

СИНТЕЗ НАПІВОбЕРТОВИХ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС З КУЛАЧКОВИМ ВМИКАННЯМ

Механізми неповнозубих коліс (НЗК) з кулачковим вмиканням (КВ) належать до великої і різноманітної за своєю структурою групи механізмів періодичного повороту. Слід розрізнити два різновиди механізму НЗК КВ: повнообертовий і напівобертовий, які відрізняються кутом повороту веденого вала за повний кінематичний цикл. У першого цей кут дорівнює 360° , у другого — 180° .

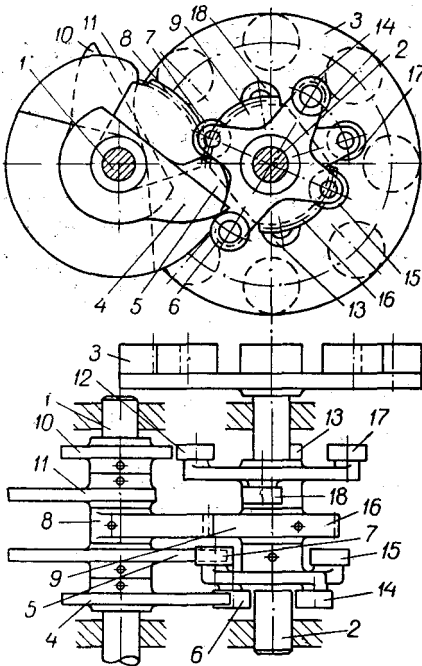


Рис. 1. Схема напівобертового механізму НЗК КВ.

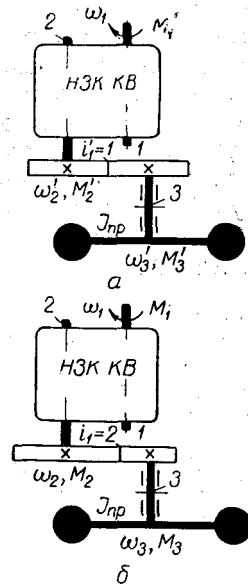


Рис. 2. Схеми порівняльного аналізу механізмів НЗК КВ:

a — приводу з повнообертовим механізмом НЗК КВ;
б — приводу з напівобертовим механізмом НЗК КВ.

На рис. 1 зображено кінематичну схему напівобертового механізму НЗК КВ. Тут бачимо механізм у момент закінчення фази розгону і початку фази рівномірного руху. Його роботу зручно розглядати за чотирма фазами руху веденого вала.

1 фаза — розгін. Ведучий 4 та замикаючий 5 кулачки, що розташовані в паралельних площинах на ведучому валу 1, діють на відповідні їм коромислові штовхачі 6 та 7, примушуючи ведений вал 2

з приведеною масою 3 плавно змінювати кутову швидкість від 0 до максимального значення, при якому лінійні швидкості ведучого 8 та веденого 9 зубчастих секторів вирівнюються, а зубці входять в зачеплення.

2 фаза — рівномірний рух. Ведений вал здійснює обертання з постійною кутовою швидкістю ω_{2M} від зубчастих секторів.

3 фаза — вибіг. У кінці другої фази вступає в роботу другий кінематично замкнутий кулачковий механізм, що складається з ведучого 10 та замикаючого 11 кулачків, розташованих у паралельних площинах, і відповідних їм роликів штовхачів 12 та 13, який змушує ведений вал плавно змінювати свою кутову швидкість від найбільшої величини до 0. До цього моменту вал повертається на 180° .

4 фаза — вистій. Роликові штовхачі опираються на дугові профілі відповідних їм кулачків, внаслідок чого ведений вал вистояє у точно зафіксованому положенні.

Для здійснення наступного напівоберту використовується цей же пристрій ведучого вала і другий аналогічний механізм веденого вала (див. рис. 1, деталі 14—18), який розвернуто на 180° відносно першого.

