

А. В. БОЙКО, В. Ф. БІЛАЙ,
К. О. КУШНАРЕНКО, Ю. П. МАМОНОВ

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА ПРОКОЛЮВАЛЬНИХ ГОЛОК НИТКОШВЕЙНИХ МАШИН

Дослідимо вплив геометричних параметрів важільних контурів проколювальних голок (ППГ) ниткошвейного автомата на його кінетостатичні параметри і проведемо синтез параметрів механізму з умови підвищення довговічності та надійності ППГ.

Планка з голками переміщується по напрямних, які розташовані у вершині коливного стола. Рух планці передається від двох кулачків, що жорстко закріплені на головному валу з допомогою двох віток важільних контурів.

Структурна схема однієї вітки привода — це комбінований кулачково-важільний механізм (рис. 1), який складається з коромислово-повзунного (КПМ), чотириланкового (ЧШРМ) і кулачкового (КМК) механізмів.

Сумарне навантаження на планку з голками

$$Q_{\Sigma} = Q_{\tau} + F + G + K_d P_i + P_n, \quad (1)$$

де Q_{τ} — технологічне навантаження; F , G , P_i , P_n — відповідно сили тертя, маси ланок, що підіймаються, інерції та пружності пружин; K_d — коефіцієнт динамічності.

Зусилля, яке передається шатуном,

$$P_{ш} = \frac{Q_{\Sigma}}{\cos \alpha_{k1} - f \sin \alpha_{k1}}. \quad (2)$$

Сила, перпендикулярна до важеля O_3C і прикладена в шарнірі C ,

$$P_c = \frac{Q_{\Sigma} \cos (\gamma - 90^{\circ} + \alpha_{k1})}{(\cos \alpha_{k1} - f \sin \alpha_{k1}) - f_c r_c - f_{o3} r_{o3}}. \quad (3)$$

Сила, прикладена в шарнірі B перпендикулярно до коромисла O_3B ,

$$P_B = \frac{Q_{\Sigma} R_k \cos(\gamma - 90^\circ + \alpha_{k1})}{b[(\cos \alpha_{k1} - f \sin \alpha_{k1}) - f_c r_c - f_{03} r_{03} - f_b r_b]} \quad (4)$$

Зусилля, яке діє вздовж шатуна AB ,

$$P_{ш2} = \frac{Q_{\Sigma} R_k \cos(\gamma - 90^\circ + \alpha_{k1})}{b[\cos \alpha_{k1} - f \sin \alpha_{k1}] \cos(90^\circ - \mu) - f_{03} r_{03} - f_b r_b - f_c r_c} \quad (5)$$

Зусилля, прикладене в шарнірі A перпендикулярно до коромисла O_2A ,

$$P_A = P_{ш2} \cos[90^\circ - (\delta - \psi)] \quad (6)$$

Зусилля в кінематичній парі кулачок—ролик

$$P_{\pi} = \frac{Q_{\Sigma} R R_k \cos(\gamma - 90^\circ + \alpha_{k1}) \cos[90^\circ - (\delta - \psi)]}{bb_{кор}[(\cos \alpha_{k1} - f \sin \alpha_{k1}) \cos(90^\circ - \mu) \cos(\alpha + \nu_1) - F_{np}]}, \quad (7)$$

