

ЗБЛОКОВАНІ ВИКОНАВЧО-ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНІ КУЛАЧКОВІ МЕХАНІЗМИ

Відомі зрівноважувальні кулачкові механізми [1], [3], [4], [5], які застосовуються для індивідуального, групового або загального зрівноважування надлишкових крутячих моментів від виконавчих циклових механізмів на головному валі машини.

В цій статті розглядається можливість створення заблокованих в одному вузлі виконавчого і зрівноважувального кулачкових механізмів, що дає змогу значно спростити конструкцію при досягненні того ж результату — споживання на протязі всього кінематичного циклу постійного крутячого моменту. Це поліпшує динаміку всієї системи в цілому, оскільки в таких умовах локалізується зона пульсації надлишкових крутячих моментів, які є джерелом збудження вимушених пружних коливань, зменшуються в декілька раз навантаження на передавальні механізми машини, збільшується можливість підвищення робочих швидкостей, зменшується шум, поліпшується якість продукції.

З'єднані в одному вузлі виконавчий і зрівноважувальний кулачкові механізми, які мають тільки один навантажувач, при відповідному профілюванні кулачка зрівноважувального механізму, спареного з кулачком виконавчого механізму, будемо називати заблокованими виконавчо-зрівноважувальними кулачковими механізмами.

В цих механізмах профіль кулачка виконавчого кулачкового механізму визначається технологічною або кінематичною специфікою вузла, а профіль кулачка зрівноважувального механізму залежить від динаміки системи (закону руху і величини ведених мас виконавчого механізму, величини і характеру зміни статичних сил, характеристики навантажувача, к. к. д. виконавчого і зрівноважувального кулачкових механізмів і т. п.). Розрахунок профілю кулачка зрівноважувального механізму повинен вестися з загальної умови зрівноважування надлишкових крутячих моментів на головному валі:

$$M_p = (M_{ст} + M_{кін}) \Theta_i + M_{зр} \Theta_{зр.i} = M_{сер} = \text{const}, \quad (1)$$

де M_p — крутячий момент рушійних сил;

$M_{ст}$ — ідеальний крутячий момент від статичних сил опору рухові на веденій ланці виконавчого механізму;

$M_{кін}$ — ідеальний крутячий момент від сил інерції маси веденої ланки виконавчого механізму;

$M_{зр}$ — ідеальний крутячий момент від сил, створюваних навантажувачем зрівноважувального кулачкового механізму;

$M_{сер}$ — постійний середній крутячий момент.

Тут всі крутячі моменти приведені до головного валу.

Θ_i і $\Theta_{зр.i}$ — коефіцієнти, які враховують к.к.д. механізмів.

$\Theta_i = \eta_i$ при передачі енергії від виконавчого механізму головному валові,

$\Theta_i'' = \frac{1}{\eta_i}$ при передачі енергії від головного валу виконавчому механізму, де η_i — миттєвий к.к.д. виконавчого механізму.

$$\Theta_{зр.i}' = \eta_{зр.i} \text{ і } \Theta_{зр.i}'' = \frac{1}{\eta_{зр.i}}$$

відповідно для зрівноважувального кулачкового механізму.

З рівняння (1) видно, що для створення постійного крутячого моменту на головному валі необхідно задовольнити умову:

$$(M_{ст} + M_{кін}) \Theta_i = - M_{зр} \Theta_{зр.i}. \quad (2)$$

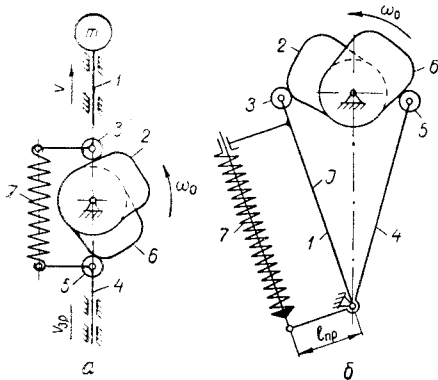


Рис. 1. Кінематичні схеми заблокованих виконавчо-зрівноважувальних кулачкових механізмів:

a — з поступовими штовхачами; *б* — з коромисловими штовхачами. 1 — штовхач, 2 — кулачок і 3 — ролик виконавчого кулачкового механізму; 4 — штовхач, 5 — ролик і 6 — кулачок зрівноважувального кулачкового механізму; 7 — замикаюча пружина (навантажувач).

