

УДК 681.652 + 655.281

В. Т. Сенкус, В. О. Босак, І. М. Кравчук

Українська академія друкарства

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ФАЛЬЦНОЖІВ З КРИВОЛІНІЙНОЮ НАПРЯМНОЮ У ДРУКАРСЬКИХ МАШИНАХ

Розглядається методика визначення кутів тиску і миттєвих к.к.д. нового механізму приводу фальцножів з криволінійною напрямною. Показано характер зміни цих величин за цикл роботи механізму.

Фальцножі, криволінійна напрямна, кінематика, механізм

У статті [2] розглядається новий механізм приводу фальцножів ударного фальцювання з криволінійною напрямною, який забезпечує безударну роботу пристрою і підвишену точність фальцювання, здійснюються розрахунки кінематики механізму і методики профілювання криволінійної напрямної.

Мета роботи — проаналізувати для виявлення енергосилових характеристик запропонованого механізму приводу фальцапаратів, методику визначення кутів тиску і підйому профілю, а також оцінити к.к.д. його роботи.

Криволінійну напрямну (рис. 1) запропонованого механізму [2] можна розглядати як нерухомий кулачок, по якому обкочується коромисловий штовхач AC , для аналізу яких можна застосувати відому методику розрахунку кута тиску [3], що утворений напрямом швидкості кінця штовхача V_2 і напрямком нормалі $n - n$ до центрної кривої в точці дотику C . Для цього через центр обертання кулачка O_1 проводимо лінію O_1M , паралельну коромислу AC . Точка P_2 на лінії перетину O_1M і нормалі $n - n$ є полюсом у відносному русі заміненого поступального штовхача відносно кулачка, і лежить на віддалі $x = \frac{V_2}{\omega_1}$

від точки O_1 , де ω_1 — кутова швидкість циліндра; V_2 — лінійна швидкість точки дотику C коромисла до кулачка.

Продовживши лінію напрямку вектора швидкості $\overline{V_2}$, до перетину з лінією O_1M в точці N , визначаємо тангенс кута тиску:

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{\overline{O_1P_2} - \overline{O_1N}}{NC} = \frac{V_2 - e_k}{h_k} \quad (1)$$

Для коромислового кулачкового механізму (II період руху фальцножа [2]) визначаємо швидкість:

Підставляючи ці вирази у формулу (1) одержуємо:

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{b_k \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \lambda_1 + \sin 2a_k \cdot \gamma_1 - \lambda_1}{\cos 2a_k \cdot \gamma_1} \quad (5)$$

де $\lambda_1 = \frac{b_1}{r}$, а r — базовіддаль.

Для III періоду руху фальцножа [2], коли механізм можна розглядати, як кривошипно-повзунний, швидкість V_2 визначаємо за формулою (1):

$$V_2 = \omega_2 \cdot b_1 = \omega_{2i} \cdot \omega_1 \cdot b_1, \quad (6)$$

де $\omega_2 = \omega_{2i} \cdot \omega_1$; $\omega_{2i} = \frac{\cos \varphi}{\lambda \cdot \cos \beta}$.

Довжину відрізків обчислюємо:

$$e_k = r \cdot \cos(180^\circ - \gamma) + b_1 = b_1 - r \cdot \cos \gamma, \quad (7)$$

$$h_k = r \cdot \sin(180^\circ - \gamma) = r \cdot \sin \gamma \quad (8)$$

Кут γ визначаємо із трикутника O_1AC :

$$\gamma = 180^\circ - (\varphi + \beta); \quad (9)$$

де φ — фазовий кут повороту циліндра, який змінюється від φ_2 до нуля;

$$\beta = \arcsin \frac{\sin \varphi}{\lambda}; \quad \lambda = \frac{b}{r};$$

b — довжина фальцножа.

Підставляючи вирази (6), (7) і (8) у формулу (1), одержимо значення кутів тиску для III періоду:

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{\lambda_1 (\omega_{2i} - 1) + \cos \gamma}{\sin \gamma}. \quad (10)$$

Кути зміщення визначаємо з трикутника O_1AC .

