

1. Гриньов В. Ф. Наукові основи технології виготовлення алмазних інструментів методами газотермічного напшення: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук / В. Ф. Гриньов. — К., 1998. — 32 с.
2. Коломиец В. В. Алмазный инструмент фасонного профиля / В. В. Коломиец, Б. И. Полупан, О. В. Химач. — К.: Наукова думка, 1992. — 176 с.
3. Узунян М. Д. Алмазно-искровое шлифование твердых сплавов / М. Д. Узунян. — Х.: НТУ ХПИ, 2003. — 359 с.
4. Грабченко А. И. Расширение технологических возможностей алмазного шлифования / А. И. Грабченко. — Х.: Вища школа, 1985. — 184 с.
5. Iossifons S. Well wear when grinding workpieces exhibition high adhesion / S. Iossifons, C. Rubinstein // Int. Tool Des. — 1982. — № 3. — P. 159–176.
6. Шахбазов Я. О. Наукові і технологічні основи формування різального рельєфу шліфувальних кругів з метою підвищення ефективності обробки: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук / Я. О. Шахбазов. — Х., 2007.

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И КОНСТРУКЦИИ АЛМАЗНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ ПРОФИЛИРОВАНИЯ АБРАЗИВНЫХ КРУГОВ

Предложена технология изготовления алмазных кругов с упорядоченным размещением режущих зерен на их рабочей поверхности для профилирования абразивных кругов.

DEVELOPMENT OF TECHNOLOGY MAKING AND CONSTRUCTION OF DIAMOND INSTRUMENTS FOR PROFILING OF ABRASIVE TOOLS

Offered technology of making diamond tools with the well-organized location of cuttings grains on their working surface for profiling of abrasive tools.

Стаття надійшла 24.06.09

УДК 681.620(042.3)

Д. С. Грищенко

Національний технічний університет України «КПІ»

КИНЕМАТИКА ПРИВОДА КОНВЕСРА ТАМПОДРУКАРСЬКИХ МАШИН

Розглядаються параметричні аналітичні дослідження кінематики, вибір та розрахунок схеми локального зрівноважування надлишкових сил для приводу конвесра тамподрукарських машин для подачі виробів у зону друку.

У поліграфічних машинах для приводу робочих ланок, які виконують періодичні обертові рухи, застосовуються механізми різного типу: мальтійські, неповнозубих коліс, кулачково-цівкові, диференціальні кулачково-зубчасті та зблоковані кулачкові.

Застосування кулачкових механізмів для періодичного обертowego руху, як видно з принципу їх побудови, є доцільним у тих випадках, якщо при реалізації окремих операцій технологічного циклу машини у цикловому

механізмі переважаючими є сили інерції, які виникають при нерівномірному русі значних ведених мас. Часткова або повна локалізація сил інерції за допомогою розвантажуючих пристроїв механізмів дозволяє скоротити навантаження у кінематичних парах виконавчих механізмів і приводі машини, підвищити їх надійність, при цьому можна реалізувати найбільш уживані закони періодичного руху робочих органів.

Розглядається випадок застосування кулачкового поворотного механізму без застосування зрівноважуючого пристрою. У цьому разі розрахунок зводиться до кінематичного синтезу механізму.

Відомі розробки по створенню зблокованих кулачкових механізмів для періодичного руху виконавчих механізмів [2–4; 7; 9]. У цих працях розглядається можливість створення транспортно-подавальних систем періодичного руху з приводом від кулачкових механізмів та застосування зрівноважуючих пристроїв для зменшення навантажень.

Відомі пристрої [1, 5], які застосовуються для приводу обертового стола тамподрукарських машин. Проведено дослідження та розроблено методику синтезу такого механізму.

У тамподрукарських машинах зблоковані кулачкові механізми періодичного поворотного руху дозволяють реалізувати більш сприятливі у динамічному відношенні закони періодичного руху (ЗПР) веденої ланки, наприклад, ЗПР з діаграмою прискорень циклоїдального типу, змінити відношення періоду повороту до періоду вистою, крім того, такі механізми дозволяють точно фіксувати транспортно-подавальні системи, поверхня яких у період вистою є опорною під час друкування [2, 3].

Проаналізовано порівняльні характеристики механізмів транспортно-подавальних систем, що використовуються у поліграфічних машинах для виконання технологічних операцій. Вивчено основні відомості в галузі синтезу циклових механізмів поліграфічних машин-автоматів та проведено огляд досліджень, патентних джерел, наукових праць та публікацій з розвитку теорії розрахунку і практики застосування в транспортуючих пристроях поліграфічних машин-автоматів вітчизняних та зарубіжних вчених [2].

