

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РОЗМІРНИХ ПАРАМЕТРІВ ЦЕНТРАЛЬНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО ПРИВОДА ТАЛЕРА ПЛОСКОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ

Під час розроблення проектів нових машин виконавчим механізмам задають певні параметри, які визначають техніко-економічні показники цих механізмів і машини в цілому.

Ми ставимо собі за мету визначити вплив геометричного параметра центрального кривошипно-повзунного привода талера $\lambda = \frac{L}{r_k}$ плоско-друкарської машини на її техніко-економічні показники та встановити на цій підставі його оптимальне значення. У зв'язку з тим, що машина з таким приводом талера є плоскодрукарською машиною з нерівномірним рухом друкарського циліндра (ДЦ), дуже відповідальним в її роботі є момент початку сумісного руху талера та ДЦ, коли останній є веденою ланкою власного механізму та механізму привода талера. В цей момент зубчаста рейка талера повинна плавно без ударів входити в зачеплення з зубчастим вінцем ДЦ. Під час великих швидкостей виникають значні сили інерції від реверсуючих мас, що зумовлюють скручування кривошипного валу та деформації інших ланок привода талера. Внаслідок відносного зміщення зубчастої рейки талера та вінця ДЦ (через деформації синхронізуючих ланок приводів талера і ДЦ) особливо початок їх сумісного руху часто супроводжується ударами. Це явище обмежує максимальну швидкість машини, тому основною передумовою нашої роботи є те, що величина крутного моменту на кривошипному валу в момент початку зачеплення рейки талера та вінця ДЦ повинна бути обмежена.

У [6] наявні графіки залежностей констант піка швидкості B , піка прискорення C і піка потужності D для центральних кривошипно-повзунних механізмів від величини $\lambda_1 = \frac{r_k}{L}$. З цих графіків випливає, що зі збільшенням λ_1 збільшуються значення B , C і D . Для зниження цих констант бажані механізми з найбільшими значеннями $\lambda = \frac{1}{\lambda_1}$.

Однак зі зростанням параметра λ збільшується довжина машини, отже збільшується і площа, яку займатиме машина, а це в свою чергу погіршує економічні показники. Тому необхідно знайти оптимальні розміри кривошипно-повзунного механізму, виходячи з умов забезпечення високих найважливіших техніко-економічних показників.

При одній і тій же компоновці довжина машини залежить тільки від довжини основної коробки.

Довжину основної коробки приблизно можна виразити * (рис. 1).

$$A = a + \phi + S_r + b, \quad (1)$$

* Для остаточного визначення довжини основної коробки машини необхідно враховувати розміри головки шатуна та частини зубців рейки (що виходять за межі талера) для забезпечення повного зубчастого зачеплення в правому крайньому його положенні.

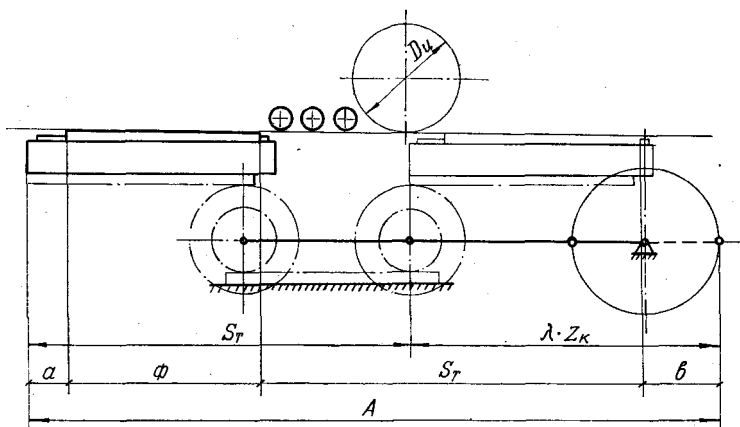


Рис. 1. Схема привода талера.

де a — вихід рейки талера за форму; ϕ — довжина форми вздовж руху талера; S_T — хід талера; b — вихід центра пальця кривошипа за форму в крайньому положенні талера. З другого боку, цю ж величину можна записати

$$A = S_T + \lambda \cdot r_K. \quad (2)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (1) і (2), знайдемо

$$\lambda = \frac{a + b + \phi}{r_K}, \quad (3)$$

де $a + b + \phi = L$ — довжина шатуна; r_K — радіус кривошипа. Підставляючи в формулу (3) значення $r_K = \frac{S_T}{2 \cdot i_{СК}}$, одержимо

$$\lambda = \frac{(a + b + \phi) \cdot 2 i_{СК}}{S_T}, \quad (4)$$

де $i_{СК}$ — передаточне відношення механізму ската.

