

В.Р. ПАСІКА, канд. техн. наук, Українська академія друкарства,
м. Львів

СИНТЕЗ КОМБІНОВАНОГО МАЛЬТІЙСЬКОГО МЕХАНІЗМУ З ПРУЖНИМ ВАЛОМ ЗА ЗАДАНИМ ЗАКОНОМ РУХУ ВЕДЕНОЇ МАСИ

В роботі розглядається привід інерційної маси від комбінованого мальтійського механізму через пружний вал з програмованою зміною довжини водила, яка задається програмоносцем – нерухомим кулачком. Для циклоїдного закону руху інерційної маси синтезується необхідний закон руху хреста, за яким синтезується профіль нерухомого кулачка. Аналізується вплив пружних і демпфуючих характеристик механізму на константу піка пришвидшення хреста. Визначено оптимальні параметри пружних і демпфуючих характеристик механізму і для них наведено вплив частоти обертання водила на жорсткість валу для мальтійських механізмів з числом пазів $Z=3\dots 15$. Наведено залежність максимальних кутів тиску і мінімальних радіусів кривини кулачка від числа пазів на хресті.

In this work the driving gear of inertia mass from the combined Maltese mechanism through a resilient billow with the programmable change of carrier length, what was set by program medium - an immobile cam, is examined. For the cycloid law of inertia mass motion the necessary law of motion of cross is synthesized which the type of immobile cam is synthesized after. Influence of resilient and damping characteristics of mechanism is analysed on a constant lance of acceleration of cross. Optimum parameters of resilient and damping characteristics of mechanism are determined and for them influencing of frequency of rotation led on rigidity of billow for the Maltese mechanisms with the number of slots of $Z=3\dots 15$ is resulted. Dependence of maximal pressure corners and minimum radiuses of curvature of cam from the number of slots on a cross is resulted.

Мальтійські механізми в силу своїх особливостей широко використовуються в техніці. Вони є одними з найбільш розповсюджених циклових механізмів машин-автоматів різноманітного технологічного призначення. Вихідні мальтійські механізми прості, технологічні, невибагливі в обслуговуванні, однак при проектуванні не уможливають довільного вибору величини відносної тривалості повороту хреста. Наявність початкового і кінцевого пришвидшення хреста не завжди задовольняє обмеженням на динамічні навантаження. Закон руху хреста визначається міжосьовою відстанню і числом пазів на хресті.

Для усунення перелічених недоліків використовують комбіновані мальтійські механізми. Одними з найбільш перспективних комбінованих мальтійських механізмів є механізми зі змінним радіусом водила, зміна якого забезпечується нерухомим кулачком [1]. Такі механізми уможливають не лише вибір заданої тривалості повороту хреста, але і здатні забезпечити обертання хреста за наперед заданим законом. Окрім цього, вони здатні більш чіткіше проводити фіксацію хреста в момент входження і виходу ролика водила у паз та з пазу хреста порівняно з вихідними та іншими комбінованими механізмами.

На рис. 1 показано модель комбінованого мальтійського механізму для періодичної зміни положення маси 3. Оскільки рух від хреста 2 до веденої маси 3 відбувається через пружний вал 4, то в ньому виникатимуть коливання. Закони руху веденої маси і хреста відрізнятимуться на величину деформації валу. Суть дослідження заключається в синтезі закону руху хреста з врахування податливості валу і забезпечення мінімуму пружних коливань.

Для розв'язання цієї задачі застосуємо метод Дадлі [2]. Цей метод отримав назву полідинамічного і зводиться до наступного. Задаються законом руху веденої маси, складають її математичну модель руху і забезпечують відсутність вільних коливань. Отриманий при цьому закон руху хреста називається полідинамічним.

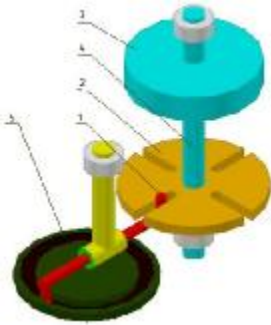


Рис. 1. Модель механізму

Цьому методу було присвячено багато робіт як вітчизняних авторів, так і зарубіжних [3-7]. Однак цей метод, „завдячуючи” Стодарту, не знайшов широкого застосування в загальному машинобудуванні. На думку Стодарта, яка не була підтверджена теоретичними дослідженнями, цей метод вимагає високої ступені точності при виготовленні кулачків з полідинамічним профілем.