Напівоберткові механізми з огляду на динаміку є більш сприятливими, ніж повнооберткові. Щоб підтвердити це, розглянемо обидва різновиди механізмів НЗК КВ (рис. 2) та порівняємо кінетичні моменти відповідно на ведучому і веденому валах, а також величини пульсуючих кінетичних потужностей.

Установимо обидва механізми в однакові початкові умови. Нехай повнообертковому валу 3 з приведеним до нього моментом інерції $I_{пр}$ треба надати переривчастий обертальний рух з певним числом циклів за хвилину і заданою відносною тривалістю часу руху веденого вала τ .

Якщо застосувати повнообертковий механізм (рис. 2, а; символи його розпізнавальних параметрів помічені штрихами), то передатне відношення вихідної пари зубчастих коліс $i'_1 = 1$. Тому $\omega'_3 = \omega'_2$, а $M'_3 = M$ (к. к. д. під час порівняльного оцінювання не враховуємо). Привід з напівобертковим механізмом має передатне відношення $i_1 = 2$, тому $\omega_3 = 2\omega_2$ і $M_3 = \frac{1}{2} M_2$.

Крутні моменти на вихідному валу 3 дорівнюють:

$$M'_3 = I_{пр} \cdot \epsilon'_3 \quad \text{і} \quad M_3 = I_{пр} \cdot \epsilon_3,$$

де ϵ'_3 і ϵ_3 — біжучі кутові прискорення вихідного вала

$$\epsilon'_3 = \epsilon'_2 = c_k \cdot \frac{2\psi_{вкл}}{(2T'_{вкл})^2} = c_k \frac{\psi_{вкл}}{2\varphi'^2_{вкл}} \cdot [\omega_1^2];$$

$$\epsilon_3 = 2\epsilon_2 = 2c_k \cdot \frac{2\psi_{вкл}}{(2T_{вкл})^2} = c_k \frac{\psi_{вкл}}{\varphi^2_{вкл}} \cdot [\omega_1^2],$$

де $\varphi'_{вкл}$ і $\varphi_{вкл}$ — кути повороту ведучого вала під час розгону (або вибігу), які визначаються за формулами [1] і [4]

$$\varphi'_{вкл} = \frac{B\tau\xi_0\pi}{\xi_0(B-1)+1} \quad \text{і} \quad \varphi_{вкл} = \frac{B\tau\xi_0\pi}{\xi_0(B-1)+0,5},$$

де B — константа піка швидкості; $\xi_0 = \frac{\psi_{вкл}}{\pi}$; $\psi_{вкл}$ — кут повороту вала під час розгону (або вибігу).

Зробивши необхідні підставлення, одержимо

$$M'_3 = \frac{c_k[\xi_0(B-1)+1]^2}{2\pi\xi_0 B^2\tau^2} \cdot [I_{пр} \omega_1^2]; \quad (1)$$

$$M_3 = \frac{c_k [\xi_0 (B-1) + 0,5]^2}{2\pi \xi_0 B^2 \tau^2} \cdot [I_{\text{пр}} \omega_1^2]. \quad (2)$$

Біжучі кінетичні потужності визначаються за формулами

$$N'_{\text{кін}} = M'_3 \omega'_3 \quad \text{і} \quad N_{\text{кін}} = M_3 \omega_3,$$

де

$$\omega'_3 = \omega'_2 = b_k \frac{2\psi_{\text{вкл}}}{2T'_{\text{вкл}}} = b_k \frac{\psi_{\text{вкл}}}{\varphi_{\text{вкл}}} \cdot \omega_1 = \frac{b_k [\xi_0 (B-1) + 1]}{B\tau} \cdot [\omega_1];$$

$$\omega_3 = 2\omega_2 = \frac{2b_k [\xi_0 (B-1) + 0,5]}{B\tau} \cdot [\omega_1].$$

Підставляючи в формули для кінетичних потужностей відповідно (1) та (2), а також останні вирази для кутових швидкостей веденого вала 3, одержимо

$$N'_{\text{кін}} = \frac{d_k [\xi_0 (B-1) + 1]^3}{2\pi \xi_0 B^3 \tau^3} \cdot [I_{\text{пр}} \omega_1^3]; \quad (3)$$

$$N_{\text{кін}} = \frac{2d_k [\xi_0 (B-1) + 0,5]^3}{\pi \xi_0 B^3 \tau^3} \cdot [I_{\text{пр}} \omega_1^3], \quad (4)$$

де $d_k = b_k \cdot c_k$ — позиційний інваріант подібності кінетичної потужності.