Таким чином, визначено взаємозв'язок між параметрами механізму привода талера та довжиною основної коробки.

Для зменшення величини A рейку привода талера доцільно встановлювати на ньому так, щоб полюс зачеплення зубчастого колеса ската і рейки збігався в крайньому положенні талера з його торцем. Тоді величина a визначиться віддаллю між ближніми краями форми і талера

$$a = a_3 + m + \delta + l, \quad (5)$$

де a_3 — ширина закладки; m — ширина стінки закладної рами; δ — зазор, необхідний для приводки форми; l — відстань для встановлення задніх затискних пристроїв і регулювання положення рами.

Величину b можна прийняти конструктивно. Хід талера є функцією довжини форми ϕ . Тачим чином, при одному і тому ж значенні A (відомі a , ϕ , S_T і b) величина λ залежить від передаточного відношення $i_{СК}$. Зі зростанням $i_{СК}$ збільшується величина λ .

Передаточне відношення механізму ската $i_{СК}$ вибирають виходячи з міцностних і габаритних умов, і, як правило, залежно від формату машини воно коливається в межах $i_{СК} = 2-3$. Відомо, що збільшення $i_{СК}$ від 2 до 3 викликає зростання в 1,5 раза реакції в опорах, зусилля в шатуні і зубчастій передачі малої шестерні ската, а значить зростають і відповідно габарити механізму, які мають певну межу для машин конкретного формату.

Визначимо оптимальну величину $\lambda_{\text{опт}}$, довжину машини при заданих величинах ϕ , S_T , a і $i_{\text{ск}}$ з врахуванням техніко-економічних показників.

Машина матиме найменшу довжину тоді, коли величина $b=0$. При цьому $\lambda=\lambda_0 = \frac{(a+\phi) \cdot 2i_{\text{ск}}}{S_T}$ і константи B , C і D є найбільшими.

Нехай з міркувань зменшення довжини машини прийнято геометричний параметр кривошипно-повзунного механізму λ_0 і проведені розрахунки привода талера при певній кількості циклів за хвилину (геометричні, кінематичні, динамічні та міцності). Розрахунок необхідного діаметра кривошипного вала проводиться головним чином з умов забезпечення необхідної жорсткості в момент входу в зачеплення першого зуба рейки талера у впадину вінця ДЦ в період цикла, що передує початкові друкування. Враховуючи велику робочу довжину вала, для виконання цієї умови потрібно більший діаметр кривошипного вала, ніж з розрахунків на міцність за максимальним крутним моментом*.

Нехай на кривошипному валу в момент початку зачеплення рейки талера і вінця ДЦ виникає крутний момент M_1 (при $\lambda=\lambda_0$). З умови рівності потужностей сумарна сила, що зведена до центра ската і напрямлена вздовж його руху, визначається

$$Q = \frac{M_1 \cdot \eta^{**}}{V_{21} \cdot r_K}, \quad (6)$$

де η — миттєвий к.к.д. кривошипно-повзунного механізму зі скатом; v_{21} — позиційний інваріант подібності швидкості в момент початку зубчастого зачеплення; r_K — радіус кривошипа.

Вказаний вище момент циклу визначається кутом повороту кривошипного вала за час руху талера з лівого крайнього положення до початку зачеплення рейки талера та вінця ДЦ

$$\varphi_2 = \arccos \frac{(\lambda^2 - 1) - (S_{21} - \lambda - 1)^2}{2(S_{21} - \lambda - 1)}, \quad (7)$$

де $S_{21} = \frac{S_{02}}{r_K \cdot i_{\text{ск}}}$ — інваріант подібності переміщення центра ската; S_{02} — шлях талера з лівого крайнього його положення до початку сумісного руху з ДЦ.

Величина v_{21} знаходиться за формулою [6]

$$v_{21} = \frac{\sin(\varphi_2 - \beta_2)}{\cos \beta_2},$$

де β_2 — кут повороту шатуна, відповідно до значення φ_2

$$\beta_2 = \arcsin \frac{\sin \varphi_2}{\lambda}.$$

Миттєвий к.к.д. кривошипно-повзунного механізму зі скатом можна з достатньою для практичних розрахунків точністю визначати за формулою

$$\eta = \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \beta_1 \cdot \frac{k}{r_{\text{ск}}} + \frac{f_B \frac{r_B}{r_K} \left(V_{21} \frac{r_K}{r_{\text{ск}}} - \omega_{21} \right) + f_a \frac{r_a}{r_K} (1 + \omega_{21}) + f_{01} \frac{r_{01}}{r_K}}}, \quad (8)$$

* У випадку, коли діаметр кривошипного вала визначається з умов міцності, далші розрахунки проводяться за максимальним моментом за період циклу.

