявши за початок відліку одно з крайніх положень веденої ланки, на основі методу кінестатики запишемо лінійне диференціальне рівняння руху системи з врахуванням сил демпфування і жорсткості веденого вала

$$I\ddot{\gamma}_m + \mu\dot{\gamma}_m - c_1\left(\frac{\gamma_\Sigma}{2} - \gamma_m\right) - c_2(\gamma_i - \gamma_m) = 0. \quad (1)$$

Поділивши (1) на I і позначивши

$$\frac{\mu}{I} = 2n; \quad \frac{c_1}{I} = \omega_0^2; \quad \frac{c_2}{I} = p_0^2; \quad \frac{c_1 + c_2}{I} = k_0^2; \quad \gamma_i = \frac{\gamma_\Sigma}{2}(1 - \cos\omega t),$$

запишемо

$$\ddot{\gamma}_m + 2n\dot{\gamma}_m + k_0^2\gamma_m = \frac{\gamma_\Sigma}{2}k_0^2 - \frac{\gamma_\Sigma}{2}p_0^2\cos f\omega_0 t, \quad (2)$$

де $f = \frac{\omega}{\omega_0}$ — коефіцієнт зміни швидкісного режиму; ω — кутова швидкість головного вала, відміна від розрахункової (ω_0).

Розв'язок рівняння (2) без правої частини має вигляд

$$\gamma_m^* = (M_1 \cos k_1 t + M_2 \sin k_1 t)e^{-nt}, \quad (3)$$

що відповідає вільним коливанням системи у перехідний період. Враховуючи, що в період усталеного руху вільні коливання затухають (що буде справедливим для безвистойного руху веденої ланки за законом К—«діаграма прискорень косинусоїда»), далі будемо розглядати тільки вимушені коливання.

Приймаючи розв'язок диференціального рівняння (2) у вигляді

$$\gamma_m = A_0 + A_1 \cos f\omega_0 t + A_2 \sin f\omega_0 t \quad (4)$$

і послідовно диференціюючи вираз (4), одержимо

$$\dot{\gamma}_m = -A_1 f\omega_0 \sin f\omega_0 t + A_2 \sin f\omega_0 t, \quad (5)$$

$$\ddot{\gamma}_m = -A_1 f^2 \omega_0^2 \cos f\omega_0 t - A_2 f^2 \omega_0^2 \sin f\omega_0 t. \quad (6)$$

Підставляючи (4), (5), (6) в (2) й прирівнявши коефіцієнти при відповідних членах, одержимо три рівняння з трьома невідомими, із яких знаходимо

$$A_0 = \frac{\gamma_\Sigma}{2}; \quad A_1 = -\frac{\gamma_\Sigma}{2} \cdot \frac{p_0^2(k_0 - f^2\omega_0)}{(k_0^2 - f^2\omega_0^2)^2 + 4n^2 f^2 \omega_0^2} = -\frac{\gamma_\Sigma}{2} M.$$

$$A_2 = -\frac{\gamma_\Sigma}{2} \cdot \frac{p_0^2 2nf\omega_0}{(k_0^2 - f^2\omega_0^2) + 4n^2 f^2 \omega_0^2} = -\frac{\gamma_\Sigma}{2} N.$$

Тоді переміщення веденої маси при усталеному русі виразиться залежністю

$$\gamma_m = \frac{\gamma_\Sigma}{2} (1 - M \cos f\omega_0 t - N \sin f\omega_0 t). \quad (7)$$

Незрівноважений момент M_H , який діє на ведену ланку із-за невідповідності моментів від сил інерції і відновлювальних моментів, виразиться як

$$M_H = c_2(\gamma_i - \gamma_m) = \frac{c_2 \gamma_\Sigma}{2} [(M-1) \cos f\omega_0 t + N \sin f\omega_0 t]. \quad (8)$$

Для визначення максимального незрівноваженого моменту досліджуємо (8) на екстремум

$$M'_H = \frac{c_2 \gamma_\Sigma}{2} [-(M-1)f\omega_0 \sin f\omega_0 t + Nf\omega_0 \cos f\omega_0 t] = 0,$$

звідки

$$\sin f\omega_0 t = \frac{N}{\sqrt{(M-1)^2 + N^2}} \quad \text{та} \quad \cos f\omega_0 t = \frac{M-1}{\sqrt{(M-1)^2 + N^2}}.$$

Підставивши в (8), одержимо вираз для знаходження максимального незрівноваженого моменту

$$\begin{aligned} M_{H_{mi}} &= \frac{c_2 \gamma_\Sigma}{2} \cdot \frac{\sqrt{[p_0^2(k_0^2 - f^2\omega_0^2) - (k_0^2 - f^2\omega_0^2) - 4n^2 f^2\omega_0^2]^2 + 4n^2 p_0^4 f^2\omega_0^2}}{(k_0^2 - f^2\omega_0^2) + 4n^2 f^2\omega_0^2} = \\ &= \frac{c_2 \gamma_\Sigma}{2} M_{H_{mi}}, \end{aligned} \quad (9)$$

де $M_{H_{mi}}$ — безрозмірна величина максимального незрівноваженого моменту.