Крутні моменти на ведучому валу 1 визначаються за формулами

$$M'_1 = \frac{N'_{\text{кін}}}{\omega_1} = \frac{d_k [\xi_0 (B-1) + 1]^3}{2\pi \xi_0 B^3 \tau^3} \cdot [I_{\text{пр}} \omega_1^2]; \quad (5)$$

$$M_1 = \frac{N_{\text{кін}}}{\omega_1} = \frac{2d_k [\xi_0 (B-1) + 0,5]^3}{\pi \xi_0 B^3 \tau^3} \cdot [I_{\text{пр}} \omega_1^2]. \quad (6)$$

Введемо порівняльні коефіцієнти потужності і крутних моментів на валу 1

$$\mu_N = \frac{N_{\text{кін}}}{N'_{\text{кін}}} = \frac{M_1}{M'_1}$$

і крутних моментів на веденому валу 3

$$\mu_{M_3} = \frac{M_3}{M'_3}$$

Прийmemo для обох різновидів однакові закони руху і величину відносного кута вмикання ξ_0 .

Підставивши в останні рівності значення перших складових (1—6) та скоротивши відповідно до прийнятих початкових умов, одержимо

$$\left. \begin{aligned} \mu_N &= 4 \cdot \left[\frac{\xi_0 (B-1) + 0,5}{\xi_0 (B-1) + 1} \right]^3, \\ \mu_{M_3} &= 2 \cdot \left[\frac{\xi_0 (B-1) + 0,5}{\xi_0 (B-1) + 1} \right]^2. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Графіки, які побудовано за залежностями (7) як функції від параметрів ξ_0 і B , наведено на рис. 3. Вони показують, що величини крутних моментів на валах напівобертового механізму НЗК КВ є значно меншими, ніж крутні моменти на відповідних валах повнообертового механізму. Суттєво скорочуються за величиною і потоки кінетичної потужності, що позитивно відбивається на підвищенні к. к. д. у напівобертових механізмах.

Результати порівняльного аналізу дозволяють зробити висновок про більші можливості напівоберткових механізмів щодо навантажуючої здатності і довговічності деталей механізму, а також щодо пошуку додаткових ресурсів для підвищення робочих швидкостей машин-автоматів.

Синтез напівоберткових механізмів НЗК КВ включає в себе вибір закону періодичного руху веденого вала під час розгону і вибігу та розрахунок оптимальних величин геометричних і конструктивних параметрів при забезпеченні встановлених норм запасів міцності і зносостійкості деталей механізму.