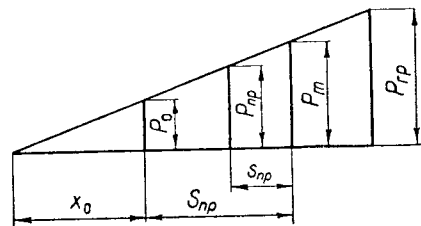


Рис. 2. Діаграма деформації пружини.

Як показують експериментальні дані, при якісному виконанні виконавчих і зрівноважувальних механізмів їх миттєві к.к.д. на протязі більшої частини циклу досить високі (досягають майже до $\eta_i = 0,94$ — $0,96$, так як в зубчатих передачах).

Враховуючи це, а також беручи до уваги значні труднощі дальших викладок при врахуванні затрат на тертя, далі останніми нехтуємо, вважаючи $\Theta_i = \Theta_{зр.i} = 1$.

Розглянемо розрахунок заблокованого виконавчо-зрівноважувального кулачкового механізму, виконавчий механізм якого навантажений тільки силами інерції ведених мас. Ролики штовхачів замкнені на кулачках однією пружиною, яка служить одночасно навантажувачем виконавчого і зрівноважувального кулачкових механізмів. Масою штовхача зрівноважувального механізму в першому приближенні нехтуємо.

Кінематичні схеми цих механізмів з поступовими і коромисловими штовхачами наведені на рис. 1 (*a* і *б*). Причому схема коромислового механізму обрана так, що в середньому положенні важіль пружини і коромисло виконавчого механізму утворюють прямий кут.

Для механізму з поступовими штовхачами на основі загальних положень механіки, застосувавши позиційні інваріанти подібності кінематичних величин [2], можемо записати:

$$M_{кін} = d_k \frac{mS^2}{r^3\omega_0^3}, \quad (3)$$

де d_κ — позиційний інваріант подібності кінетичної потужності;
 m — маса штовхача виконавчого механізму;
 S — розмах штовхача виконавчого механізму;
 T — тривалість періоду циклу віддалення (або приближення),
 ω_0 — постійна кутова швидкість головного валу.

$$M_{cm} = -\frac{P_{np} \cdot v}{\omega_0} \quad \text{і} \quad M_{зр} = \frac{P_{np} v_{зр}}{\omega_0},$$

де v — швидкість руху штовхача виконавчого механізму;
 $v_{зр}$ — швидкість руху штовхача зрівноважувального механізму;
 P_{np} — змінне зусилля пружини (навантажувача).
 Зусилля пружини можна виразити (рис. 2):

$$P_{np} = c(x_0 + S_{np} - s_{np}) = cS_{np}(\psi + 1 - a_{кнр}),$$

де c — жорсткість пружини;
 x_0 — монтажна деформація пружини;
 S_{np} — максимальний робочий хід пружини;
 $s_{np} = a_{кнр} S_{np}$ — текуча деформація пружини;
 $a_{кнр}$ — позиційний інваріант подібності деформації пружини;
 $\psi = \frac{x_0}{S_{np}}$ — коефіцієнт попереднього натягу пружини.

Тоді:

$$M_{cm} = -\frac{cS_{np}(\psi + 1 - a_{кнр})v}{\omega_0}, \quad (4)$$

$$M_{зр} = \frac{cS_{np}(\psi + 1 - a_{кнр})v_{зр}}{\omega_0}. \quad (5)$$

Підставляючи значення моментів (3), (4) і (5) в рівняння (2), одержимо:

$$d_\kappa \frac{mS^2}{T^3} = -cS_{np}(\psi + 1 - a_{кнр})b_{кнр} \frac{S_{np}}{T}; \quad (6)$$

причому

$$b_{кнр} \frac{S_{np}}{T} = v_{np} = v_{зр} - v,$$

де v_{np} — швидкість деформації пружини;
 $b_{кнр}$ — позиційний інваріант подібності швидкості деформації пружини.