** Початок зачеплення рейки талера і вінця ДЦ збігається з фазою розгону талера, тому величина крутного моменту, зведеного до центра ската менша, ніж на кривошипному валу.

де $\beta_1 = 180^\circ - \beta_2$ — кут тиску; $r_{ск}$ — радіус малого колеса ската; r_A, r_B, r_{O1} — відповідно радіуси цапф шарнірів A, B і O_1 ; f_A, f_B, f_{O1} — коефіцієнти тертя в цих шарнірах; ω_{21} — інваріант подібності кутової швидкості шатуна; k — коефіцієнт тертя кочення ростового кільця ската по направляючих.

Величину Q можна виразити ще таким чином:

$$Q = \frac{(P_{ст} + P_{ін}) \cdot i_{ск}}{\eta_1}, \quad (9)$$

звідки

$$P_{ін} = \frac{Q \cdot \eta_1}{i_{ск}} - P_{ст}, \quad (10)$$

де $P_{ін}$ — сила інерції, зведена до талера від реверсуючих мас; η_1 — к.к.д. зубчатого зачеплення ската; $P_{ст}$ — статичні сили, які діють на талер.

З другого боку, сила інерції $P_{ін}$

$$P_{ін} = m_{пр} \cdot \omega_{21} \cdot \omega_1^2 \cdot r_k \cdot i_{ск},$$

звідки

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{P_{ін}}{m_{пр} \cdot \omega_{21} \cdot r_k \cdot i_{ск}}}, \quad (11)$$

де ω_1 — кутова швидкість кривошипного вала; $m_{пр}$ — зведена маса талера; ω_{21} — позиційний інваріант подібності прискорення в момент початку зубчастого зачеплення рейки талера і вінця ДЦ

$$\omega_{21} = \cos \varphi_2 + \sin \varphi_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 - \frac{\cos^2 \varphi_2}{\lambda \cos^3 \beta_2}.$$

Тоді залежність швидкості роботи машини від параметра λ зі збереженням на кривошипному валу незмінних крутних моментів у фазі, що відповідає початку зачеплення рейки талера і вінця ДЦ, запишеться

$$n = \frac{30 \sqrt{\frac{P_{ін}}{m_{пр} \cdot \omega_{21} \cdot r_k \cdot i_{ск}}}}{\pi}. \quad (12)$$

Зауважимо, що максимальне прискорення, незважаючи на збільшення кількості циклів відповідно до залежності (12), не тільки не збільшується, а навіть зменшується (рис. 2).

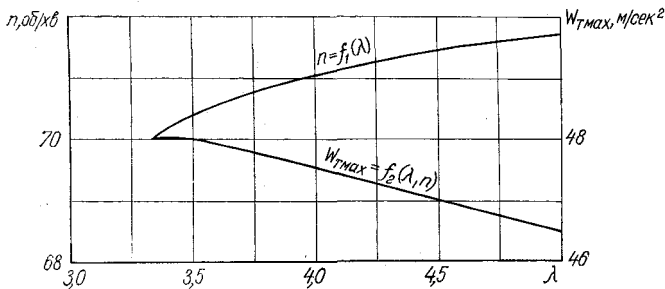


Рис. 2. Вплив геометричного параметра λ на число циклів і максимальне прискорення талера.

Зі збільшенням геометричного параметра λ кривошипно-повзунного механізму привода талера (порівняно з раніше прийнятим) довжина машини зростає на величину

$$\Delta L_m = r_k \cdot \lambda - r_k \cdot \lambda_0 = r_k (\lambda - \lambda_0). \quad (13)$$

Додаткова площа, яка необхідна для машини з врахуванням площі на обслуговування

$$\Delta S_M = \Delta L_M \cdot N \cdot k, \quad (14)$$

де N — ширина машини; k — коефіцієнт, що враховує додаткову площу, яка потрібна для обслуговування машини (для друкарських цехів $k=3,0-3,5$).

