

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ З ПРУЖИННИМИ НАВАНТАЖУВАЧАМИ

Синтез закону періодичного руху веденої маси кулачково-важільних механізмів (КВМ) за пружною характеристикою пружинних навантажувачів (ПН) у праці [1] наведено для випадку «ідеальної» пульсації надлишкової потужності без врахування втрат на тертя у кінематичних спряженнях, зумовлених взаємодією ланок. Дисипативні втрати енергії у кінематичних парах вимагають відповідної компенсації зі сторони двигуна, що призводить до підвищення затрат середньої потужності за період кінематичного циклу і зниження ефективності зрівноважування надлишкових навантажень. У зв'язку з цим важливо виявити вплив параметричних характеристик ПН і умов тертя в кінематичних парах на показники енергетичної ефективності системи КВМ—ПН з тим, щоб знизити рівень дисипації енергії.

При розв'язанні поставленої задачі відомими вважаємо положення ланок, а кінематику КВМ і ПН (рис. 1) функцією положення коромисла 4 (кут ψ) для заданих геометричних параметрів $\alpha = a/r$, $\beta = b/r$, $\lambda = l/r$, $\beta_1 = b_1/r$, $\beta_2 = b_2/r$, $\varepsilon_1 = e_1/r$, $\varepsilon_2 = e_2/r$, $\beta_h = b_h/l_k$, $\rho_0 = r_0/l_k$, $r_{p0} = r_p/l_k$.

Кінетостатичний розрахунок КВМ з ПН. На розглядуваний механізм діє зведений до вала O_3 момент від сил інерції ведених мас M_i , який з умови зрівноважування надлишкових навантажень

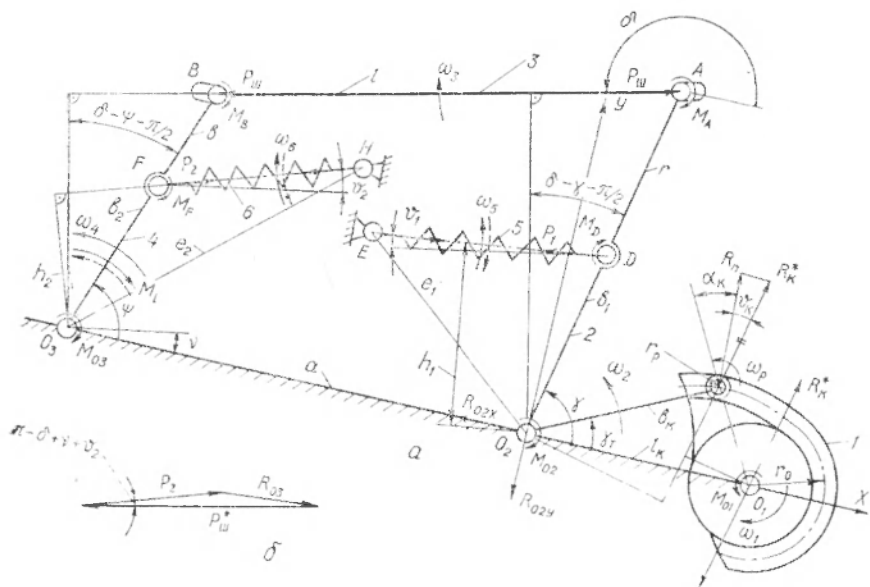


Рис. 1. Кулачково-важільний механізм з пружинними навантажувачами:
 а — розрахункова схема; б — план сил.

у кожній фазі кінематичного циклу дорівнює за значенням, але протилежний за напрямком відновлюючому моменту [1]

$$M_B = P_1 h_1 / \omega_{42i} - P_2 h_2, \quad (1)$$

де P_1, P_2 — зусилля ПН 5 і 6; h_1, h_2 — плечі дії цих зусиль; ω_{42i} — інваріант кутової швидкості коромисла.

При визначенні реакцій у кінематичних парах робимо допущення про відсутність впливу на тертя в шарнірах тангенціальної складової зусилля, яке передає шатун. Для звичайних геометричних співвідношень ланок і елементів кінематичних пар механізмів це допущення несуттєве [2].

Зусилля в шатуні P_{III} визначаємо в першому наближенні без врахування втрат у шарнірі O_3 з умови рівноваги коромисла:

$$P_{III}^* \beta r \cos(\delta - \psi - \pi/2) = M_t + P_2 h_2 + P_{III}^* f_B r_B + P_2 f_F r_F, \quad (2)$$

звідки

$$P_{III}^* = \frac{M_t + P_2 (h_2 + f_F \cdot r_F)}{\beta r \cos(\delta - \psi - \pi/2) - f_B r_B},$$

де f_i, r_i — коефіцієнти тертя та радіуси цапф відповідних шарнірів.