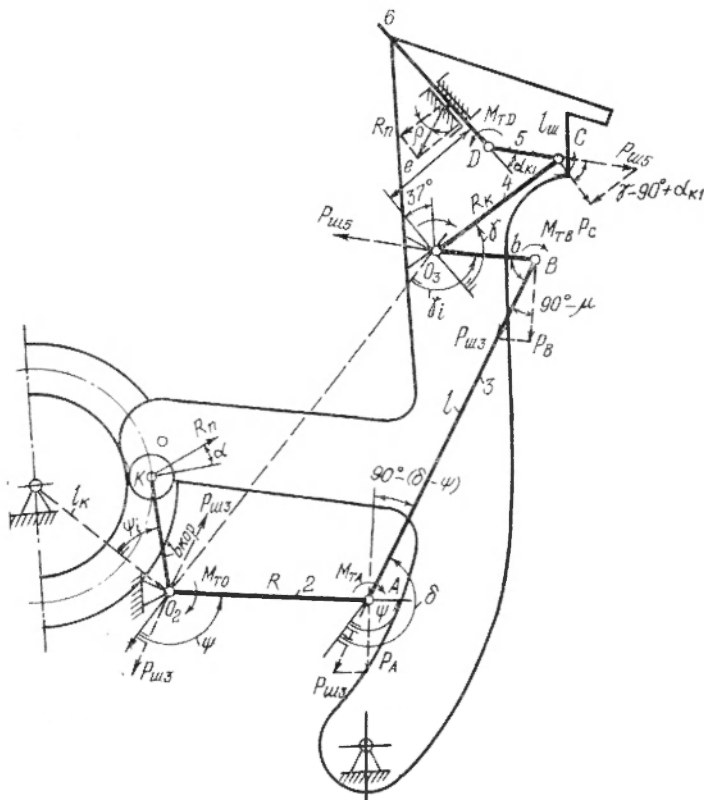


Рис. 1. Розрахункова схема привода проколювальних голок.

де $F_{\text{пр}} = f_{03}r_{03} - f_{\text{в}}r_{\text{в}} - f_{02}r_{02} - f_{\text{с}}r_{\text{с}} - f_{\text{А}}r_{\text{А}}$; α_{k1} , α — кути тиску в КПМ і КМК; $\mu\delta$ — кути передачі та нахилу шатуна AB в ЧШРМ; γ , ψ , ψ_i — кути відхилення важелів КПМ, ЧШРМ і КМК від відповідних баз; $b_{\text{кор}}$, R , b , R_k — довжина ланок O_2K , O_2A , O_3B , O_3C ; f_{03} , f_{02} , $f_{\text{в}}$, $f_{\text{с}}$, $f_{\text{А}}$, f — коефіцієнти тертя у шарнірах; r_{03} , r_{02} , $r_{\text{А}}$, $r_{\text{в}}$, $r_{\text{с}}$ — радіуси шарнірів.

За наведеними формулами можна розраховувати напруження в ланках і кінематичних парах механізму. Силкові розрахунки показують, що найбільш слабкими ланками привода голок є кулачки, тому що розміри інших деталей можна змінювати.

Проаналізуємо формулу (6). Мінімізувати $P_{\text{А}} \Rightarrow \min$ можна, якщо параметри КПМ і ЧШРМ набувають значень $R_k \Rightarrow \min$, $b \Rightarrow \max$, а кути тиску $\alpha_{1k} = 0^\circ$; $\mu \Rightarrow 0^\circ$; $\delta \Rightarrow 180^\circ$ при $\gamma \Rightarrow 180^\circ$ і $\psi \Rightarrow 180^\circ$, тоді як $Q_{\gamma} \Rightarrow \max$ при високих значеннях КПД всіх контурів. Оптимальні у цьому випадку «розклинені» схеми КПМ і ЧШРМ, тобто такі, в яких кривошип і шатун знаходяться на одній прямій, коли $Q_{\Sigma} \Rightarrow \max$. Однак реалізувати всі рекомендації неможливо, оскільки накладається ряд обмежень: при $R_k \Rightarrow \Rightarrow \min$ зростає $\gamma_{\Sigma} \Rightarrow \max$, що приводить до збільшення габаритів кулачків; «розклинену» схему КПМ неможливо розмістити у конструкції коливного стола. Конструктивно припустимим вирішенням є застосування «розклиненої» схеми ЧШРМ.

Для оптимізації параметрів кулачкових механізмів ППГ зробимо аналіз впливу різних факторів на мінімізацію контактних напружень у кінематичній парі кулачок—ролик.