Пізніше в роботах [4] і [5] було показано, що точність обробки профілів кулачків, яка прийнята в загальному машинобудуванні, забезпечує застосування полідинамічного методу для середньої і високої податливості веденої системи.

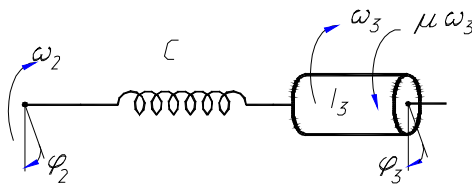


Рис. 2. Динамічна модель мальтійського механізму з веденою масою

Частина комбінованого механізму від хреста і до веденої маси подамо у вигляді одномасної динамічної моделі, рис. 2. При створенні динамічної моделі були зроблені такі припущення:

- кулачок, мальтійський хрест і ведена маса абсолютно жорсткі, а податливість системи $\lambda = 1/c = const$ визначається елементами, що їх з'єднують;
- в механізмі переважають інерційні навантаження;

• усі дисипативні сили зведені до зовнішнього еквівалентного в'язкого опору ($\mu = const$ – коефіцієнт в'язкого опору).

Рух веденої маси описується відомим диференціальним рівнянням

$$\ddot{\Phi}_3 + 2n_\partial \dot{\Phi}_3 + p^2 \Phi_3 = p^2 \Phi_2, \quad (1)$$

де $n_\partial = 0,5\mu/I_3$ – коефіцієнт демпфування системи; $p^2 = c/I_3$ – частота власних коливань веденої маси.

Законо руху веденої маси і хреста подамо у вигляді інваріантів

$$\Phi_2 = a_{k_2} [\Phi_{2\Sigma}], \quad \Phi_3 = a_{k_3} [\Phi_{2\Sigma}],$$

де $a_{k_2} = f(k)$, $a_{k_3} = f_1(k)$ – інваріанти переміщення хреста і веденої маси; $[\Phi_{2\Sigma}] = 2\pi/z$ – кут повороту хреста за один оберт водила 1; z – число пазів на хресті; $k = t/T_2$ – безрозмірний час,

$$T_2 = \frac{30}{n_1} \left(1 - \frac{2}{z} \right) -$$

час повороту хреста, n_1 – частота обертання водила (хв^{-1}).

Тоді,

$$\dot{\Phi}_3 = \frac{d\Phi_3}{dt} = \frac{d\Phi_3}{dk} \frac{dk}{dt} = a_{k_3} \frac{\Phi_{2\Sigma}}{T_2}, \quad \ddot{\Phi}_3 = \frac{d\dot{\Phi}_3}{dt} = \frac{d\dot{\Phi}_3}{dk} \frac{dk}{dt} = a_{k_3} \frac{\Phi_{2\Sigma}}{T_2^2},$$

і рівняння (1) у критеріальній формі набуває вигляду

$$\ddot{a}_{k_3} + 2n_\partial T_2 \dot{a}_{k_3} + p^2 T_2^2 a_{k_3} = p^2 T_2^2 a_{k_2}.$$

Увівши позначення $2\eta = 2n_\partial T_2$ і $\theta^2 = p^2 T_2^2$, отримуємо кінцевий вигляд диференціального рівняння у критеріальній формі

$$\ddot{a}_{k_3} + 2\eta \dot{a}_{k_3} + \theta^2 a_{k_3} = \theta^2 a_{k_2}, \quad (2)$$

де $\eta = \frac{\mu T_2}{2I_3}$ – критерій подібності демпфування системи (логарифмічний дек-

ремент затухань [8]); $\theta = T_2 \sqrt{c/I_3}$ – критерій подібності кутових частот вільних коливань веденої маси [5].

Отримане рівняння неоднорідне з постійними коефіцієнтами і має такий

розв'язок:

$$a_{k_3} = e^{-\eta k} \left[A \sin \left(\sqrt{\theta^2 - \eta^2} k \right) + B \cos \left(\sqrt{\theta^2 - \eta^2} k \right) + D_k \right], \quad (3)$$

де A , B – постійні інтегрування і визначаються з початкових умов; D_k – частковий розв'язок.

При нульових початкових умовах для $k=0 \rightarrow a_{k_3} = 0$, $\dot{a}_{k_3} = 0$ отримуємо величини A і B

$$A = \frac{-\eta D_k(0) - \dot{D}_k(0)}{\sqrt{\theta^2 - \eta^2}}, \quad B = -D_k(0),$$

де $D_k(0)$ і $\dot{D}_k(0)$ – частковий розв'язок і його похідна при $k=0$.