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{e_k}{h_k}. \quad (11)$$

Підставляючи значення e_k і h_k у формулу (11), отримаємо:

для II періоду [2]:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{b_1 - r \cdot \sin 2a_k \cdot \gamma_1}{r \cdot \cos 2a_k \cdot \gamma_1} = \frac{\lambda_1 - \sin 2a_k \cdot \gamma_1}{\cos 2a_k \cdot \gamma_1}; \quad (12)$$

для III періоду:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{b_1 - r \cdot \cos \gamma}{r \cdot \sin \gamma} = \frac{\lambda_1 - \cos \gamma}{\sin \gamma}. \quad (13)$$

Кут підйому профілю: ,

$$\Theta = \nu + \delta. \quad (14)$$

Згідно з роботою [3] к.к.д. коромислового кулачкового механізму визначається:

при передачі енергії від маховика механізму:

$$\eta_{kk}^I = \frac{1 - f_1 \cdot \operatorname{tg} \nu - \frac{f_A \cdot r_A}{b_1 \cdot \cos \nu}}{1 + f_1 \cdot \operatorname{ctg} \Theta + \frac{f_{01} \cdot r_{01}}{r_k \cdot \sin \Theta}}; \quad (15)$$

при передачі енергії від механізму маховику:

$$\eta_{kk}^{II} = \frac{1 - f_1 \cdot \operatorname{ctg} \Theta - \frac{f_{01} \cdot r_{01}}{r_k \cdot \sin \Theta}}{1 + f_1 \cdot \operatorname{tg} \nu + \frac{f_A \cdot r_A}{b_1 \cdot \cos \nu}}; \quad (16)$$

де r_k — біжучий радіус-вектор профілю криволінійної напрямної, r_{01} і r_A — радіуси тертя в підшипниках подавального циліндра і вала коромисла (фальцножа), f_1, f_{01}, f_A — коефіцієнти тертя відповідно між роликом і профілем напрямної, в опорах подавального циліндра і в опорах коромисла.

Для розрахунку енергосилових характеристик механізму привода фальцножів були прийняті параметри фальцапарата машини, яка випускає газети формату А3, а саме $r = O_1A = 107$ мм; $b = AB = 54$ мм; $b_1 = AC = 28$ мм. Значення кутів $\gamma_1 = 170$; $\varphi_1 = 120$; $\varphi_2 = 22,80$ взяті зі статті [2].

За цими даними обчислено значення кутів тиску і підйому профілю.

Для розрахунку к.к.д. механізму були прийняті такі дані:

$f_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ — для кулькового підшипника [1];

$f_{01} = 4 \cdot 10^{-3}$ — для конічних підшипників;

$f_A = 6 \cdot 10^{-3}$ — для голкових підшипників;

$r_{01} = 40$ мм; $r_A = 12,5$ мм.

Радіус-вектор профілю криволінійної напрямної змінювався з 120 мм до 160 мм. При розрахунках було прийнято середнє значення $r_{cp} = 140$ мм. На

основі цих розрахунків були побудовані (рис. 2) графіки: а) — кутових переміщень фальцножа (коромисла) при швидкості обертання циліндра $n = 210$ об/хв; б) — кутів тиску; в) — миттєвих к.к.д. механізму.

З графіків видно, що значення кутів тиску кореспондуються з кутами повороту коромисла (фальцножів).

У початковий момент кути тиску мають від'ємне значення (-15°) і зростаючи, переходять через нульове значення і досягають позитивного максимуму (12°), після чого різко зменшуються, доходячи до екстремального значення (-90°) у момент, коли фальцножі займають вертикальне положення. Після цього на III і IV періодах характер зміни кутів тиску симетричний.

Миттєві к.к.д. механізму в початковий момент мають значення 0,45 і різко зростають, досягаючи величини 0,997, а в кінці спадають, доходячи до нуля в момент, коли фальцножі займають вертикальне положення. Екстремальне значення кутів тиску (-90°) для механізму, що розглядається, більше ніж для звичайних кулачкових механізмів і пояснюється тим, що кут розмаху коромисла змінюється від нуля до 180° , одночасно, якщо для звичайних кулачкових механізмів він не перевищує 60° .