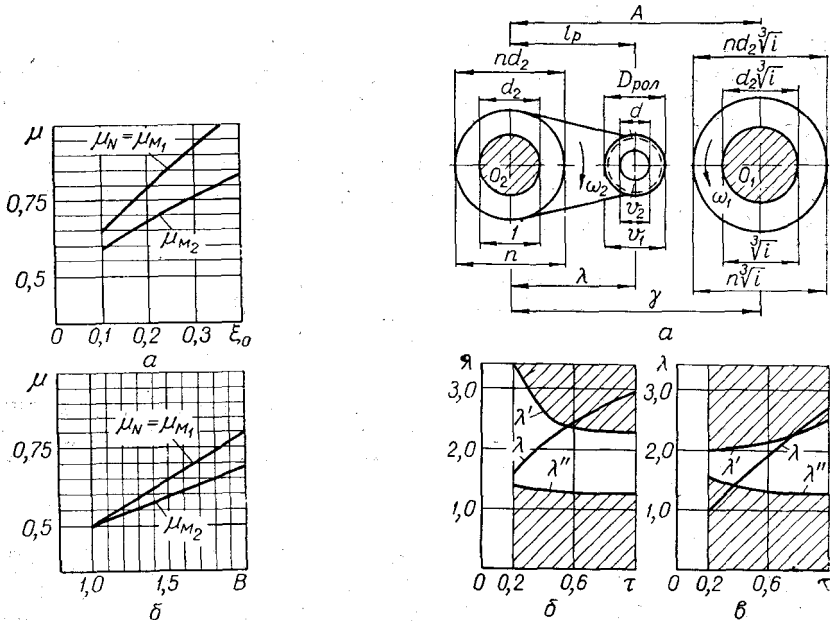


Рис. 3. Графіки порівняльного аналізу механізмів НЗК КВ:

а — порівняльних коефіцієнтів $\mu = f(\xi_0)$ для закону руху «С₀»; б — порівняльних коефіцієнтів $\mu = f(B)$ при $\xi_0 = 0,2$; В — константа піка швидкості руху веденого вала 2 при розгоні і вибігу.

Рис. 4. Конструктивна схема і графіки до розрахунку умов сусідства деталей двох валів — ведучого O_1 і веденого O_2 :

а — схема розташування деталей валів (зверху абсолютні розміри, знизу — відносні); б — графіки $\lambda(\tau)$, $\lambda'(\tau)$ і $\lambda''(\tau)$ побудовані при $B=2(\llcorner C_0)$; $[\alpha] = 45^\circ$; $\psi_A = -0,25$; $n_1 = 1,4$; $n = 1,8$; $p_1 = 13,9$; $p_2 = 8$; $p_3 = 3,34$; $p_4 = 2,5$; $\xi_0 = 0,2$; в — графіки $\lambda(\tau)$, $\lambda'(\tau)$ і $\lambda''(\tau)$, побудовані за тих же умов що і в пункті б, але при $\xi_0 = 0,3$.

Механізм слід проектувати, враховуючи умови, що зумовлені його специфікою: жорсткий кінематичний зв'язок кулачкового і зубчастого механізмів, що забезпечує плавний ввід зубців у зачеплення і вивід з нього; віддалення кулачкових механізмів від заклинювання, а також від самоперетину або загострення дійсних профілів кулачків; сусідство деталей ведучого і веденого валів.

Початковими даними при синтезі є відносна тривалість руху τ , кутова швидкість ведучого вала ω_1 , приведений до веденого вала момент інерції від усіх нерівномірно рухомих мас $I_{пр}$, приведений до цього ж вала момент від усіх статичних навантажень $M_{пр}$.

Напівоберткові механізми НЗК КВ слід синтезувати в такій послідовності.

Вибір відносно кута вмикання $\xi_0 = \frac{\psi_{вкл}}{\pi}$. Як показав аналіз механізмів НЗК КВ [1] та [2], динаміка їх поліпшується, якщо збільшується ξ_0 .

Вибору великих ξ_0 перешкоджає умова сусідства максимального радіуса-вектора дійсного профіля кулачка і ступиці важеля (штовхача) веденого вала, внаслідок чого максимально можлива величина параметра ξ_0 коливається близько 0,2.

Якщо винести кулачкові механізми НЗК КВ за опори валів, то згадана умова сусідства відпадає і параметр ξ_0 можна збільшити до 0,4. У цьому випадку на максимальну величину ξ_0 накладаються умови віддалення кулачкового механізму від заклинювання в кінці розгону і початку вибігу.

Механіка таких механізмів (з зовнішнім кулачковим вмиканням) описана нами окремо [3].

Вибір закону періодичного руху. Закон на розгін (вмикання) і вибіг (вимикання) веденого вала має вирішальний вплив на динаміку механізму НЗК КВ. Рекомендації щодо вибору закону подаються в [1] та [4].

Із умов безударного вводу зубців у зачеплення і забезпечення заданої величини τ визначається передатне число зубчасті пари секторів і кут повороту ведучого вала при вмиканні [4]

$$i = \frac{\xi_0(B-1) + 0,5}{\tau} \quad \text{і} \quad \varphi_{\text{вкл}} = \frac{B}{i} \cdot \xi_0 \pi.$$

Із умови віддалення ведучого кулачкового механізму від заклинювання на початку і в кінці фази розгону (або вибігу) знаходимо кут початкового розташування ведучого коромислового штовхача Ψ_0 і його відносну довжину $\beta = \frac{l_p}{A}$ [4].