Для відсутності вільних коливань необхідно, щоб частковий розв'язок і його перша похідна при $k=0$ дорівнювали нулю: $D_k(0) = 0$, $\dot{D}_k(0) = 0$. У такому випадку з розв'язку (3) отримуємо, що закон руху веденої ланки повинен дорівнювати частковому розв'язку: $a_{k_3} = D_k$.

Оскільки закон руху веденої ланки згідно з полідинамічним методом подають у вигляді степеневого полінома, то і частковий розв'язок теж повинен бути поданий у тому ж вигляді. Нехай частковий розв'язок і перші його чотири похідні по k становлять:

$$\begin{aligned} D_k &= \sum_{i=1}^n d_i k^{i-1}, & \dot{D}_k &= \sum_{i=1}^n (i-1) d_i k^{i-2}, & \ddot{D}_k &= \sum_{i=1}^n (i-1)(i-2) d_i k^{i-3}, \\ \dddot{D}_k &= \sum_{i=1}^n (i-1)(i-2)(i-3) d_i k^{i-4}, & \dots &= \sum_{i=1}^n (i-1)(i-2)(i-3)(i-4) d_i k^{i-5}, \end{aligned} \quad (4)$$

де n – кількість умов, які накладаються на закон руху веденої маси.

Беручи до уваги рівняння (2), закон руху хреста теж подаємо у вигляді полінома степені $n-1$

$$a_{k_2} = \sum_{i=1}^n a_i k^{i-1}. \quad (5)$$

Для знаходження невідомих коефіцієнтів a_i розписуємо суми (4) і (5), підставляємо їх у рівняння (2) і прирівнюємо коефіцієнти при однакових степенях k . Отримуємо систему n алгебраїчних рівнянь, з яких визначаємо шукані коефіцієнти:

$$\left. \begin{aligned}
 a_1 &= \frac{2}{\theta^2} d_3 + \frac{2\eta}{\theta^2} d_2 + d_1 - \text{при } k^0; \\
 a_2 &= \frac{6}{\theta^2} d_4 + \frac{4\eta}{\theta^2} d_3 + d_2 - \text{при } k^1; \\
 a_3 &= \frac{12}{\theta^2} d_5 + \frac{6\eta}{\theta^2} d_4 + d_3 - \text{при } k^2; \\
 &\dots\dots\dots, \\
 a_i &= \frac{i(i+1)}{\theta^2} d_{i+2} + \frac{2\eta}{\theta^2} d_{i+1} + d_i - \text{при } k^i; \\
 a_{n-1} &= \frac{2\eta}{\theta^2} (n-1) d_n + d_{n-1} - \text{при } k^{n-1} \\
 a_n &= d_n - \text{при } k^n,
 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де $1 \leq i < n-1$.

Для того, щоб рух хреста починався без інерційних ударів, необхідно, щоб на початку руху переміщення, швидкість і пришвидшення хреста дорівнювали б нулю, тобто, щоб коефіцієнти $a_1 = a_2 = a_3 = 0$. Згідно перших трьох рівнянь (6) таке можливе, коли коефіцієнти часткового розв'язку $d_1 = d_2 = d_3 = d_4 = d_5 = 0$.

Таким чином, маючи необхідний закон руху маси a_{k_3} з отриманих рівностей (6) визначаємо коефіцієнти a_i поліімічного закону руху хреста.

Беручи до уваги те, що на початку руху $d_1 = d_2 = d_3 = d_4 = d_5 = 0$, і те, що закон руху веденої маси дорівнює частковому розв'язку, отримуємо перші п'ять нульових умов, що накладаються на рух веденої маси. Інші умови очевидні і витікають з рис. 3. В загальному на рух веденої маси накладаємо 13 умов:

Рис. 3. Інваріанти руху веденої маси

$$k = 0: \quad a_{k_3} = \overset{\cdot}{a}_{k_3} = \overset{\ddot{\cdot}}{a}_{k_3} = \overset{\cdots}{a}_{k_3} = \overset{\dots}{a}_{k_3} = 0;$$

$$k = 0,5: \quad \overset{\cdot}{a}_{k_3} = 0,5, \quad \overset{\cdot}{a}_{k_3} = B, \quad \overset{\ddot{\cdot}}{a}_{k_3} = 0;$$

$$k = 1: \quad a_{k_3} = 1, \quad \overset{\cdot}{a}_{k_3} = \overset{\ddot{\cdot}}{a}_{k_3} = \overset{\dddot{\cdot}}{a}_{k_3} = \overset{\dots}{a}_{k_3} = 0.$$

