

УДК 621.01

С. Г. Стельмащук*Українська академія друкарства***АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗРІВНОВАЖУВАННЯ НАДЛИШКОВИХ СИЛ У МЕХАНІЗМАХ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС**

Подано результати дослідження впливу різних факторів на ефективність зрівноважування надлишкових інерційних сил у механізмах неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням.

Ефективність, надлишкові сили, зрівноважування, неповнозубі колеса, механізм

Однією з проблем у роботі механізмів періодичного руху з вистоями, до яких відносяться й механізми неповнозубих коліс (НЗК) з кулачковим вмиканням (КВ), є проблема пульсації надлишкової кінетичної енергії кінематичними ланцюгами механізму як ведучих, так і ведених ланок, особливо при інерційних навантаженнях. Це призводить до багатьох негативних наслідків, зокрема до перевантаження всіх ланок механізму надлишковими крутними моментами інерції та зусиллями в кінематичних парах, збільшення коефіцієнта нерівномірності ходу ведучого вала, появи вимушених коливань тощо.

Вирішенням цієї проблеми займалися науковці К. В. Тір, О. М. Полюдов, С. Г. Стельмащук. У статтях (1–4) розглянуто механіку, динаміку й особливості синтезу програмних розвантажувачів (ПР) механізмів НЗК КВ.

У цій статті ставиться завдання оцінити коефіцієнти зрівноважування при різних початкових даних і неоднакових умовах роботи даного механізму.

1. Вплив коефіцієнта корисної дії (к.к.д.) системи на ефект зрівноважування

Коефіцієнти зрівноважування на вихідному валу можна оцінити за формулою (див. рис. 1)

$$K_{y3} = \frac{M_{3\text{вд.}m}}{|M_{3\text{вд}} - M'_3| m} \approx \frac{1}{1 - \eta'_m},$$

$$\text{де } \eta'_m = \frac{M'_3}{M_{3\text{вд}}|_m} \approx \frac{M'_{3m}}{M_{3\text{вд.}m}}.$$

Як випливає з даної формули, к.к.д. системи виконавчий механізм — зрівноважувальний пристрій відіграють головну роль при досягненні високих коефіцієнтів зрівноважування на вихідному валу. Так, при коефіцієнт $\eta'_m = 0,9 \dots 0,95$ зрівноважування набуває значення

$$K_{yр3} = 10 \dots 20.$$

Для досягнення таких значень к.к.д. необхідно всі кінематичні пари конструювати на підшипниках кочення з відповідним їх змащуванням. У цьому випадку аналітичний синтез ПР можна з невеликою похибкою проводити без урахування втрат на тертя.