Оскільки

$$b_{кнр} = \frac{da_{кнр}}{dk},$$

де κ — відносний час, то вираз (6) можна записати:

$$d_\kappa dk \frac{mS^2}{T^3} = -cS_{np}^2(\psi + 1 - a_{кнр}) da_{кнр}.$$

Інтегруючи це рівняння по відносному часові, дістаємо:

$$\frac{b_\kappa^2 \cdot mS^2}{2 \cdot T^3} = -cS_{np}^2(1 + \psi - 0,5a_{кнр}) da_{кнр}, \quad (7)$$

оскільки

$$\int_0^\kappa d_\kappa dk = \int_0^\kappa b_\kappa c_\kappa dk = \int_0^\kappa b_\kappa db_\kappa = \frac{b_\kappa^2}{2},$$

де b_k — позиційний інваріант подібності швидкості штовхача виконавчого механізму;

c_k — позиційний інваріант подібності прискорення штовхача виконавчого механізму.

З рівняння (7) видно, що ліва частина його виражає надлишкову роботу від сил інерції ведених мас виконавчого механізму, а права частина — роботу пружних деформацій пружини.

В момент закінчення розбігу штовхача виконавчого механізму пружина віддає всю потенціальну енергію пружності, накопичену на попередньому вибігу. Позиційний інваріант подібності деформації пружини приймає значення $a_{knp} = 1$, а інваріант подібності швидкості досягає максимуму $b_{knp} = B$, де B — константа піку швидкості штовхача виконавчого механізму.

Тоді рівняння (7) набирає вигляду:

$$B^2 \frac{mS^2}{T^2} = -c S_{np}^2 (2\psi + 1). \quad (8)$$

Рівняння (8) визначає акумулюючу здатність пружини.

Введемо позначення:

$\frac{S_{np}}{S} = \kappa$ — коефіцієнт ходу пружини;

$T \sqrt{\frac{c}{m}} = \xi$ — динамічний параметр.

Тоді з рівняння (8) можна визначити за абсолютною величиною коефіцієнт ходу пружини:

$$\kappa = \frac{B}{T} \sqrt{\frac{m}{c(2\psi + 1)}}, \quad (9)$$

або, вводячи динамічний параметр:

$$\kappa = \frac{B}{\xi \sqrt{2\psi + 1}}. \quad (10)$$

Як видно з виразів (9) і (10), коефіцієнт ходу пружини залежить від динаміки системи, коефіцієнта попереднього натягу пружини і закону руху штовхача виконавчого механізму.

Другою умовою при проектуванні заблокованих виконавчо-зрівноважувальних кулачкових механізмів є забезпечення силового замикання роликів штовхачів на кулачках.

Цю умову з завишеним запасом можна записати:

$$P_0 \geq P_{in.m}, \quad (11)$$

де $P_0 = c x_0 = c \psi S_{np}$ — зусилля при монтажній деформації пружини;

$P_{in.m} = m K_g C \frac{S}{T^2}$ — максимальне зусилля від сил інерції ведених мас.

Тут C — теоретична константа піку прискорень штовхача виконавчого механізму;

K_g — коефіцієнт динамічності, який враховує вплив накладання власних пружних коливань системи [3].

Підставляючи вирази зусиль в (11), дістаємо:

$$c \psi S_{np} \geq m K_g C \frac{S}{T^2}. \quad (12)$$

Оскільки $\frac{S_{np}}{S} = \kappa$, то, використовуючи (10), запишемо:

$$T^2 \frac{c}{m} \psi \frac{B}{\xi \sqrt{2\psi + 1}} \geq K_g C.$$

Замінюючи $T^2 \frac{c}{m} = \xi^2$, дістаємо:

$$\xi \geq \frac{K_g C \sqrt{2\psi + 1}}{B\psi} = \xi_m, \quad (13)$$

де ξ_m — мінімальне значення динамічного параметра.