Підставляючи отримані умови в закон руху веденої маси, який дорівнює частковому розв'язку (4), і виключаючи нульові розв'язки, отримуємо систему з $n = 8$ алгебраїчних рівнянь відносно коефіцієнтів d_i :

$$\begin{aligned} \sum_{i=6}^n \frac{1}{2^{i-1}} d_i &= 0,5, & \sum_{i=6}^n \frac{i-1}{2^{i-2}} d_i &= B, & \sum_{i=6}^n \frac{(i-1)(i-2)}{2^{i-3}} d_i &= 0, \\ \sum_{i=6}^n d_i &= 1, & \sum_{i=6}^n (i-1) d_i &= 0, & \sum_{i=6}^n (i-1)(i-2) d_i &= 0, & (7) \\ \sum_{i=6}^n (i-1)(i-2)(i-3) d_i &= 0, & \sum_{i=6}^n (i-1)(i-2)(i-3)(i-4) d_i &= 0. \end{aligned}$$

Систему (7) розв'язуємо чисельно, подавши її у матричному виді $\mathbf{A}\mathbf{D} = \mathbf{B}$, де

$$A = \begin{pmatrix} 1/2^5 & 1/2^6 & 1/2^7 & 1/2^8 & 1/2^9 & 1/2^{10} & 1/2^{11} & 1/2^{12} \\ 5/2^4 & 6/2^5 & 7/2^6 & 8/2^7 & 9/2^8 & 10/2^9 & 11/2^{10} & 12/2^{11} \\ 20/2^3 & 30/2^4 & 42/2^5 & 56/2^6 & 72/2^7 & 90/2^8 & 110/2^9 & 132/2^{10} \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & 11 & 12 \\ 20 & 30 & 42 & 56 & 72 & 90 & 110 & 132 \\ 60 & 120 & 210 & 336 & 504 & 720 & 990 & 1320 \\ 120 & 360 & 840 & 1680 & 3024 & 5040 & 7920 & 11880 \end{pmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0,5 \\ B_3 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} -$$

матриці коефіцієнтів при невідомих і вільних членів.

На рис. 4 наведені інваріанти руху веденої маси для константи швидкості $B_3 = 2$.

Обчислені величини коефіцієнтів d_i підставляємо у рівняння (6) і обчислюємо коефіцієнти a_i , а за виразом (5) визначаємо полідинамічний закон руху хреста.

Визначимо вплив критеріїв подібності кутових частот вільних коливань ν і демпфування системи η на величину максимальної амплітуди коливань полідинамічного закону руху хреста з метою визначення коефіцієнта динамічності.

Кілька зауважень до вибору діапазону зміни θ і η .

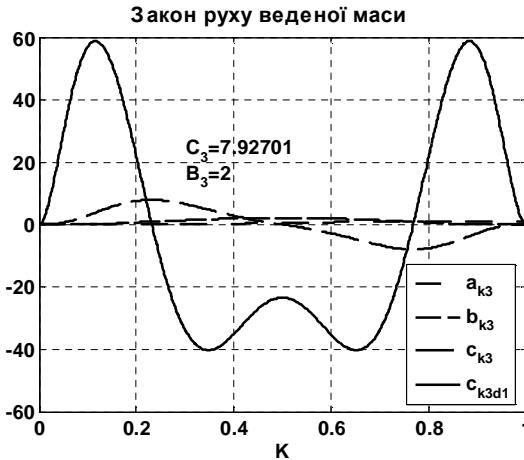


Рис. 4. Інваріанти руху веденої маси при:

$$k=0 \text{ і } k=1 - a_{k_3} = a_{k_3} = \overset{\cdot}{a}_{k_3} = \overset{\cdot\cdot}{a}_{k_3} = \overset{\cdot\cdot\cdot}{a}_{k_3} = \overset{\cdot\cdot\cdot\cdot}{a}_{k_3} = a_{k_3} = 0$$

Попередні чисельні дослідження показали, що для $\theta < 13$ константа C_2 стрімко зростає і при $\theta = 10$ перевищує константу C_3 . При $\theta > 25$ різниця констант C_2 для екстремальних декрементів затухань не перевищує $\frac{6.914 - 6.894}{6.914} 100\% = 0.29\%$.