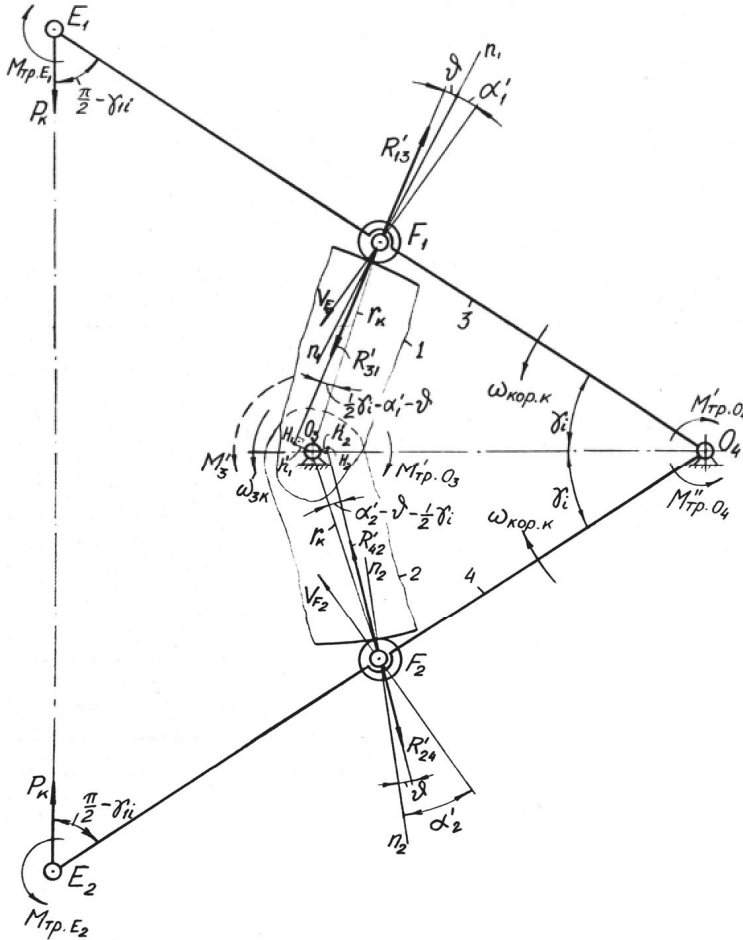


Рис. 1. Розрахункова схема механізму

2. Оцінка коефіцієнтів зрівноважування для ПР з округленими виступами кулачків

Крутний момент на валу O_3 (рис. 1) з урахуванням втрат на тертя

$$M_3^* = M_{3u}^* \cdot [P_{\max} S_{yp}],$$

$$\text{де } M_{3u}^* = 2R_{13u}^* \cdot \lambda_2 \cdot \left(2 \sin \frac{\gamma_i^*}{2} \cdot \sin \left(\frac{\gamma_i^*}{2} - \alpha_1^* - \nu \right) - f \cdot r_{030} \right) -$$

позиційний інваріант крутного моменту рівнорадіусної ділянки;

$$R_{13u}^* = \frac{R_{13}^*}{[P_{\max}]} = \frac{(2\lambda_2 \cos \gamma_{1i}^* - f \cdot r_{E0}) \cdot \frac{1 + \psi_1 - a_{ky}^*}{1 + \psi_1} - f \cdot r_{0,30} \cdot R_{03u}^*}{\lambda_2 \cos(\alpha_1^* + \nu)}$$

позиційний інваріант реакції у вищій кулачковій парі 1–3;

$$R_{03u}^* = \frac{R_{03}^*}{[P_{\max}]} = \frac{1 + \psi_1 - a_{ky}^*}{1 + \psi_1} \sqrt{1 + \left(\frac{2\lambda_2 \cos \gamma_{1i}^* - f \cdot r_{E0}}{\lambda_2 \cos(\alpha_1^* + \nu)} \right)^2} - 2 \frac{2\lambda_2 \cos \gamma_{1i}^* - f \cdot r_{E0}}{\lambda_2 \cos(\alpha_1^* + \nu)} \cdot \cos(\gamma_{1i}^* - \alpha_1^* - \nu)$$

— позиційний інваріант реакції в кінематичній парі 0–3;

$$\gamma_{1i}^* \approx \arcsin \frac{L_{mo} - a_{ky}^*}{4\lambda_2} \text{ — кут відхилення лінії } E_1O_4 \text{ від лінії центрів } O_3O_4.$$

Коефіцієнти зрівноважування в даному випадку визначаються за формулою

$$K_{y3} = \frac{M_{3u\delta.m}}{|M_{3u\delta} - M_3|_m} = \frac{M_{3u\delta.m}}{|M_{3u\delta} - M_{3u}^*|_m},$$

де $M_{3u\delta.m}$ — максимальна величина інваріанта необхідного крутного моменту на валу O_3 ; $[M_{3u\delta} - M_{3u}^*]_m$ — максимальна величина різниці інваріантів крутних моментів — необхідного $M_{3u\delta}$ та фактичного M_{3u}^* .

У таблиці і на рис. 2 подано графіки і значення K_{y3} при варіюванні висхідних параметрів $r_{но}$, $\psi_{вкл}$, i , $r_{отн}$ і коефіцієнтів тертя в кінематичних парах ПР.

Коефіцієнти зрівноважування при варіюванні параметрів ПР

Параметр							
λ_2		$\psi_{вкл}$		i		ψ_1	
1,0	1,5	0,21π	0,4 π	1	2	0,4	0,6
$K_{yр.3}$							
2,11	2,08	2,08	2,84	1,35	2,08	2,14	2,08

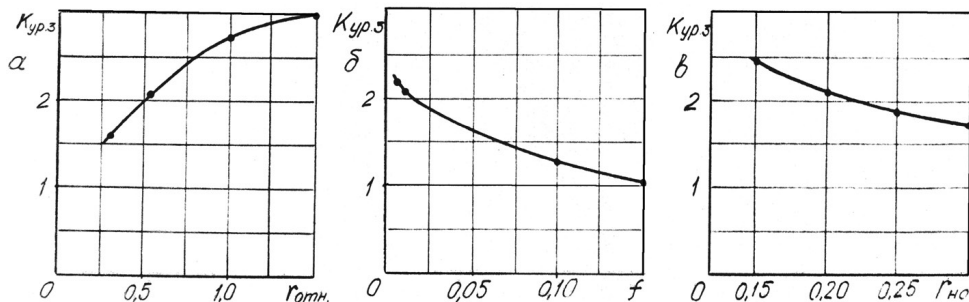


Рис. 2. Графіки залежності $K_{yр.3}$ від параметрів ПР

Аналіз таблиці і графіків засвідчує, що ефективність зрівноважування ($K_{урз}$) збільшується з ростом $\gamma_{отн}$ та $\psi_{вкл}$, а також зі зменшенням величин f і $\gamma_{но}$. Збільшенню $K_{урз}$ сприяє також застосування півобертових НЗК КВ.