Контактні напруження визначають за формулою Герца

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt[3]{\frac{q E_{\text{зв}}}{\rho_{\text{зв}}}}, \quad (8)$$

де $q = \frac{R_{\text{п}}}{b_{\text{р}}}$, $E_{\text{зв}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — зведений модуль пружності;

$\frac{1}{\rho_{\text{зв}}} = \frac{1}{r_{\text{р}}} \pm \frac{1}{\rho_{\text{к}}}$ — зведений радіус кривизни ролика та кулачка;

$\rho_{\text{к}} = \frac{r_{\text{б}}}{\left(1 - \frac{d\theta}{d\varepsilon}\right) \cos \theta}$ — радіус кривизни еквідістантної кривої ку-

лачка, а також модулі пружності матеріалів кулачка та ролика;

$$\frac{d\theta}{dk} = \frac{b_k \gamma_{\Sigma}}{\sin^2 \gamma_i} \left[\frac{1 - \beta (b_k \gamma_{\Sigma} \varphi_y^{-1} + 1) \cos \gamma_i + \beta c_k b_k^{-1} \varphi_y^{-1} \sin \gamma_i}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{1 - \beta \cos \gamma_i}{1 + \operatorname{tg}^2 \delta} \right];$$

$$\frac{d\varepsilon}{dk} = \varphi_y - \gamma_{\Sigma} b_k \beta [(\cos \gamma_i - \beta)] : \left(\frac{r_{\text{б}}}{l_{\text{к}}} \right)^2;$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left[\frac{\beta b_k \gamma_\Sigma \varphi_y^{-1} - \cos \gamma_l + \beta}{\sin \gamma_l} \right] \text{ — кут тиску в КМК}$$

Досліджували вплив геометричного параметра $\beta = \frac{b_{\text{кор}}}{l_k}$ (де $b_{\text{кор}}$ — довжина коромисла; l_k — базовідстань КМК) на значення кутів тиску α , зведених радіусів кривини ρ_{Σ} кулачка та контактних напружень σ_n при постійних параметрах (φ_y , $R_{\text{мах}}$, ω , γ_Σ , l_k) привода голок.

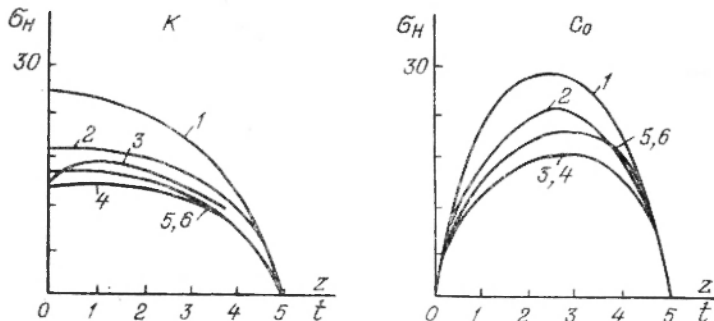


Рис. 2. Графіки контактних напружень у кінематичній парі кулачок—ролик при змінному β і постійних значеннях інших параметрів привода голок ниткошвейної машини:

1 — $\beta=0,4$; 2 — $\beta=0,6$; 3 — $\beta=0,8$; 4 — $\beta=1$; 5 — $\beta=1,2$; 6 — $\beta=1,4$.

Характер зміни контактних напружень у кінематичній парі кулачок—ролик для періоду розбігу штовхача показаний на рис. 2. У приводі голок ниткошвейних машин $\beta=0,48$. Цей параметр доцільно збільшити до $\beta=1$, за рахунок чого σ_n зменшаться в 1,83 раза. Для значного зменшення σ_n синтезується комбінований закон періодичного руху (ЗПР) голок з умови зрівноваження технологічних навантажень протидіючими інерційними.

Аналіз осцилограм, які характеризують процес проколювання зошитів різної конструкції, свідчить, що час зростання технологічного навантаження та його значення різні. Тому при синтезі ЗПР з умови $Q_T + K_d P_i = 0$ необхідно орієнтуватися на продукцію, яку виготовляють у друкарнях максимальними тиражами.

Згідно з результатами експериментальних досліджень приймаємо $Q_T = 22$ кГ. Таке технологічне навантаження виникає на планці з 12 голками при проколюванні шістнадцятисторінкового зошита з паперу друкарського № 2. Аналіз різних висхідних ЗПР «К», «Со», «Ш», «П2-9», за класифікацією з праці [3], з умови $Q_T + K_d P_i = 0$ свідчить, що незрівноважені технологічні навантаження Q_T менші, якщо рух голок при проколюванні відбувається за ЗПР «Со».