З силового трикутника (рис. 1, б) реакція

$$R_{O3} = \sqrt{(P_{III}^*)^2 + P_2^2 - 2P_{III}^* P_2 \cos(\pi - \delta \pm \nu + \nu_2)}. \quad (3)$$

Після її знаходження додамо в праву частину рівності (2) момент від сил тертя $M_{O_3} = R_{O_3} f_{O_3} r_{O_3}$ у шарнірі O_3 й уточнимо значення зусилля в шатуні

$$P_{III} = \frac{M_i + P_2 (n_2 + f_F r_F) + R_{O_3} f_{O_3} r_{O_3}}{\beta r \cos(\delta - \psi - \pi/2) - f_B r_B}. \quad (4)$$

З умови рівноваги ланки 2 без врахування втрат у шарнірі O_1

$$R_K^* r_{\mu_K} \beta_K \cos(\alpha_K + \nu_K) = P_{III} [r \cos(\delta - \gamma - \pi/2) + f_A r_A] - P_1 (h_1 - f_D r_D) \quad (5)$$

визначимо в першому наближенні реакцію

$$R_K^* = \frac{R_n}{\cos \nu_K} = \frac{P_{III} [r \cos(\delta - \gamma - \pi/2) + f_A r_A] - P_1 (h_1 - f_D r_D)}{r_{\mu_K} \beta_K \cos(\alpha_K - \nu_K)},$$

де R_n — нормальна реакція зі сторони кулачка; $\nu_K = \arctg f_n$ — кут тертя; f_n — зведений коефіцієнт тертя в парі кулачок-ролик; α_K — кут тиску; $\mu_K = lk/r$ — відносний геометричний параметр.

Складові реакції R_{O_2} на осі координат x і y одержуємо з рівнянь проєкцій сил, що діють на ланку 2

$$R_{O_2x} = P_{III} \cos(\delta \pm \pi) + P_1 \cos(\pi + \nu - \vartheta_1) + R_K^* \cos(\pi/2 + \gamma_T - \alpha_K - \vartheta_K), \quad (6)$$

$$R_{O_2y} = P_{III} \sin(\delta \pm \pi) + P_1 \sin(\pi + \nu - \vartheta_1) + R_K^* \sin(\pi/2 + \gamma_T - \alpha_K - \vartheta_K), \quad (7)$$

а повну реакцію R_{O_2} — з рівності

$$R_{O_2} = \sqrt{R_{O_2x}^2 + R_{O_2y}^2}. \quad (8)$$

Уточнене значення реакції R_K^* визначаємо з рівняння (5) після того, як введемо в його праву частину момент від сил тертя $M_{O_2} = R_{O_2} f_{O_2} r_{O_2}$ у шарнірі O_2 :

$$R_K = \frac{P_{III} [r \cos(\delta - \gamma - \pi/2) + f_A r_A] - P_1 (h_1 - f_D r_D) + R_{O_2} f_{O_2} r_{O_2}}{r_{\mu_K} \beta_K \cos(\alpha_K + \nu_K)}. \quad (9)$$

У формулах (3), (6) і (7) верхні знаки приймають для чотириланковиків з параметром $\beta > 1$, а нижні $\beta < 1$.

Принцип порівняння затрат енергії. Для виконавчих механізмів з чисто інерційним навантаженням поняття інтегрального к. к. д. за кінематичний цикл втрачає зміст, тому що корисна робота за цей період дорівнює нулю. Для циклових механізмів у цих випадках порівнюють коефіцієнти витраченої на тертя енергії за однозначний хід веденої маси [2]:

$$\xi_B = \frac{\int_0^{\varphi_1} M_{II\pi} d\varphi + \int_{\varphi_1}^{\varphi_B} M_{II\pi} d\varphi}{0,5 B_4^2 I_n \chi^2 T^{-2}}, \quad (10)$$

де $M_{II\pi}$ — зведений сумарний момент від сил тертя у кінематичних парах; φ_B — фазовий кут віддалення; φ_1 — кут закінчення періоду розбігу; B_4 — константа піка швидкості синтезованого закону руху; I_n — зведений момент інерції ведених мас; χ_ε — кутовий розмах коромисла; T — тривалість циклу однозначних перемішень.

Виходячи з умови збереження потужності, одержуємо

$$\begin{aligned} M_{II\pi} = c_1 r_i^2 [R_{O3U} f_{O3} r_{O3O} \omega_{4i} + P_{ШУ} f_B r_{BO} (\omega_{4i} - \omega_{3i}) + P_{2U} f_F r_{FO} \times \\ \times (\omega_{4i} \pm \omega_{6i}) + P_{2U} f_H r_{HO} \omega_{6i} + P_{ШУ} f_A r_{AO} (\omega_{2i} - \omega_{3i}) + \\ + P_{1U} f_D r_{DO} (\omega_{2i} \mp \omega_{5i}) + P_{1U} f_E r_{EO} \omega_{5i} + R_{O2U} f_{O2} r_{O2O} \omega_{2i} + \\ + R_{KU} f_U r_{UO} (\omega_{pi} + \omega_{2i}) + R_{KU} f_{O1} r_{O1O}, \end{aligned} \quad (11)$$

де c_1 — жорсткість ПН 5; $\bar{R}_{jU} = R_j/c_1 r$ — безрозмірні позиційні величини реакцій у кінематичних парах; $r_{iO} = r_i/r$ — відносні параметри радіусів цапф відповідних шарнірів; $\omega_{ii} = \omega_i/\omega_1$ — позиційні інваріанти кутових швидкостей ланок механізму; верхні знаки, що стоять перед ω_{5i} і ω_{6i} , приймають для періоду розбігу, а нижні — для вибігу.