Графіки мінімальних значень динамічного параметра наведені на рис. 3 для різних законів руху штовхача виконавчого механізму.

Коефіцієнти динамічності прийняті за [5] для демпфированих систем. Так, для законів руху C_0 , Ш, (0307)1,5, К і 0000 коефіцієнти динамічності мають значення відповідно 1,43; 1,41; 2,20; 1,85 і 1,8¹.

З виразу (13) можна визначити жорсткість пружини:

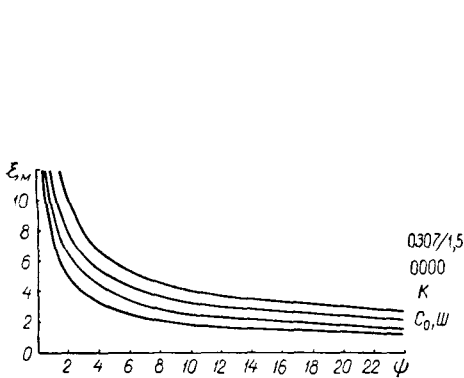


Рис. 3. Графіки залежності мінімальних значень динамічного параметра ξ_m від коефіцієнта попереднього натягу пружини.

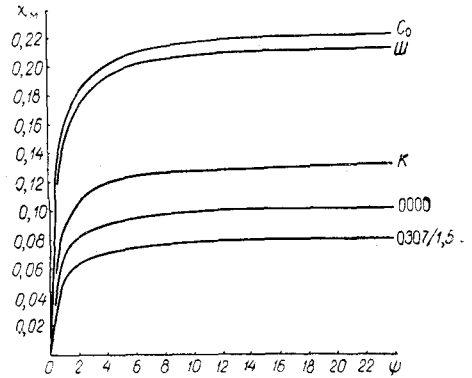


Рис. 4. Графіки залежності максимальних значень коефіцієнта ходу пружини χ_m від коефіцієнта попереднього натягу пружини.

$$\xi = \frac{c}{m} T^2 \geq \frac{K_g^2 C^2 (2\psi + 1)}{B^2 \psi^2}.$$

Звідки:

$$c \geq \frac{K_g^2 C^2 (2\psi + 1) m}{B^2 \psi^2 T^2}.$$

При вибраному мінімальному значенні динамічного параметра дістаємо:

$$c \geq \frac{\xi_m^2 m}{T^2}. \quad (14)$$

Як видно з рис. 3 і виразів (13) і (14), жорсткість пружини збільшується при зменшенні коефіцієнта попереднього натягу і дуже великі значення приймає при малих значеннях ψ .

Таким чином, визначивши за графіками або за формулою (13) граничне мінімальне значення динамічного параметра ξ_m , підставляємо його в формулу (14) і визначаємо потрібну жорсткість пружини. Вибравши конструкцію пружини, уточнюємо її жорсткість, яка повинна бути близькою до значення, підрахованого за формулою (14).

Тоді за формулою (9) визначаємо коефіцієнт ходу пружини і робочий хід пружини $S_{np} = \chi_m S$.

При підстановці в формулу (10) значення динамічного параметра з виразу (13) дістаємо:

$$\chi_m \leq \frac{B^2 \psi}{K_g C (2\psi + 1)}. \quad (15)$$

¹ Позначення законів руху прийняті за [2].

На рис. 4 наведені графіки максимальних значень коефіцієнта ходу пружини κ_m для різних законів руху при вказаних вище коефіцієнтах динамічності.

При прямованні $\psi \rightarrow \infty$

$$\lim \kappa = \frac{1}{2} \frac{B^2}{K_g C} = \kappa_2.$$

Граничні максимальні значення коефіцієнтів ходу пружини κ_2 наводимо нижче:

Закон руху	C_0	Ш	0307/1,5	К	0000
κ_2	0,227	0,216	0,081	0,130	0,104

Як видно з рис 4 і наведених даних, робочий хід пружини зблокованих виконавчо-зрівноважувальних кулачкових механізмів порівняно невеликий, а жорсткість пружини, яка визначається формулами (13) і (14), може бути досить великою, особливо при малих значеннях коефіцієнта попереднього натягу.