Використання механізмів періодичного повороту в транспортно-подавальних системах забезпечує необхідність виконання технологічного процесу друкування в період вистою. Для цього необхідно істотно зменшити або повністю погасити амплітуди збуджених коливань, підвищити рівномірність ходу та точність позиціонування робочих органів, аркушів та виробів.

Дослідження, які проводились авторами [2–3; 7] засвідчують, що проектування транспортно-подавальних систем машин спеціальних видів друку повинне проводитися з урахуванням реальних фізичних властивостей ланок, різного виду виробів, структурних властивостей і взаємодії приводу з механічною системою. Вивчення впливу кожного з цих факторів може бути проведено за допомогою побудови відповідної динамічної моделі і розвитку методу її математичного дослідження.

Метою роботи є проведення аналітичних досліджень кінемати механізму привода ланцюга конвеєра транспортно-подавальної системи тамподрукарської машини для подачі виробів у зону друку.

Ланцюг конвеєра тамподрукарської машини переміщується на відстащо дорівнює довжині ланки ланцюга за першу половину циклу і просто в другій половині. У період вистою ланки ланцюга використовуються опорна поверхня для процесу друкування. Отже, вимоги високої точно позиціонування, без додаткової фіксації під час вистою та динамічної стійкості є визначальними.

Таким вимогам відповідає використання зблокованого з розвантажуючим пристроєм кулачкового механізму періодичного поворотного руху ланки, робочий профіль якого виконано розімкнутим по мінімальним радіус-векторам [1] (рис. 1).

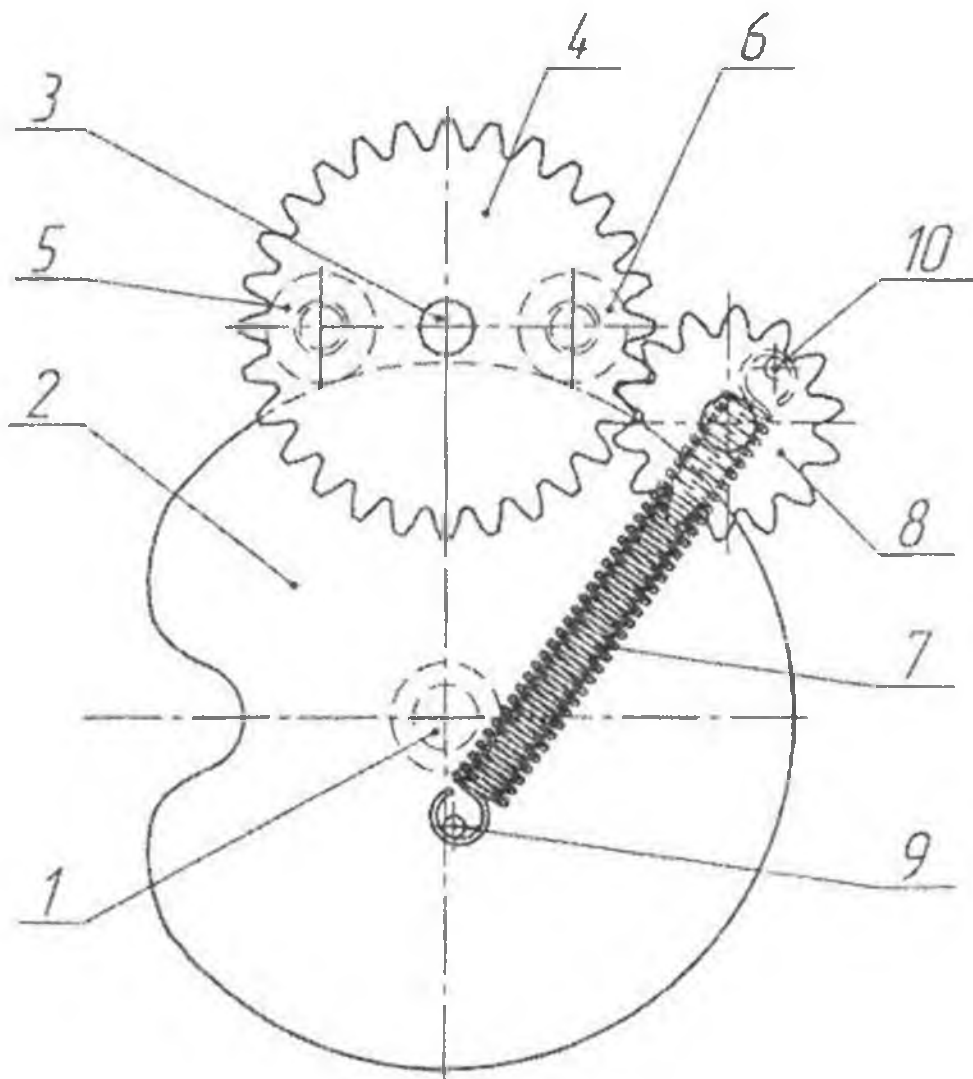


Рис. 1. Кулачковий механізм періодичного поворотного руху зблокований з розвантажуючим пристроєм:

- 1 — ведучий вал, 2 — кулачок, 3 — ведений вал, 4 — основна шестерня — коромисловий диск, 5, 6 — ролики, 7 — розвантажуючий пристрій, 8 — допоміжна шестерня, 9, 10 — ексцентричні пальці

Позиційні інваріанти подібності кутових переміщень γ , швидкості ω_{2u} , прискорення ε_{2u} і кінетичної потужності N_{2u} залежать від вибраного закону періодичного руху (ЗПР) кулачка і визначаються [8]: $\gamma = a_k \gamma_{\Sigma}$ — ку

переміщення; $\omega_{2u} = b_k \frac{\gamma_\Sigma}{T}$ — кутові швидкості; $\varepsilon_{2u} = c_k \frac{\dot{\gamma}_\Sigma}{T^2}$ — кутові прискорення; $N_{2u} = d_k \frac{\gamma_\Sigma}{T^3}$ — кінетичної потужності, де $\gamma_\Sigma = \psi$ — кутовий розмах веденої ланки, $k = \frac{t}{T}$ — функція відносного часу, де t — час, що відлічується від початку циклу, T — час періоду циклу однозначних переміщень [2].

Кут повороту веденої ланки ψ визначається за формулою:

$$\psi = \frac{360}{z},$$

де z — кількість зубчиків коромислового диска за один повний оберт.

У транспортно-подавальних системах тамподрукарських машин під час передачі руху від вала коромислового диска до ланцюга через зірку бере участь проміжна структурна група у вигляді кривошипно-повзунного дезаксіального механізму (рис. 2) з параметрами: $\lambda = \frac{l}{r}$ — геометричний параметр шатуна; $\alpha = \frac{a}{r}$ — геометричний параметр дезаксіалу, де r — радіус кривошипа, l — довжина шатуна, α — величина дезаксіалу.