Зростання λ , яке супроводжується збільшенням площі, необхідної для машини, призводить до додаткових витрат. Тому доцільність вибору величини λ слід обґрунтувати на підставі техніко-економічних розрахунків за комплексом показників (ростом продуктивності праці, собівартістю 1000 арк./відб. по змінних статтях витрат, питомими капітальними витратами на 1000 арк./відб., зведеними витратами).

Розрахунки показників здійснюємо за відомою методикою [2, 3, 4, 5] в такій послідовності та вихідними даними: формат машини 84×108 см, довжина форми $\Phi=810$ мм, діаметр друкарського циліндра $D_{\text{ц}}=400$ мм, хід талера $S_{\text{т}}=1380$ мм, технічна швидкість $n=70$ ц/хв, геометричний параметр $\lambda_0=3,3$ (3), передаточне відношення механізму ската $i_{\text{ск}}=2,5$, радіус кривошипа $r_{\text{к}}=276$ мм, габарити машини 5450×2500 мм, ціна базової моделі 30 000 крб. У зв'язку з введенням нових цін на будівельні матеріали, точної ціни 1 м² виробничої площі для друкарських цехів ще не встановлено і тому вона прийнята поки що 120 крб. Всі інші необхідні для розрахунку дані взяті за нормативами [4].

Ріст продуктивності праці (в %) знаходиться за формулою

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{рт}}}{P_{\text{рб}}} \cdot 100 - 100,$$

де $P_{\text{рт}}$ — кількість продукції в арк./відб., виробленої на одного робітника після впровадження заходу ($\lambda=\lambda_0$); $P_{\text{рб}}$ — кількість продукції в арк./відб., виробленої на одного робітника в базовому варіанті ($\lambda=\lambda_0$).

Як бачимо (рис. 3, а), інтенсивність росту продуктивності праці зменшується з ростом величини λ та середньої тиражності.

Собівартість продукції за змінними статтями витрат: а) витрати на зарплату основних робітників за рік; б) амортизація устаткування та приміщення; в) витрати на обслуговування машини (поточні ремонти); г) витрати на електроенергію.

Крім того, в собівартість продукції включаються витрати на премію, додаткову зарплату та соцстрах.

Собівартість 1000 арк./відб.

$$C = \frac{C_{\text{пр}}}{M_{\text{п}}},$$

де $C_{\text{пр}}$ — собівартість річної продукції в крб.; $M_{\text{п}}$ — річна виробнича потужність в 1000 арк./відб.

Собівартість зменшується для всіх тиражів в прийнятому інтервалі λ , однак зі збільшенням останнього інтенсивність зменшення C падає (рис. 3, в).

Питомі капітальні витрати визначаються

$$K = \frac{B_0 + B_{\text{п}}}{M_{\text{п}}},$$

де B_0 — вартість машини; $B_{\text{п}}$ — вартість необхідної для машини площі.

Для всіх варіантів питомі капітальні витрати спочатку зменшуються до якогось мінімуму, а потім знову ростуть (рис. 3, б). Екстремальні мінімальні питомі витрати зі зростанням величини тиражу зміщуються в бік збільшення λ .

Зведені витрати на 1000 арк./відб. Розрахунок зведених витрат проводиться за формулою