Оптимальні величини геометричних і конструктивних параметрів механізму, такі як міжцентрова віддаль A , довжина коромисла l_p , діаметр ролика $D_{\text{рол}}$, діаметр і ширина цапфи d і b , модуль зачеплення m і числа зубців секторів, як повні Z_1 і Z_2 , так і неповні $Z_{1н}$ і $Z_{2н}$ можна визначити двома способами.

1. Абсолютним розрахунком перелічених параметрів механізму. Він веде до визначення розмірів деталей з умов міцності і зносостійкості з урахуванням конкретних початкових даних.

2. Відносним розрахунком параметрів механізму. На відміну від першого, він дозволяє широко узагальнити результати розрахунку, накопичити розрахунковий матеріал у вигляді графіків, таблиць і номограм для багатьох подібних механізмів, які відрізняються тільки відносною тривалістю руху веденого вала. Використання блокуючих контурів, мова про які йтиме нижче, дозволяє вести оптимальний розрахунок відносних геометричних параметрів механізму з урахуванням умов сусідства. Тим часом при абсолютному розрахунку виконання умов сусідства можна перевірити лише після закінчення розрахунку розмірів деталей.

Щоб провести синтез у відносному виді, необхідно вибрати основний фізичний модуль довжин, до якого будуть віднесені відповідні розміри геометричних і конструктивних параметрів механізму. Таким модулем найбільш доступно вибрати діаметр веденого вала d_2 , величина якого однозначно визначається з умови міцності на кручення при конкретному навантаженні веденого вала сумарним максимальним моментом $M_{2\Sigma \text{ max}}$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{2\Sigma \text{ max}}}{0,2 [\tau_y]}}. \quad (8)$$

Визначення відносного параметра міжцентрової віддалі $\gamma = \frac{A}{d_2}$.

Враховуючи те, що зубчаста пара секторів звичайно працює в закритому картері з масляною ванною, зачеплення будемо розраховувати за контактними напруженнями стиску.

Міжцентрова віддаль з умови контактної міцності зубців визначається за відомою формулою [2]

$$A = (i + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,74}{[\sigma_K] i}\right)^2 \cdot \frac{E_{\text{пр}} M_{\text{розр}} \cdot i}{\psi_A}} \quad (9)$$

Розрахунковий крутний момент $M_{\text{розр}}$ вважаємо тут рівним максимальному сумарному крутному моменту $M_{2\text{вmax}}$, який виникає на веденому валу під час вмикання і збуджує повільно затухаючі пружні коливання.

Розв'язуючи спільно рівняння (8) і (9) знайдемо:

$$\gamma = \frac{A}{d_2} = 0,478 (i + 1) \sqrt[3]{\frac{p_1}{\psi_A i}}, \quad (10)$$

де $p_1 = \frac{E_{\text{пр}} [\tau_y]}{[\sigma_K]^2}$ — безрозмірний коефіцієнт міцності.

Визначення відносного параметра довжини коромисла $\lambda = \frac{l_p}{d_2}$. Беручи до уваги, що $l_p = \beta A$ і $\gamma = \frac{A}{d_2}$, одержимо

$$\lambda = \frac{\beta A}{d_2} = \beta \cdot \gamma. \quad (11)$$

Визначення геометричних і відносних параметрів конструкції ролика (рис. 4, а).

а) Геометричний параметр $\varphi_1 = \frac{b}{d}$. Із спільного розв'язання умов міцності цапфи на згин і невидавлювання мастила в парі ролик—цапфа маємо [1]

$$\varphi_1 = \frac{b}{d} = \sqrt{\frac{0,2 u^3 [\sigma_{3r}]}{[\sigma_{yd}]}} = \sqrt{0,2 u^3 p_2},$$

де $u = \frac{d_1}{d} \approx 0,92$; $p_2 = \frac{[\sigma_{3r}]}{[\sigma_{yd}]}$ — другий безрозмірний коефіцієнт міцності.