Реальні механічні системи завжди володіють певними демпфуючими властивостями. Демпфування коливань відбувається як силами внутрішнього тертя в самому матеріалі, так і силами сухого тертя на контактних поверхнях пресових, болтових, заклепкових, шліцевих та інших роз'ємних з'єднань. Останні називаються конструкційним демпфуванням. Якщо для перших сил тертя логарифмічний декремент коливань складає лише 0,01 – 0,02, то для конструкційного демпфування може досягати більших значень. Наприклад, для шліфувального верстата логарифмічний декремент становить в середньому 0.3 [9]. В загальному, логарифмічний декремент залежить від конструкції, матеріалу і кількості роз'ємних з'єднань. Отримати реальні значення декремента можна лише експериментальним шляхом.

Беручи до уваги сказане вище, приймемо зміну критерію подібності частот у межах $11 \leq \theta \leq 25$, критерію демпфування – $0 \leq \eta \leq 0.8$.

Для конкретного значення η змінюємо θ і для кожної пари θ – η обчислюємо коефіцієнти a_i , визначаємо інваріанти полідинамічного закону руху хреста a_{k_2} , \dot{a}_{k_2} , \ddot{a}_{k_2} і константу пришвидшення C_2 . Результати обчислень подаємо у вигляді графіків, рис. 5.

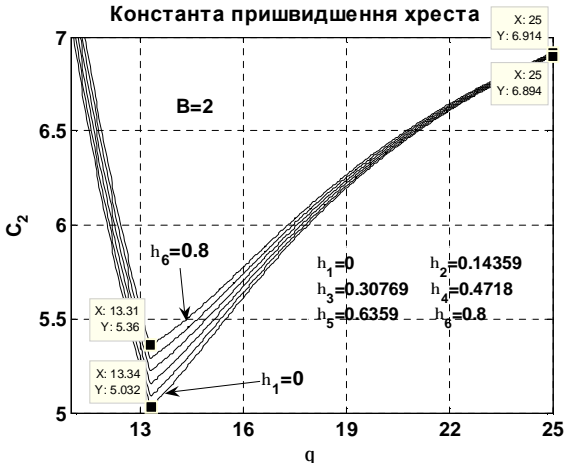


Рис. 5. Залежність константи C_2 від критеріїв подібності частот θ і демпфування η

Аналізуючи отримані графіки, робимо наступні висновки:

- з ростом демпфування константа C_2 зростає;
- з ростом частоти власних коливань константа C_2 спочатку спадає, а потім зростає, асимптотично прямуючи до константи C_3 ;
- для конкретного значення демпфування існує така частота, при якій константа пришвидшень набуває мінімальних значень $C_{2\min}$;
- для $\theta \geq 25$ константа C_2 для усього діапазону зміни η змінюється не більше, ніж на 0.29 %. Це уможливило зробити висновок, про обмеження критерію подібності кутових частот власних коливань величиною $\theta = 25$.

Коефіцієнт динамічності пружної системи визначаємо як відношення констант піків пришвидшення веденої маси C_3 і хреста $C_{2\min}$: $k_d = C_3/C_{2\min}$. На рис. 4 константа $C_3 = 7.92701$, константу $C_{2\min} = 5.032$ беремо з рис. 5.

Вплив демпфування системи на коефіцієнт динамічності наведений на рис. 6. Як бачимо з графіку, коефіцієнт динамічності набуває свого максимуму при нульовому демпфуванні $\eta = 0$ і становить $k_{d\max} = 1.575$.

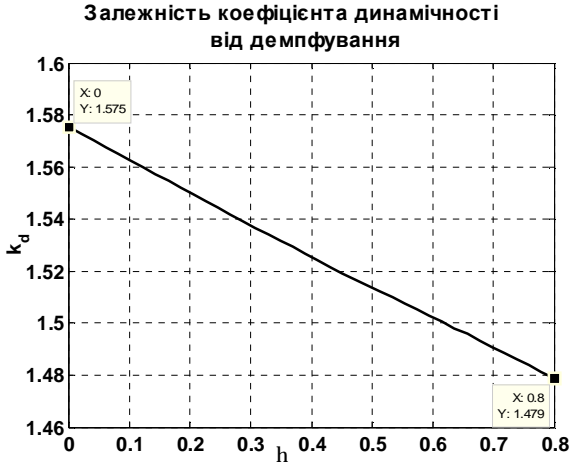


Рис. 6. Коефіцієнт динамічності

Розроблена обчислювальна програма по синтезу полідинамічних законів уможливило визначення як оптимальної (нульової) величини демпфування, так і оптимальної частоти, на якій будуть відбуватися коливання з найменшою амплітудою веденої маси. Для цього необхідно зробити наступне.