Для навантажувачів можуть застосовуватися різні типи пружин (гвинтові циліндричні, тарілчаті та інші). Для визначення конструктивних параметрів гвинтової циліндричної пружини необхідно визначити, крім жорсткості, діаметр дроту.

Діаметр дроту визначаємо з умови (11), підставивши значення

$$P_0 = \frac{P_{zp}}{\alpha}, \quad (16)$$

де $P_{zp} = \frac{\pi d^3 [\tau]}{8 D_{np} K_{np}} = \frac{\pi d^2 [\tau]}{8 C_D K_{np}}$ — граничне навантаження [6];

d — діаметр дроту пружини;

D_{np} — середній діаметр пружини; $D_{np} = C_D d$.

В машинобудуванні вибирають $C_D = 5 \div 8$.

K_{np} — коефіцієнт, який враховує вплив напружень зрізу сумісно з скручуванням дроту;

$[\tau]$ — допустиме напруження скручування дроту;

$$\alpha = \frac{P_{zp}}{P_0} = \frac{1,25 P_m}{P_0} = \frac{1,25 c S_{np} (1 + \psi)}{c S_{np} \psi} = 1,25 \left(1 + \frac{1}{\psi} \right),$$

де P_m — робоче максимальне навантаження.

В машинобудуванні приймають $P_{zp} = 1,25 P_m$.

Тоді з врахуванням (16) умову (11) можна записати:

$$\frac{\pi d^2 [\tau]}{10 \left(1 + \frac{1}{\psi} \right) C_D K_{np}} \geq K_g C \frac{mS}{T^2}.$$

Звідки діаметр дроту визначається:

$$d \geq \sqrt{\frac{10 C_D K_{np} K_g C mS \left(1 + \frac{1}{\psi} \right)}{\pi [\tau] T^2}}. \quad (17)$$

Підрахувавши за формулою (17) діаметр дроту, закругляємо його до найближчої величини по ГОСТу.

Визначаємо необхідне число витків пружини:

$$i = \frac{G d}{8 C_D^3 c}, \quad (18)$$

де $G = 8 \cdot 10^5 \frac{K_2}{\text{см}^2}$ — модуль пружності другого роду матеріалу дроту.

Для коромислового заблокованого виконавчо-зрівноважувального механізму, зображеного на рис. 1 б, враховуючи незначні переміщення пружини, всі вищенаведені викладки справедливі при заміні лінійного розмаху $S_{np} \cong l_{np} \gamma_{\Sigma}$, де l_{np} — плече дії зусилля пружини, γ_{Σ} — кутовий розмах коромисла виконавчого механізму; і маси $m = \frac{I}{l_{np}^2}$, де I — приведений момент інерції виконавчого механізму.

Тоді для коромислового механізму динамічний параметр визначається:

$$\xi = l_{np} T \sqrt{\frac{c}{I}}. \quad (19)$$

Коефіцієнт ходу пружини:

$$\alpha = \frac{B}{l_{np} T} \sqrt{\frac{I}{c(2\psi + 1)}}. \quad (20)$$

Умова для визначення жорсткості пружини:

$$c \geq \frac{\xi_m^2 I}{T^2 l_{np}^2}, \quad (21)$$

де ξ_m — визначається за формулою (13) або за графіками рис. 3.

Умова для визначення діаметру дроту пружини:

$$d \geq \sqrt{\frac{10 C_D K_{np} K_g C I \gamma_{\Sigma} \left(1 + \frac{1}{\psi}\right)}{\pi l_{np} [\tau] T^2}} \quad (22)$$

Розглянемо кінематичні інваріанти подібності штовхача зрівноважувального механізму.

Рух штовхача зрівноважувального механізму можна розглядати як складний, що складається з переносного руху штовхача виконавчого механізму і відносного руху кінця пружини (її біжучої деформації), необхідного для накопичування і віддачі потенціальної енергії пружності.