б) Геометричний параметр $q = \frac{D_{\text{рол}}}{d}$. Із спільного розв'язання умов контактної міцності вищої пари ролик-кулачок і невидавлювання мастила в парі ролик-цапфа знайдемо [1]

$$q = \frac{D_{\text{рол}}}{d} = 0,35 \frac{E'_{\text{пр}} [\sigma_{yd}]}{[\sigma_K]'^2} \left(1 + \frac{1}{n_1}\right) = 0,35 p_3 \left(1 + \frac{1}{n_1}\right),$$

де $p_3 = \frac{E_{\text{пр}} [\sigma_{yd}]}{[\sigma_K]'^2}$ — третій безрозмірний коефіцієнт міцності;

n_1 — коефіцієнт запасу проти загострення, який приймається звичайно в межах $n_1 = 1,5 \div 2$.

в) Відносний параметр ролика $\phi_1 = \frac{D_{\text{рол}}}{d_2}$. Розрахункове навантаження на ролик з урахуванням (8) виражається залежністю

$$R_{n \text{ розр}} = \frac{M_{2\text{вmax}}}{l_p \cos \alpha} = 0,2 \frac{d_2^2 [\tau_y]}{\lambda}, \quad (12)$$

де α — кут тиску для позиції, коли навантаження максимальне. Для законів руху, які рекомендуються для застосування в НЗК КВ, наван-

таження досягає найбільшої величини посередині фази розгону, коли кут тиску $\alpha \approx 0$ [3].

З другого боку, з умови неவிдавлювання мастила і з урахуванням $b = \varphi_1 \cdot d$ і $d = \frac{D_{\text{рол}}}{q}$ маємо

$$R_{\text{н розр}} = bd[\sigma_{\text{уд}}] = \varphi_1 d^2 [\sigma_{\text{уд}}] = \frac{\varphi_1}{q^2} \cdot D_{\text{рол}}^2 \cdot [\sigma_{\text{уд}}]. \quad (13)$$

Розв'язуючи спільно (12) і (13), знайдемо

$$v_1 = \frac{D_{\text{рол}}}{d_2} = \sqrt{\frac{0,2 q^2}{\lambda \varphi_1}} \cdot p_4, \quad (14)$$

де $p_4 = \frac{[\tau_y]}{[\sigma_{\text{уд}}]}$ — четвертий безрозмірний коефіцієнт міцності.

г) Відносний параметр ширини ролика $\vartheta_3 = \frac{b}{d_2}$ і діаметра цапфи $\vartheta_2 = \frac{d}{d_2}$. Використовуючи одержану залежність (14), легко одержати шукані параметри ϑ_2 і ϑ_3 :

$$\vartheta_2 = \frac{d}{d_2} = \frac{D_{\text{рол}}}{q d_2} = \frac{\vartheta_1}{q}; \quad (15)$$

$$\vartheta_3 = \frac{b}{d_2} = \frac{\varphi_1 \cdot d}{d_2} = \varphi_1 \cdot \vartheta_2. \quad (16)$$

Визначення відносного параметра модуля зачеплення $\mu = \frac{m}{d_2}$. Як відомо, абсолютна величина модуля зачеплення повинна задовольняти умовам міцності зубців на згин [2]:

$$m = 1,28 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{2\Sigma\text{max}}}{\pi y_2 \psi_m Z_2 [\sigma_{3r}]}}; \quad (17)$$

де y_2 — коефіцієнт зуба;

$$\psi_m = \frac{B_c}{m} = \frac{\psi_A \cdot A}{m} = \psi \cdot \gamma \cdot \frac{d_2}{m} \text{ — коефіцієнт ширини зуба;}$$

$$Z_2 = \frac{2A}{m(i+1)} = \frac{2\gamma}{i+1} \cdot \frac{d_2}{m} \text{ — повне число зубців колеса.}$$

Підставимо в рівняння (17) останні співвідношення і, враховуючи (8), одержимо

$$\mu = \frac{m}{d_2} = \frac{0,21(i+1)}{\pi y_2 \psi_A \gamma^2} \cdot p_5, \quad (18)$$

де $p_5 = \frac{[\tau_v]}{[\sigma_{3r}]}$ — п'ятий безрозмірний коефіцієнт міцності. Методика визначення повних і неповних чисел зубців секторів подається в [4].