За виразом (6) визначаємо коефіцієнти a_i полідіна (5) при оптимальному демпфуванні $\eta = \eta_{onm}$ і вибраному діапазоні частот $\theta = 11 \dots 25$. Для кожної пари $\theta - \eta_{onm}$ обчислюємо інваріант пришвидшення $C_{2_{min}}$, визначаємо серед них мінімальне значення $C_{2_{min}}$ і відповідну частоту θ_{onm} . За оптимальними значеннями θ_{onm} і η_{onm} знову обчислюємо коефіцієнти a_i та інваріанти полідинамічного закону руху. На рис. 7 наведені інваріанти при синтезованих величинах θ_{onm} і η_{onm} . Інваріант переміщень дорівнює:

$$\begin{aligned}
 a_{k_2} = & -7.51 \cdot 10^{-12} \cdot k^{12} + 0.472 \cdot k^{11} - 2.596 \cdot k^{10} + \\
 & + 6.2619 \cdot k^9 - 8.708567 \cdot k^8 + 7.676639 \cdot k^7 - \\
 & - 4.40026 \cdot k^6 + 1.604053 \cdot k^5 - 0.349475 \cdot k^4 + 0.0407046 \cdot k^3.
 \end{aligned} \quad (8)$$

Враховуючи, що жорсткість валу

$$c_{жс} = \theta^2 I_3 / T_2^2,$$

а час повороту хреста $T_2 = \frac{30}{n_1} \left(1 - \frac{2}{z} \right)$, запишемо аналітичний вираз для обчислення жорсткості валу:

$$c_{жс} = \frac{n_1^2 \theta^2 I_3}{900(1 - 2/z)^2}. \quad (9)$$

На рис. 8 показано вплив числа пазів z і частоти обертання водила n_1 при одиничному моменті інерції веденої маси $I_3 = 1 \text{ кг м}^2$ і оптимальному критерію подібності кутових частот $\theta = \theta_{opt}$ на жорсткість валу.

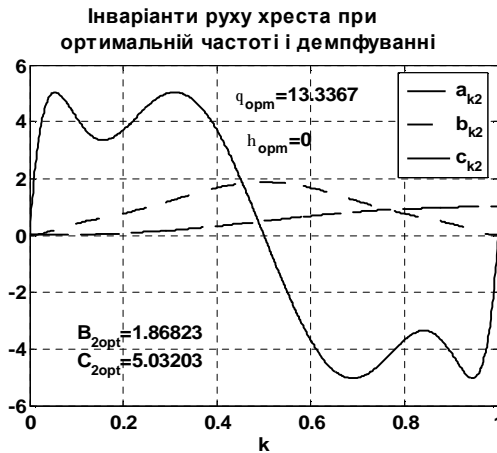


Рис. 7. Інваріанти полідинамічного закону руху хреста при оптимальних η_{opt} і θ_{opt}

Аналіз кривих дає можливість зробити наступні висновки:

- з ростом частоти обертання водила для конкретного числа пазів жорсткість валу зростає. Зростання тим стрімкіше, чим менше число пазів;
- зі збільшенням числа пазів для конкретного числа обертів водила жорсткість спадає. Спадання стрімкіше при менших значеннях z ;
- жорсткість валу змінюється від $c_{жс} = 6.578 \text{ Н/м}$ для $n_1 = 5 \text{ хв}^{-1}$ до $c_{жс} = 25610 \text{ Н/м}$ для $n_1 = 120 \text{ хв}^{-1}$.

Для екстремальних значень жорсткостей обчислимо відповідні діаметри валів за виразом:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot l \cdot c_{жс}}{\pi G}}, \quad (10)$$

де $G = 0.8 \cdot 10^5$ МПа – модуль Юнга другого роду для сталі; $l = 1$ м – одинична довжина валу.

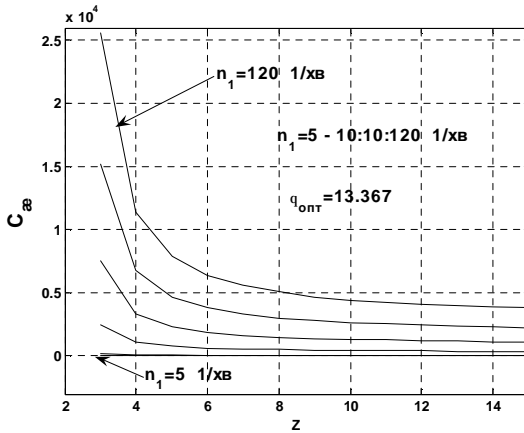


Рис. 8. Жорсткість валу з найвищим коефіцієнтом динамічності пружного валу

Мінімальний діаметр $d_{\min} = 5.4$ мм, максимальний – $d_{\max} = 42.49$ мм. Величини обчислених екстремальних діаметрів знаходяться у реальних межах. Якщо вал ступінчастий, то його розрахунок проводиться за зведеним діаметром, який обчислюється за відомими залежностями, наприклад, [9].