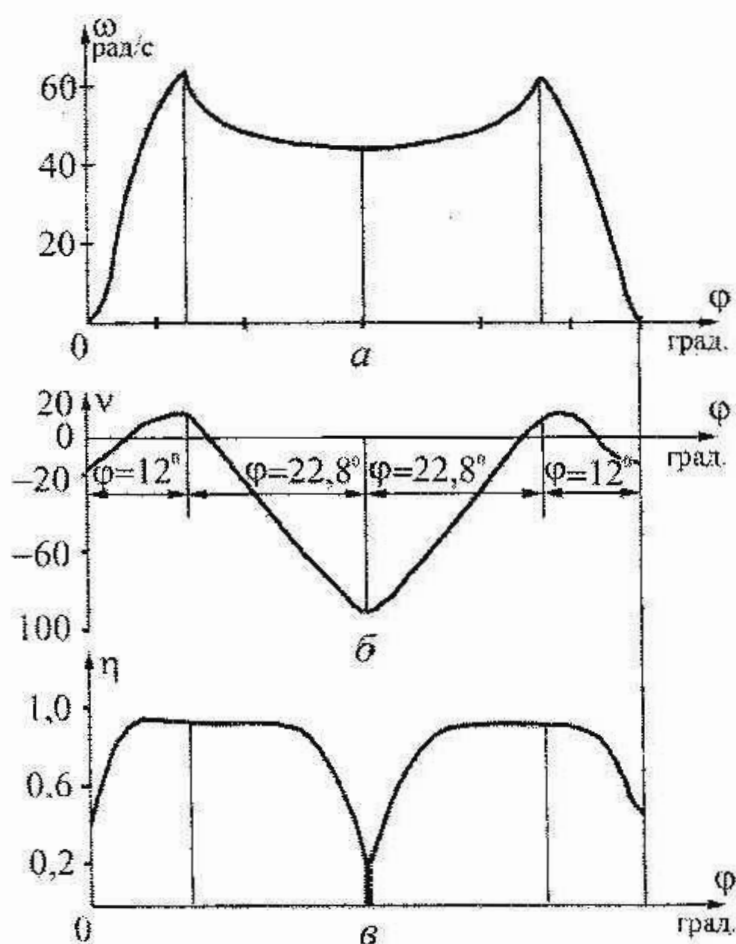


Рис. 2. Графіки: а — кутових переміщень фальцножа; б — кутів тиску; в — миттєвих к.к.д. механізму

Отже, наведено методику розрахунку кутів тиску і миттєвих к.к.д. механізму приводу фальцножа з криволінійною напрямною. Побудовано графіки, що показують характер зміни цих величин протягом всього циклу повороту фальцножів.

1. Бейзельман Р. Д. Подшипники качения: справ / Р. Д. Бейзельман, Б. В.Цыпкин. — М. : Машгиз, 1954. — 452 с. 2. Сенкусь В. Т. Кінематика механізму приводу фальцножів ударного фальцювання з криволінійною напрямною рулонних друкарських машин / В. Т. Сенкусь, В. О. Босак, І. М. Кравчук // Наукові записки. — 2008. — № 1 (13). — 8 с. 3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов / К. В. Тир. — М. : Книга, 1965. — 496 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОСИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ФАЛЬЦНОЖЕЙ С КРИВОЛИНЕЙНОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ В ПЕЧАТНЫХ МАШИНАХ

Рассматривается методика определения углов давления и мгновенных к.п.д. нового механизма привода фальцножей с криволинейной направляющей. Показано характер изменения этих величин за цикл работы механизма.

DETERMINATION OF ENERGOSILOVIKH DESCRIPTIONS OF MECHANISM OF OCCASION OF FAL'CNOZHIV IS WITH CURVILINEAR SENDING IN PRINTING-PRESSES

A method of determination of pressure corners and instantaneous efficiency of a new folding drive mechanism with a curvilinear sending is examined. Character of sizes' changes is showed during a machine work cycle.

Стаття надійшла 10.06.10