Для визначення ефекту зрівноважування дослідимо систему без зрівноважувального пристрою ($c_1=0$).

Тоді диференціальне рівняння руху матиме вигляд

$$\ddot{\gamma}_{1m} + 2n_1 \dot{\gamma}_{1m} + p_0^2 \gamma_{1m} = \frac{\gamma_\Sigma}{2} p_0^2 (1 - \cos f\omega_0 t). \quad (10)$$

Приймаючи розв'язок (10) у вигляді

$$\gamma_{1m} = B_0 + B_1 \cos f\omega_0 t + B_2 \sin f\omega_0 t, \quad (11)$$

знаходимо

$$\begin{aligned} B_0 &= \frac{\gamma_\Sigma}{2}; & B_1 &= -\frac{\gamma_\Sigma}{2} \cdot \frac{p_0^2(p_0^2 - f^2\omega_0^2)}{(p_0^2 - f^2\omega_0^2) + 4n_1^2 f^2\omega_0^2}, \\ B_2 &= -\frac{\gamma_\Sigma}{2} \cdot \frac{p_0^2 2n_1 f\omega_0^2}{(p_0^2 - f^2\omega_0^2) + 4n_1^2 f^2\omega_0^2}. \end{aligned}$$

Розв'язок (10) запишемо

$$\begin{aligned} \gamma_{1m} &= \frac{\gamma_\Sigma}{2} \cdot \frac{f^2\omega_0^2 p_0^2 (p_0^2 - f^2\omega_0^2)}{(p_0^2 - f^2\omega_0^2) + 4n_1^2 f^2\omega_0^2} \cos f\omega_0 t + \\ &+ \frac{2p_0^2 n_1 f^3\omega_0^3}{(p_0^2 - f^2\omega_0^2) + 4n_1^2 f^2\omega_0^2} \sin f\omega_0 t. \end{aligned} \quad (12)$$

Досліджуючи (12) на екстремум, одержимо вираз для максимального прискорення

$$\ddot{y}_{1\max} = \frac{\gamma_{\Sigma}}{2} \cdot \frac{f^2 \omega_0^2 p_0^2}{\sqrt{(p_0^2 - f^2 \omega_0^2)^2 + 4n_1^2 f^2 \omega_0^2}} \quad (13)$$

Враховуючи, що $p_0^2 = \frac{c_0}{I}$, маємо вираз для максимального моменту від сил інерції

$$M_{i_{\max}} = I \ddot{y}_{1\max} = c_2 \frac{\gamma_{\Sigma}}{2} \cdot \frac{f^2 \omega_0^2}{\sqrt{(p_0^2 + f^2 \omega_0^2)^2 + 4n_1^2 f^2 \omega_0^2}} = \frac{\gamma_{\Sigma}^2}{2} M_{i_{\max}}, \quad (14)$$

де $M_{i_{\max}}$ — безрозмірна величина максимального моменту від сил інерції.

Ефективність застосування зрівноважувального пристрою оцінюмо коефіцієнтом зрівноважування на веденому валу ($K_{зр. в.}$), як відношення максимального моменту від сил інерції до максимального незрівноваженого моменту

$$K_{зр. в.} = \frac{f^2 \omega_0^2 [(k_0^2 - f^2 \omega_0^2)^2 + 4n^2 f^2 \omega_0^2]}{\sqrt{[p_0^2 (k_0^2 - f^2 \omega_0^2)^2 - (k_0^2 f^2 \omega_0^2)^2 - 4n^2 f^2 \omega_0^2]^2 + 4n^2 f^2 \omega_0^2 p_0^2}} \quad (15)$$