Для обчислення дійсних значень діаметру валу необхідно обчислений за формулою (10) діаметр помножити на $\sqrt[4]{l_0 I_{30}}$, де l_0 і I_{30} – дійсні довжина валу і момент інерції веденої маси. Отже, параметри веденої маси і пружного валу, при яких на заданій частоті обертання і при заданому числі пазів маємо найбільший коефіцієнт динамічності, визначені.

За синтезованим законом руху хреста необхідно синтезувати відповідний профіль нерухомого кулачка 5 (см. рис. 1), визначити його екстремальні значення кутів тиску і радіусів кривини і на основі отриманих результатів зробити висновки про можливість синтезу комбінованих мальтійських механізмів з пружним валом за заданим законом руху веденої маси.

Змінну довжину кривошипа обчислюємо за виразом

$$\lambda_r = \lambda_a \frac{\sin(\pi/z - \varphi_2)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_2)}.$$

Кут тиску і радіус кривини траєкторії кінця кривошипа обчислюємо за виразами

$$v = \arctg(\lambda'_r / \lambda_r);$$

$$\lambda_\rho = \frac{(\lambda_r^2 + \lambda_r'^2)^{1.5}}{\lambda_r^2 + 2\lambda_r'^2 - \lambda_r \lambda_r''}.$$

Мінімальний радіус кулачкової шайби для різних допустимих кутів тиску обчислюємо за

$$\lambda_{r \min} = \left(\frac{\lambda_r'}{\operatorname{tg}[v]} - \lambda_r + \lambda_{r \min} \right)_{\max}.$$

Результати обчислень наведені на рис. 9-11. В роботах [10, 11] наведені програми для обчислення змінної довжини водила при різних кінематичних обмеженнях на рух хреста.

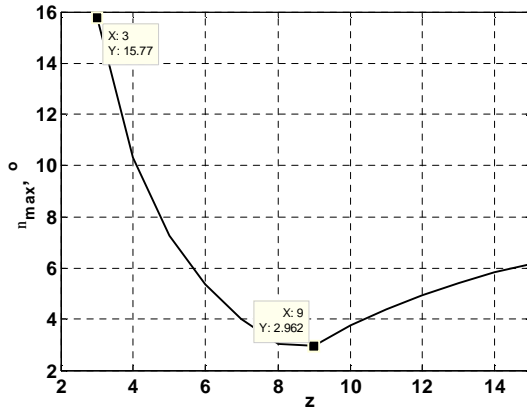


Рис. 9. Максимальні кути тиску

Максимальні кути тиску, які виникають на кулачку з полідинамічним законом руху хреста для усього діапазону зміни числа пазів $z = 3 \dots 15$, не перевищують $v_{\max} \leq 15.77^\circ$, що значно менше від допустимих кутів тиску.

Аналіз кривих на рис. 10 і рис. 11 дає підстави стверджувати, що для усіх z (крім $z = 3$) умова $\lambda_{\rho \min} > \lambda_{r \min}$ справджується. Чисельні дослідження показують, що для $z = 3$ умова справджується для допустимого кута тиску $[v] = 44^\circ$ і більше.

Для мальтійського механізму з числом пазів $z = 3$ були проведені додаткові дослідження з метою визначення таких умов руху веденої маси, при яких синтезований профіль нерухомого кулачка задовольняв би умовам за кутом тиску і за мінімальним радіусом кривини. Були проведені обчислення для різ-

них значень константи швидкості веденої маси. Позитивний результат отримано для $B_3 \geq 2.4$. Для $B_3 = 2.4$ мінімальний радіус кривини кулачка $\lambda_{\rho\min} = 0.2773$, мінімальний радіус кулачкової шайби $\lambda_{r0\min} = 0.2736$, що задовольняє умові $\lambda_{\rho\min} > \lambda_{r0\min}$.