Результатом розглянутої методики відносного синтезу є таблиці, номограми і графіки, де варіюючими є початкові параметри механізму: τ , ξ_0 , закон руху, безрозмірні коефіцієнти міцності.

Обмеження на вибір параметра λ . Коли кулачкові механізми розташовані між опорами валів (внутрішнє кулачкове вмикання), то розрахунок відносних параметрів необхідно вести, маючи на увазі такі умови сусідства:

- 1) ролик коромислового штовхача — ступиця кулачка;
- 2) ролик коромислового штовхача — ступиця коромисла.

Оскільки в обох випадках «сусідить» ролик коромислового штовхача, то за величину, по якій необхідно перевірити виконання умов сусідства, приймемо відносний параметр довжини коромисла λ . Як видно з рис. 4 (коромисловий штовхач зображено в момент переходу осьової лінії, що з'єднує центри ведучого O_1 і веденого O_2 валів), перша умова сусідства набере вигляду

$$\lambda + \frac{\vartheta_1}{2} \leq \gamma - \frac{1}{2} n \sqrt[3]{i},$$

звідки

$$\lambda \leq \lambda' = \gamma - \frac{1}{2} (n \sqrt[3]{i} + \vartheta_1),$$

Друга умова сусідства запишеться:

$$\lambda - \frac{\vartheta_1}{2} \geq \frac{n}{2},$$

або

$$\lambda \geq \lambda'' = \frac{1}{2} (n + \vartheta_1).$$

Щоб полегшити завдання перевірки величини λ за умовами сусідства, побудовано графіки (рис. 4, а, б) залежності λ від вихідного параметра τ , а також обмежуючі залежності λ' і λ'' від того ж τ , для певних законів руху і величин $[\alpha]$, ψ_A , $p_1 - p_4$, а також ξ_0 .

Розрахункова величина відносного параметра λ повинна лежати між заштрихованими полями, які обмежені функціями λ' і λ'' . Зміна полів обмеження може бути досягнута варіюванням величини допустимого кута тиску $[\alpha]$, а також величинами безрозмірних коефіцієнтів міцності $p_1 - p_4$.

Визначення абсолютних розмірів деталей механізму. Отже, визначивши за рівнянням (8) величину основного модуля d_2 , визначаємо потім кінцеві абсолютні розміри деталей механізму перемноженням відповідних величин відносних параметрів, визначених з умов рівномірності, на величину діаметра вала d_2 .

Одержані абсолютні розміри слід округлити до найближчих стандартних величин.

ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
2. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, М., Машгиз, 1948.
3. С. Г. Стельмашук. Механика неповнозубих коліс із зовнішнім кулачковим вмиканням. У зб. «Поліграфія і видавнича справа», вип. 2, Львів, 1966.
4. С. Г. Стельмашук. Питання синтезу особливих механізмів неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням. У зб. «Поліграфія і видавнича справа», вип. 4, Львів, 1968.

STELMASHTCHUK S. G.

THE SYNTHESIS OF THE HALF-TURN SEGMENT GEARS WITH THE CAM ENGAGEMENT

Summary

One of the periodical turn mechanisms — half-turn segment gears with the cam engagement, the driven shaft of which makes a revolution through 180° in one kinematic cycle, passing through such phases as: running start, uniform motion, run out and resting, is considered.

The relative comparing of the half-turn and the full-turn segment gears with the cam engagement is adduced, the results of which show great possibilities of the first by the kinetic loading.

The results of the optimal synthesis of the mechanisms parameters carried relatively out of the equistrength with regard for the nearly situated driving and driven shafts, are cited.