На рис. 5 наведені графіки переміщень штовхачів і деформації пружини в залежності від кута повороту головного валу φ .

Для наочності на рис. 5 в пунктиром показано переносне переміщення штовхача зрівноважувального механізму, яке відповідає переміщенню штовхача виконавчого механізму. При такому переміщенні ми дістаємо рух штовхачів кінематично замкнутого кулачкового механізму, де $s_{np} = 0$ і, звичайно, ніякого зрівноважування надлишкових крутячих моментів на головному валі ми не одержимо.

Для зрівноважування надлишкових крутячих моментів необхідно, щоб пружина деформувалася в процесі роботи за програмою, записаною рівнянням (7).

Коли за початок відрахунку прийняти коло максимального радіуса кулачка, то біжуче переміщення штовхача зрівноважувального механізму буде:

$$s_{зр} = s + s_{np}. \quad (23)$$

Використовуючи кінематичні інваріанти подібності, вираз (23) приведемо до вигляду:

$$a_{кзр} S_{зр} = a_{к} S + a_{кnp} S_{np}, \quad (24)$$

де $a_{кзр}$ — позиційний інваріант подібності переміщень штовхача зрівноважувального механізму;

$S_{зр}$ — розмах штовхача зрівноважувального механізму.

З рівняння (7) з врахування (8) визначаємо позиційний інваріант подібності деформації пружини:

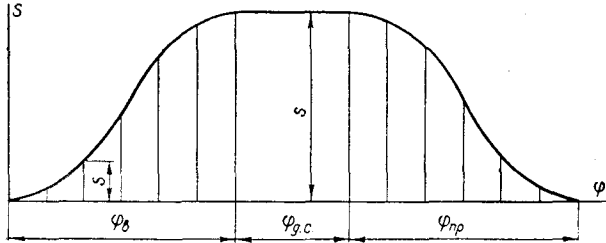
$$a_{кпр} = 1 + \psi - \sqrt{(1 + \psi) - \left(\frac{b_k}{B}\right)^2 (1 + 2\psi)}. \quad (25)$$

Як видно з виразу (25), спочатку і в кінці однозначного циклу, коли $b_k = 0$, позиційний інваріант подібності деформації пружини $a_{кпр} = 0$. А в кінці циклу $a_k = 1$ і $a_{кзр} = 1$.

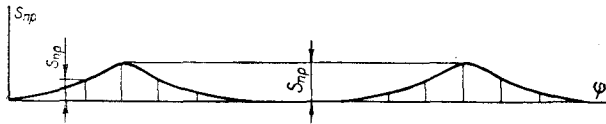
Підставляючи значення позиційних інваріантів подібності переміщень для кінця циклу в рівняння (24), одержуємо:

$$S_{зр} = S. \quad (26)$$

Отже, розмах штовхача зрівноважувального механізму при зрівноважуванні сил інерції пружиною повинен рівнятися розмаху штовхача виконавчого механізму.



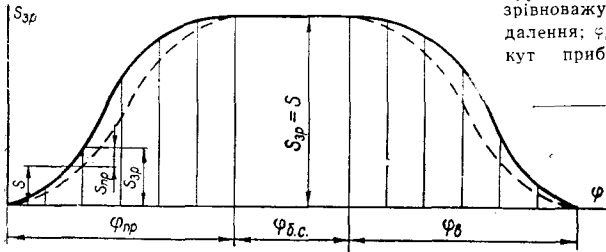
a



б

Рис. 5.

a — графік переміщень штовхача виконавчого механізму; б — графік текучої деформації пружини; в — графік переміщень штовхача зрівноважувального механізму; φ_δ — кут віддалення; $\varphi_{\delta.c}$ — кут дальнього стояння; $\varphi_{пр}$ — кут приближення; $\varphi_{б.с}$ — кут ближнього стояння.