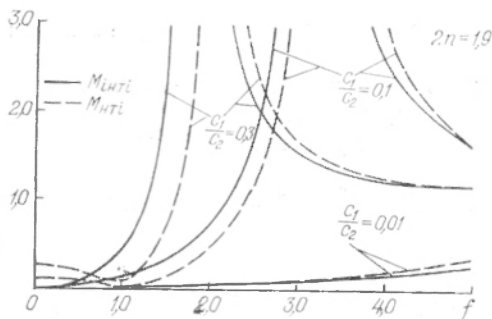
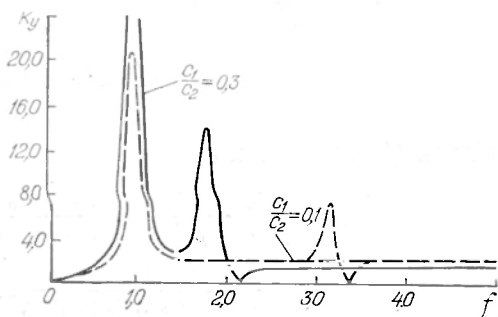


Рис. 2. Залежність інваріантів максимального моменту від сил інерції $M_{i_{\max}}$ і максимального незрівноваженого моменту $M_{i_{\max}}$ від співвідношення жорсткості $\frac{c_1}{c_2}$ і коефіцієнта зміни швидкісного режиму f .

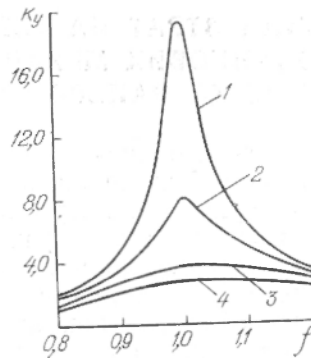
Рис. 3. Залежність коефіцієнта зрівноважування K_y від співвідношення жорсткості $\frac{c_1}{c_2}$ і коефіцієнта зміни швидкісного режиму f при ступені демпфування $2n=1,9$.



Із рис. 2, 3 видно, що найбільший ефект зрівноважування має місце на розрахунковому швидкісному режимі $f=1$ (мінімум інваріанта незрівноваженого моменту і максимум коефіцієнта зрівноважування). Для графіків (рис. 1, 2) можна відзначити такі особливі точки на осі f : $f_1=1$ — точка відповідає найбільшому швидкісному режиму; $f_2 = \sqrt{\frac{c_2}{c_1}}$ — відповідає резонансному режиму роботи механізму без зрівноважувального пристрою і, відповідно, максимальному значенню моменту від сил інерції: коефіцієнт зрівноважування при цьому режимі значний, незважаючи на те, що незрівноважений момент великий, він все-таки у декілька разів менший моменту від сил інерції; $f_3 = \sqrt{1 + \frac{c_2}{c_1}}$ — відповідає резонансному режиму роботи механізму з ПРЦМ, при якому незрівноважений момент досягає максимального значення, знижуючи коефіцієнт зрівноважування до нуля.

Рис. 4. Залежність коефіцієнта зрівноважування K_y від ступеня демпфування $2n$ і коефіцієнта зміни швидкісного режиму:

1 — $2n=1,9$; 2 — $2n=50$; 3 — $2n=10,0$; 4 — $2n=20,0$.



Як бачимо, наявність розвантажувального пристрою зсуває резонанс механізму в область високих частот.

Збільшення ступеня демпфування веденої системи значно впливає на коефіцієнт зрівноважування, знижуючи його (рис. 4); жорсткість веденої системи впливає менше на коефіцієнт зрівноважування.

При проектуванні програмних розвантажувальних пристроїв циклових механізмів слід підбирати співвідношення жорсткостей, мас і демпфування таким чином, щоб одержати найбільш високий коефіцієнт зрівноважування при розрахункових і перехідних швидкісних режимах.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Полюдов А. Н. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореф. канд. дис. Львов, 1964.
2. Тир К. В., Полюдов А. Н. Развитие теории и экспериментальных исследований устройств программного уравновешивания избыточных сил. — В сб.: Совещание по методам расчета механизмов машин-автоматов. Львов, 1971.
3. Яницкий В. Г. Исследование программных разгрузителей цикловых механизмов машин периодического действия. Автореф. канд. дис. Львов, 1973.

**THE INFLUENCE OF AMPLITUDE-FREQUENCY CHARACTERISTICS
AND DAMPING OF THE DRIVEN SYSTEM ON BALANCING EFFECT
WHILE USING AN UNLOADER WITH A LINEAR MOMENT**

Summary

The results of analytical study of the influence of amplitude-frequency characteristics and driven-system damping on the dynamics and the balancing effect of the excessive forces of actuating mechanisms are given. Analytical dependences and nomogrammes, given in the study, may be used for optimizing the synthesis of unloading devices.