Умовні інтегральні к. к. д. такого механізму за однозначний хід веденої маси

$$\eta_U = 1 - \xi_B. \quad (12)$$

Вплив коефіцієнтів тертя f_i і відносних параметрів радіусів цапф r_{iO} при заданих c_1 , r на величину $M_{M\pi}$ очевидне з формули (11); мінімізація f_i і r_{iO} приведе до підвищення η_U . Для з'ясування впливу коефіцієнтів попереднього натягу ПН K_1 , K_2 , від яких, в свою чергу, залежать ε_1 и ε_2 , а також параметрів довжин плеч закріплення ПН β_1 , β_2 на величину η_U за допомогою ЕОМ виконано для ряду сполучень значень β , λ , χ_Σ і β_K оціночні розрахунки. Загальні параметри для цих серій досліджень: $T=0,15$ с; $J_{II}=29,4$ кгм; $r=0,3$ м; $\varphi_B=\pi$; $\mu_K=1,0$; $\rho_O=0,3$; всі $r_{iO}=0,1$, за виключенням $r_{1O}=0,05$; $\nu_K=0,0055$ рад; всі $f_i=0,01$, за виключенням $f_A=f_B=0,1$. Вплив параметрів K_1 і K_2 при $\beta_1=\beta_2=0,5$, а також β_1 і β_2 при $K_1=K_2=0,5$ на значення і характер зміни η_U для КВМ з геометричними параметрами $\beta=2,0$; $\lambda=2,0$; $\chi_\Sigma=25^\circ$; $\beta_K=0,8$ показаний на рис. 2 суцільними лініями. На цих же сітках графіків пунктирними лініями нанесені значення η_U для КВМ, в якому для усунення «гри» в спряженнях ланок силове замикання вищої пари здійснюється пружиною, що діє на коромисло і створює певний натяг у цілому ланцюзі ланок. Цю схему ми

беремо як прототип для порівняння енергетичної ефективності КВМ з ПН. При визначенні η_U порівнюваного механізму використовуємо залежності (1)–(12), в яких, починаючи з формули (5), зусилля P_1 приймали рівним нулю.

Аналізуючи графічні залежності (рис. 2), можна зробити такі висновки: а) умовні інтегральні к. к. д. КВМ з ПН підвищуються

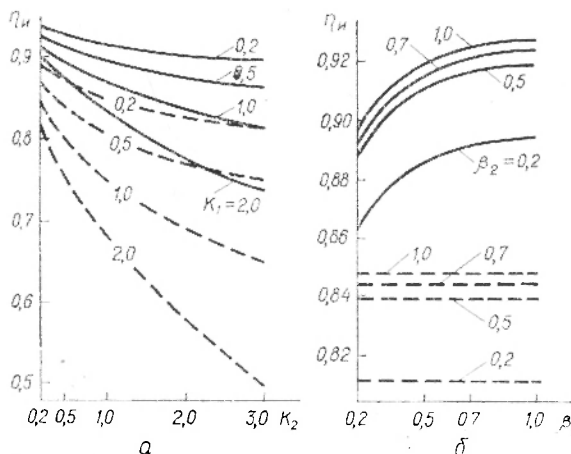


Рис. 2. Залежність умовного інтегрального к. к. д. від коефіцієнтів K_1 , K_2 (а) і параметрів β_1 , β_2 (б).

при зменшенні коефіцієнтів попереднього натягу ПН і при збільшенні параметрів довжин плеч їх закріплення; б) за рахунок розвантаження кулачкового механізму від передачі надлишкової кінетичної енергії значення η_U при рівності початкових даних на 5...25% вищі для системи КВМ—ПН, ніж для КВМ з пружиною для усунення «гри» в спряженнях ланок.

Список літератури: 1. Помодов А. Н., Билецкий А. А. Синтез закона движения ведомого звена кулачково-рычажных механизмов с устройством для выборки зазоров и уравнивания избыточных моментов. — В кн.: Механика, 1976, № 2, с. 25—30. Рукопись деп. в ЦНИИТЭИдегпищемаш, № 75. 2. Тур. К. В. Механика полиграфических автоматов. — М.: Книга, 1965. — 496 с.

Kinetostatics of cam-lever spring loading mechanisms are given here, influence of parameter characteristics of loadings on the value of conditional integral efficiency and results of comparison of energetic effectiveness of proposed system and prototype are also given here.

Стаття надійшла до редакції 03.04.83