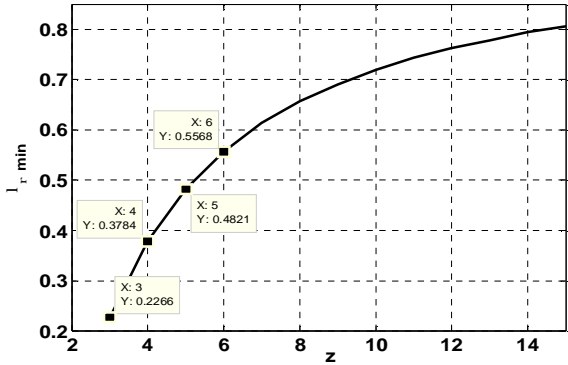


Рис. 10. Мінімальний радіус кривини профілю кулачка

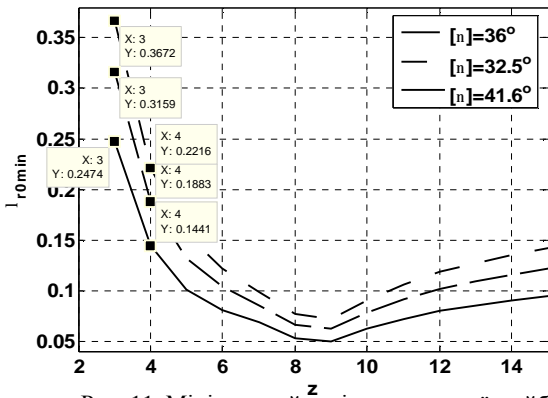


Рис. 11. Мінімальний радіус кулачкової шайби

Основні параметри механічної системи, зображеної на рис. 1, для різних значень константи піка швидкостей заносимо в таблицю.

Таблица

B_3	C_3	k_d	B_{2onm}	C_{2onm}	Жорстк. валу		v_{onm}
					max, Н/м	min, Н/м	
1.8	8.2433	1.694	1.8025	4.865	32880	8.444	15.11
1.9	8.044	1.6236	1.8433	4.9545	29070	7.466	14.208
2	7.927	1.575	1.868	5.032	25610	6.575	13.337
2.1	7.928	1.5765	1.8763	5.02867	22810	5.858	12.585
2.2	8.0905	1.6448	1.8713	4.91875	20780	5.338	12.014
2.3	8.4449	1.7809	1.8555	4.742	19250	4.945	11.563
2.4	8.9783	1.9311	1.8368	4.649	18270	4.691	11.263
2.5	9.645	1.9103	1.8351	5.0489	18070	4.641	11.204
2.6	10.4	1.8445	1.8787	5.6378	19050	4.893	11.503
2.72	11.3748	1.825	1.9628	6.233	20890	5.365	12.044

Список літератури: 1. *Фишин М.Е.* Расчет механизмов транспортно-подающих систем полиграфических машин. – М.: Машиностроение, 1979. –256 с. 2. *Dudley W. M.* New Methods in Valve Cam Design. Transactions SAR, Jan., 1948. 3. *Левитский Н.И.* Кулачковые механизмы. М.: Машиностроение, 1964. – 287 с. 4. *Пейсах Э.Е.* Исследование динамики кулачковых механизмов и синтез динамически оптимальных законов движения ведомого звена. Кандидатская диссертация, 1963. 5. *Саввин Э.А.* Синтез законов движения инерционных кулачковых механизмов с учетом упругости звеньев ведомой системы. Кандидатская диссертация, 1967. 6. *Новгородцев В.А.* Оптимизация полидинамических законов движения исполнительного звена кулачкового механизма. Автореферат кандидатской диссертации, 1968. 7. *Stoddart D. A.* Polydine Cam Design. Machine Design. Jan.-Feb.-March, 1953. 8. *Прочность, устойчивость, колебания.* Справочник в 3-х томах. Том 3. Под ред. д-ра техн.наук *И.А. Бурге*ра и чл. корр. АН Латвийской ССР *Я.Г. Пановко.* –М.: Машиностроение, 1968. –568с. 9. *Терских В.П.* Расчет крутильных колебаний силовых установок. М.: 1953. 10. *Пасіка В.Р.* Комп'ютерна програма „Синтез профілю кулачка в комбінованих кулачково-мальтійських механізмах для забезпечення заданого закону руху і збільшення часу повороту хреста”. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір. № 19681, 26.02.2007. 11. *Пасіка В.Р.* Комп'ютерна програма „Синтез профілю кулачка в комбінованих кулачково-мальтійських механізмах для забезпечення заданого закону руху і зменшення часу повороту хреста”. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір. № 21274, 18.07.2007.

Поступила в редколлегию 25. 09.07