в

Тоді з врахуванням (24) і (26) визначаємо:

$$a_{кзр} = a_k + \kappa a_{кпр}. \quad (27)$$

Тут, як і раніше, $\kappa = \frac{S_{пр}}{S}$.

Підставляючи (10) і (25) у вираз (27), дістаємо:

$$a_{кзр} = a_k + \frac{B}{\varepsilon} \frac{1 + \psi - \sqrt{(1 + \psi)^2 - \left(\frac{b_k}{B}\right)^2 (1 + 2\psi)}}{\sqrt{1 + 2\psi}}. \quad (28)$$

З виразів (9), (25) і (28) видно, що при зміні швидкісного режиму роботи виконавчого механізму для повного зрівноважування надлишкових крутячих моментів необхідно міняти жорсткість пружини.

Оскільки ця робота досить складна, тому що потрібно міняти саму пружину, можна обмежитися наближеним зрівноважуванням, використовуючи ту саму пружину і проводячи необхідне регулювання попереднього натягу ψ при зміні режиму роботи T .

Для механізму з поступовими штовхачами (рис. 1 а) біжуче лінійне переміщення штовхача зрівноважувального механізму визначається:

$$s_{зр} = a_{кзр} S_{зр}, \quad (29)$$

де $a_{кзр}$ визначається за формулою (28), причому $\xi = T \sqrt{\frac{c}{m}}$.

А для механізму з коромисловими штовхачами (рис. 1 б) біжуче кутове переміщення $\gamma_{зр}$ коромисла зрівноважувального механізму буде:

$$\gamma_{зр} = a_{кзр} \gamma_{\Sigma}, \quad (30)$$

де $a_{кзр}$ визначається також за формулою (28), причому $\xi = l_{np} T \sqrt{\frac{c}{I}}$.

Для визначення позиційного інваріанту подібності швидкості штовхача зрівноважувального механізму диференціюємо вираз (28) за відносним часом k :

$$b_{кзр} = b_{\kappa} + \frac{1}{B\xi} \frac{d_{\kappa} \sqrt{1+2\psi}}{\sqrt{(1+\psi)^2 - \left(\frac{b_{\kappa}}{B}\right)^2 (1+2\psi)}}. \quad (31)$$

Позиційний інваріант подібності прискорення штовхача зрівноважувального механізму знайдено, диференціюючи вираз (31):

$$c_{кзр} = c_{\kappa} + \frac{\sqrt{1+2\psi}}{B\xi} \left\{ \frac{d(d_{\kappa}) \left[(1+\psi)^2 - \left(\frac{b_{\kappa}}{B}\right)^2 (1+2\psi) \right] + \left(\frac{d_{\kappa}}{B}\right)^2 (1+2\psi)}{\left[(1+\psi)^2 - \left(\frac{b_{\kappa}}{B}\right)^2 (1+2\psi) \right]^{\frac{3}{2}}} \right\}. \quad (32)$$

З виразів (28), (31) і (32) видно, що кінематичні інваріанти подібності штовхача зрівноважувального механізму залежать від інваріантів подібності закону періодичного руху веденої ланки виконавчого механізму, коефіцієнта попереднього натягу пружини ψ і динамічного параметру ξ .

ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Приближенный аналитический расчет механизмов привода машин-автоматов. Научные записки Украинского полиграфического института им. И. Федорова, т. XII, Львов, 1958.
2. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов, Машгиз, М., 1958.
3. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов, изд. «Книга», М., 1965.
4. А. Н. Полюдов. Использование инвариантов подобия при расчете уравновешивающих кулачковых механизмов. Научные записки Украинского полиграфического института им. И. Федорова, т. XIV, Львов, 1961.
5. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат кандидатской диссертации, Львов, 1964.
6. Энциклопедический справочник машиностроения, т. II, Машгиз, М., 1948.

V. T. SENKUS

BANKED ACTING-EQUILIBRANT CAM MECHANISMS

Summary

The author gives account of cam shaft surplus turning moments balancing investigation. Some conclusions on the spring parameters and the spring twisting strain were made. Cinematic invariants of balancing mechanism follower similarity were determined.