3. *Вплив моментів інерції мас коромисел на коефіцієнт зрівноважування $K_{урз}$*

Момент сил інерції кожного коромисла 2 і 4 (рис. 1) визначається відомою залежністю

$$M_{кор} = I_{кор} \cdot \varepsilon_{кор}.$$

Привівши кінематичні моменти обох коромисел до валу O_3 , отримаємо

$$M_{3кор} = 2 \cdot M_{кор} \cdot \frac{\omega_{корк}}{\omega_{3к}}.$$

Позиційний інваріант приведенного моменту після відповідних підстановок і перетворень набуде вигляду

$$M_{3кор.и} = \frac{M_{3кор}}{[P_{\max} S_{ур}]} = \frac{d_{ку}}{b_k} \cdot \frac{J_{кор}}{J_{пр}} \cdot \frac{1 + 2\psi_1}{1 + \psi_1} \cdot \frac{\gamma_m^2}{4i_1 \psi_{вкл}^3 \cdot B^2},$$

де $d_{ку} = c_{ку} \cdot b_{ку}$.

Для порівняння знайдемо співвідношення максимальних величин $M_{3кор.и}$ та $M_{3и.од.}$:

$$\mu_m = \frac{M_{3кор.и\max}}{M_{3и.од.\max}} = \frac{D_y}{D} \cdot \frac{J_{кор}}{J_{пр}} \cdot \frac{\gamma_m^2}{2\psi_{вкл}^2},$$

де $D_y = [c_{ку} \cdot b_{ку}]_{\max}$.

При $I_{кор}/I_{пр} = 0,02 \dots 0,03$; $\gamma_m = 0,2 \dots 0,3$; $\psi_{вкл} = 0,2\pi \dots 0,4\pi$; $D_y/D = 10 \dots 12$ — тоді в найгіршому випадку отримаємо $\mu_{\max} = 0,041$.

Таким чином, максимальна величина моменту на валу O_3 від кінетичних навантажень коромислових штовхачів не перевищує 4,1%. Звідси випливає, що для спрощення розрахунку ПР можна нехтувати впливом моментів інерції мас коромислових штовхачів.

4. *Забезпечення максимального зрівноважування при зміні швидкісного режиму роботи механізму*

При використанні пружинного навантажувача теоретично повне зрівноважування відбувається лише на розрахунковому («крейсерському») режимі. При зміні швидкості ведучого вала коефіцієнт зрівноважування веденої системи можна оцінити за формулою

$$K_{ysi} = \frac{M_{3и.од.и}}{|M_{3и.од.и} - M_{3м}|} = \frac{\left(\frac{\omega_{1i}}{\omega_1}\right)^2}{\left(\frac{\omega_{1i}}{\omega_1}\right)^2 - \eta_m},$$

де $M_3 = M_{3\text{уд}} \cdot \eta$; $\left(\frac{\omega_{1i}}{\omega_1}\right)^2 = \frac{M_{3\text{уд}mi}}{M_{3\text{уд}m}}$; η_m — максимальна величина

к.к.д. ПР; ω_1 та ω_{1i} — розрахункова і змінена кутові швидкості ведучого вала НЗК КВ.

Як видно з графіків (рис.3), побудованих на базі останньої залежності для значень ω_{1i} , що не дорівнюють ω_1 , величини $K_{\text{уп}3}$ стрімко падають. Крім того, зі зниженням к.к.д. оптимальна швидкість, яка відповідає найбільшому зрівноваженню, зсувається в бік менших ω_1 , а з підвищенням к.к.д. оптимальний режим наближається до розрахункового. Як видно з формул у роботі [1], закон зміни позиційних інваріантів подібності переміщення кінця пружини $s_{\text{кн}}$ залежить від висхідного закону періодичного руху (ЗПД) НЗК КВ і відносної величини початкової деформації пружини-навантажувача ψ_1 , а величина максимального ходу пружини [1] — від висхідних величин J_{np} і ω_{2m} , жорсткості пружини c і величини ψ_1 .