При синтезі ЗПР необхідно враховувати такі додаткові умови:

1. Проколювальні голки повинні виходити з вершини стола після зупинки його біля каретки швейних інструментів.
2. Голки мають закінчити робочий хід і повернутися у висхідний стан без зіткнення з швейними голками та крючками, що рухаються.

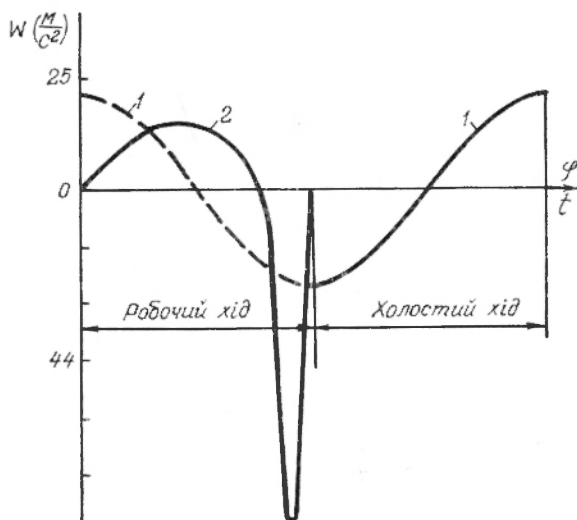


Рис. 3. Діаграма прискорень синтезованого закону руху голок:
1 — для машини НШ-6; 2 — для синтезованого привода.

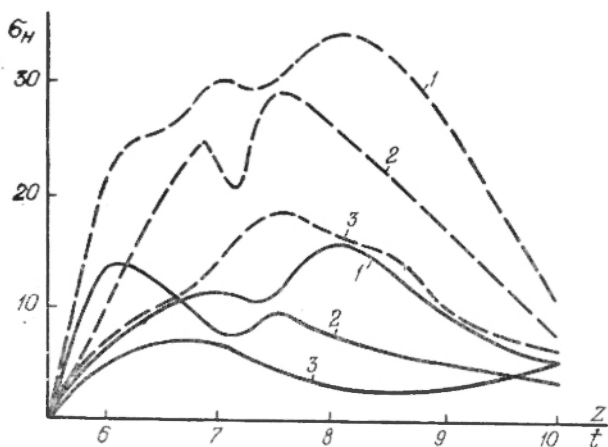


Рис. 4. Графіки контактних напружень σ_n (Н/м²) у парі кулачок—ролик:
1 — $m=120$ г/м²; 2 — $m=100$ г/м²; 3 — папір друкарський № 1; пунктирні лінії — для ППГ автомата НШ-6; суцільні — для синтезованого привода.

3. Інерційні навантаження слід мінімізувати під час розбігу та холостого руху.

Оптимальним за цих умов є повний неоднорідний асиметричний ЗПР, діаграма прискорень — синусоїда, «Со» для робочого і ЗПР (K) для холостого руху голок. Синтез ЗПР коромисла КМК за заданим законом руху веденої ланки КВМ з урахуванням кінематичного впливу важільних контурів наведений у праці [2].

На рис. 3 показана діаграма прискорень синтезованого ЗПР. Аналіз 60 різних випадків зміни навантажень при проколюванні зошитів різної конструкції і зміни інерційного навантаження свідчить, що для синтезованого ЗПР тільки у шести випадках відбувається збільшення навантаження, а в 54 — зменшення. Зростання навантаження характерне для випадку проколювання зошитів мінімальних форматів шістьма голками.

На рис. 4 показаний характер зміни контактних навантажень у кінематичній парі кулачок—ролик при проколюванні тридцятидвосторінкових зошитів, виготовлених з паперу різної щільності.

1. Бойко А. В., Белай В. Ф., Кушнарєнко К. О., Мамонов Ю. П. Дослідження привода проколювальних голок ниткошвейних машин уніфікованого ряду // Поліграфія і видавнича справа, 1984. № 20. С. 52—56. 2. Бойко А. В. Критеріальна механіка кулачково-рычажных механізмів. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. К., 1975. 3. Тир К. В. Механіка поліграфіческих автоматів. М., 1965.

Стаття надійшла до редколегії 05.04.86