$$B_{\text{пр}} = C + E_{\text{п}} \cdot K,$$

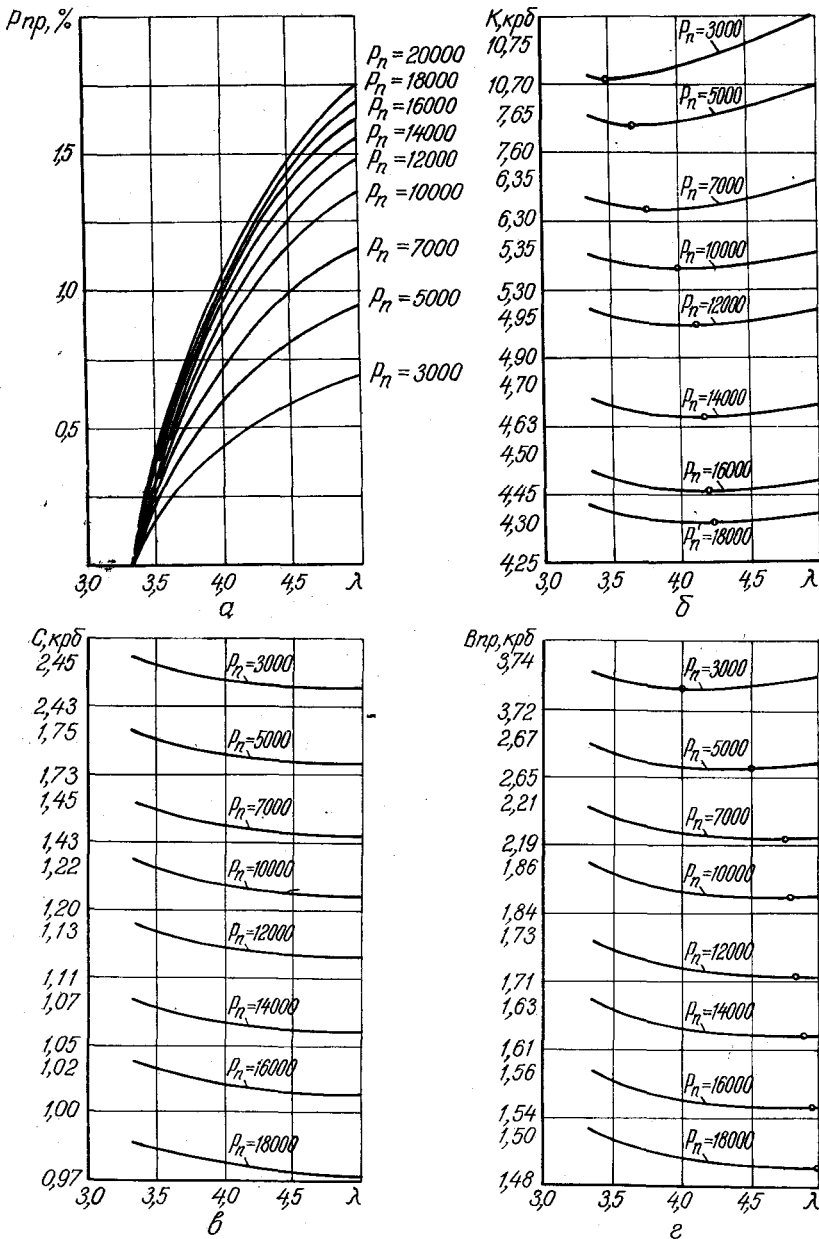


Рис. 3. Залежність техніко-економічних показників від λ :

a — ріст продуктивності праці; b — питомі капітальні витрати; $в$ — собівартість 1000 арк./відб.; $г$ — зведені витрати.

де C — собівартість 1000 арк./відб.; E_n — нормативний коефіцієнт економічної ефективності; K — питомі капітальні витрати.

Залежності зведених витрат від параметра λ (рис. 3, $г$) мають такий же характер, як і для питомих капітальних витрат, відрізняючись тільки зміщенням екстремума в бік збільшення λ .

Враховуючи, що інтенсивність зростання продуктивності праці зі збільшенням λ зменшується, то можна вважати за оптимальне значення таке λ , при якому зведені витрати мінімальні, оскільки останні враховують і зміну собівартості та питомих капітальних витрат.

Оскільки середній тираж для машини формату 84×108 см перебуває в межах 7000—8000 арк./відб., для машини з прийнятими вище

вихідними даними оптимальним буде значення $\lambda_{\text{опт}}=4,75$. Але враховуючи те, що зведені витрати в межах $\lambda=4,25-4,75$ зменшуються незначно навіть для тиражів, близьких до 7000 (5000 і 10 000), і знімання продукції з 1 м^2 площі, за проведеними підрахунками, зі збільшенням λ зменшується, слід вважати раціональним $\lambda_{\text{опт}}=4,25$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бордюг А. И. Расчет кривошипно-ползунных механизмов на базе теории подобия и теории размерностей. Автореферат канд. дис. Львов, 1957.
2. Инструкция по расчету производственной мощности оборудования и предприятий полиграфической промышленности. М., «Книга», 1968.
3. Машталер Р. М. Техничко-економическая эффективность новой техники. УПИ им. Ивана Федорова. Львов, 1965.
4. Павловский Д., Пельтинович Н. Методика определения технико-экономической эффективности внедрения новой полиграфической техники. М., НИИПМ, 1961.
5. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений. М., «Экономика», 1969.
6. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

L. F. ZIRNZAK

DETERMINATION OF RATIONAL DEMENSIONS PARAMETERS OF THE CENTRAL CRANK-SLIDE DRIVE OF TLAT-BED MACHINE TYPE-BED

Summary

The article considers the questions of selecting of rational parameters of the central crank-slide drive of the type-bed with the regard of kinematic, dynamic, durability and economic factors.