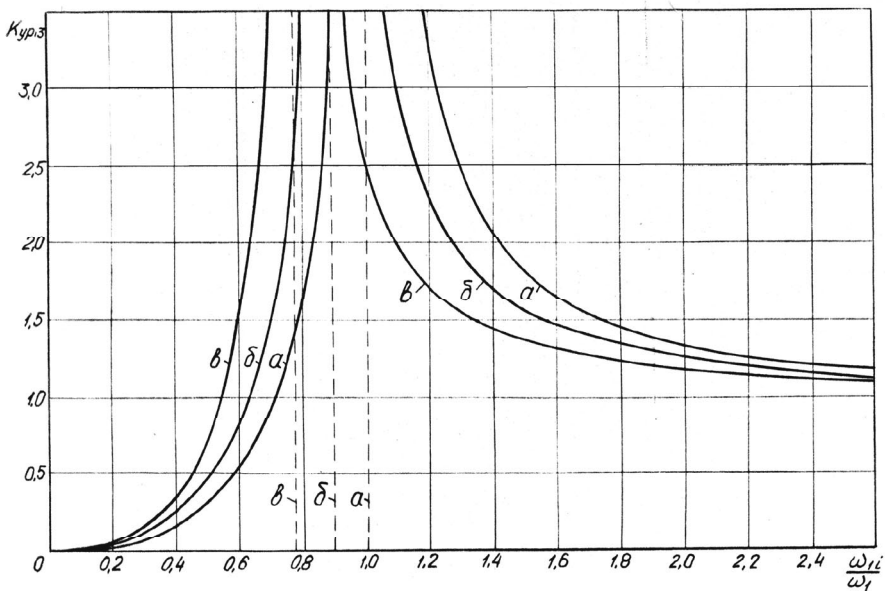


Рис. 3. Графіки $K_{\text{уп}3} = f(\omega_{1i}/\omega_1)$: а) $\eta_m = 1,0$; б) $\eta_m = 0,8$; в) $\eta_m = 0,6$

Умова незмінності зрівноважування при зміні окремих параметрів (ω_{1i} , c_i , $J_{\text{np}i}$) і незмінних профілях кулачків матиме такий вигляд:

$$\omega_1 \sqrt{\frac{J_{\text{np}}}{C}} = \omega_{1i} \sqrt{\frac{J_{\text{np}i}}{C_i}}$$

«Крейсерські» кутові швидкості при зміні I_{np} визначатимуться формулою

$$\omega_{1i} = \omega_1 \cdot \sqrt{\frac{J_{nn}}{J_{nn} i}}$$

Змінюючи швидкісний режим роботи НЗК КВ, повне розрахункове зрівноважування можна зберегти при забезпеченні ідентичності закону переміщення кінця пружини. Цього можна досягти заміною пружини нової жорсткості c_i , якщо інші параметри незмінні, зокрема, ψ_1 , J_{np} , ЗПД НЗК КВ. Необхідна величина c_i у цьому випадку визначається за формулою

$$c_i = c \left(\frac{\omega_{1i}}{\omega_1} \right)^2$$

Наближеного зрівноваження при зміні кутової швидкості ω_{1i} можна добитися і простішим способом, регулюючи монтажну деформацію (початковий натяг) пружини. З умови незмінності максимального ходу пружини $S_{ур}$ величина попереднього натягу пружини повинна бути такою:

$$\psi_i = (\psi_1 + 0,5) \cdot \left(\frac{\omega_{1i}}{\omega_1} \right)^2 - 0,5$$

Повного зрівноважування в цьому випадку не можна досягнути через те, що нова величина ψ_i вимагає зміни закону переміщень кінця пружини $s_{ки}$, тобто заміни кулачків-програмоносіїв.

Використовуючи результати дослідження, можна цілеспрямовано синтезувати механізми програмних розвантажувачів щодо механізмів періодичного руху, одними з яких є механізми неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням.

1. Стельмашук С. Г. Механіка програмних розвантажувачів механізмів неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням / С. Г. Стельмашук // Поліграфія і видавнича справа. — 2004. — № 41. — С. 34–41. 2. Стельмашук С. Г. Визначення початкового радіуса кулачка програмного розвантажувача неповнозубих коліс / С. Г. Стельмашук // Наукові записки. — 2006. — Вип. 6. — С. 24–26. 3. Стельмашук С. Г. Дослідження радіусів кривизни профілів кулачків програмних розвантажувачів / С. Г. Стельмашук // Поліграфія і видавнича справа. — 2007. — № 45. — С. 125–129. 4. Стельмашук С. Г. Дослідження динаміки механізмів неповнозубих коліс з програмними розвантажувачами / С. Г. Стельмашук // Наукові записки. — 2008. — Вип. 1. — С. 63–67.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ УРАВНОВЕШЕНИЯ ИЗБЫТОЧНЫХ СИЛ В МЕХАНИЗМАХ НЕПОЛНОЗУБЫХ КОЛЕС

Изложены результаты исследования влияния разных факторов на эффективность уравновешивания избыточных инерционных сил в механизмах неполнозубчатых колес с кулачковым включением.

An ANALYSIS OF EFFICIENCY OF BALANCING OF SURPLUS FORCES IS IN MECHANISMS OF NEPOVNOZUBIKH WHEELS

In the article the results of research of influencing of different factors are given on efficiency of balancing of surplus forces of inertias in the mechanisms of incomplete-cogged wheels with cam switching.

Стаття надійшла 30.04.09