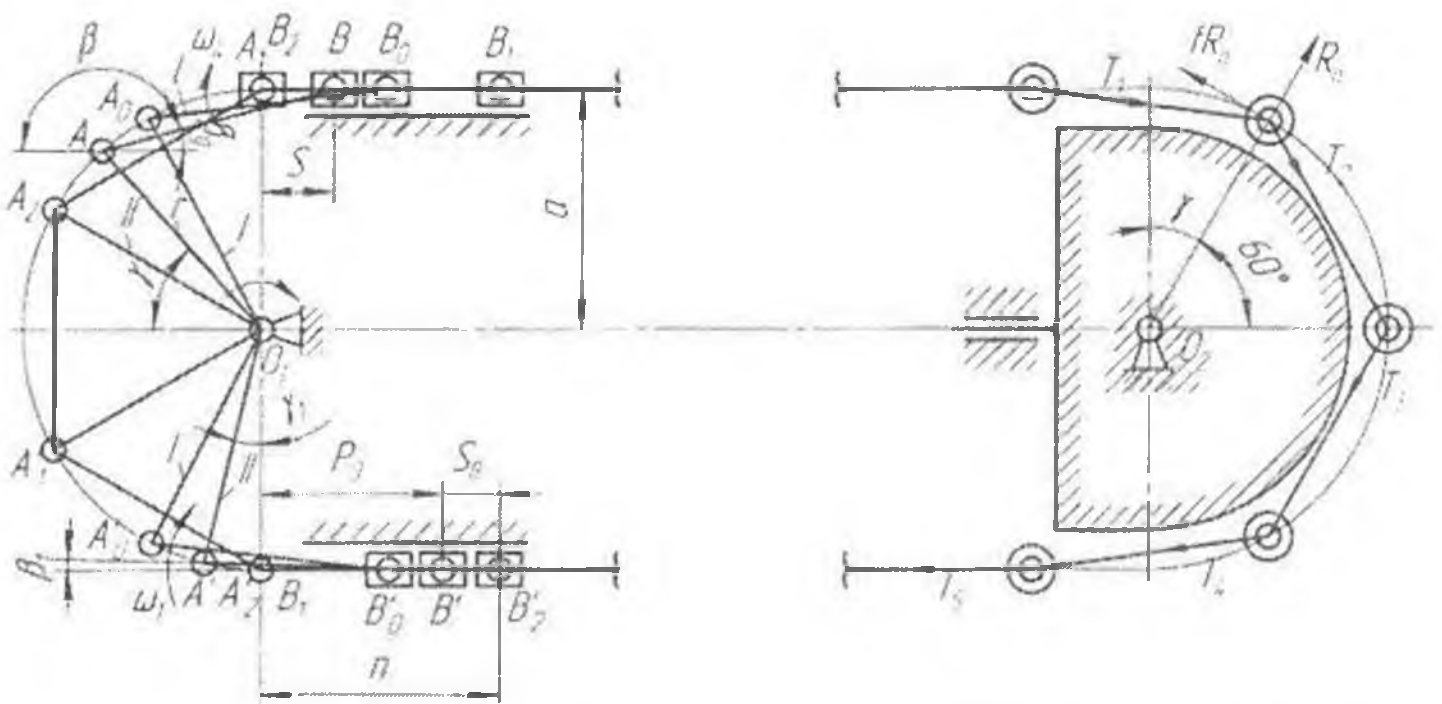


Рис. 2. Схема для кінематичного і силового аналізу ланцюга конвеєра

Набіжна вітка ланцюга в початковий момент циклу має ведучий кривошип O_1A_0 і тяговий шатун A_0B_0 ; у середині циклу структура механізму змінюється, тому що цівка B_0 потрапляє у впадину зірки A_2 , і кривошипом у цьому разі стає вітка зірки O_1A_2 , а шатуном — ланка ланцюга A_2B_2 . Збіжна вітка ланцюга підпорядковується іншій закономірності: в початковий момент ведучим кривошипом є O_1A_0 , штовхальним шатуном — ланка ланцюга A_0B_0 , а через півциклу ведучим кривошипом стає спиця зірки O_1A_2 і шатуном — ланка A_2B_2 , тому що цівка A_0 втрачає кінематичний зв'язок з впадиною

зірки. Вищевказане явище є причиною асиметрії в кінематичних характеристиках механізму.

Підрахунок кутів повороту зірки від крайніх передніх положень кривошипа O_1A_0 для набіжної вітки і O_1A_2 для збіжної вітки, то знайдемо, відповідно, переміщення, швидкості і прискорення ланцюга та їх позиційні інваріанти при повороті зірки на кут, що відповідає повному циклу. Ці величини виражаються формулами:

а) для набіжної вітки

$$\begin{cases} S_{B_{11}} = l + \sin \gamma_1 - \cos \beta_1 \\ V_{B_{11}} = \cos \gamma_1 + \sin \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \\ \alpha_{B_{11}} = \frac{dV_{B_{11}}}{d\alpha} = \cos \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 - \sin \gamma_1 + \frac{\sin^2 \gamma_1}{\cos^2 \beta_1} \end{cases};$$

б) для збіжної вітки ланцюга

$$\begin{cases} S_{B_{12}} = \cos \beta_0 - \cos \gamma \\ V_{B_{12}} = \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta_0 + \sin \gamma \\ \alpha_{B_{12}} = \cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta_0 - \frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \beta_0} \end{cases}$$

У цьому разі необхідно враховувати, що в кінці півциклу змінюється структура механізму та початок відрахування кутів γ і γ_1 , де $\gamma = \gamma_1 + \frac{\pi}{2}$.

Як свідчать проведені аналітичні дослідження, інваріанти подібності для набіжної і збіжної віток змінюються протягом циклу в зворотній послідовності, а прискорення мають протилежний знак.

З відомих позиційних інваріантів подібності руху кулачкового механізму та кривошипно-повзунних механізмів змінної структури, створюваних ведучою зіркою і ланками ланцюга конвеєра, визначаємо комплексні інваріанти подібності руху механізму приводу конвеєра.

Кутові переміщення кривошипів кривошипно-повзунних механізмів змінної структури γ і γ_1 визначаються з урахуванням кута ψ повороту веденої ланки окремо для набіжної та збіжної віток ланцюга ($\gamma(\psi)$ і $\gamma_1(\psi)$).

Швидкість ланцюга, який приводиться в рух комбінованим механізмом, визначається як:

$$V_{B_i} = \omega_{2u} \cdot V_{B_{1i}} [\omega_1 r] = V_{u,i} [\omega_1 r],$$

де $V_{u,i} = V_{u,i,u} = \omega_{2u} \cdot V_{B_{1i}}$ або $V_{u,i} = V_{u,i,u} = \omega_{2u} \cdot V_{B_{1i}}$ — комплексні інваріанти подібності швидкостей ланцюга відповідно для набіжної $V_{u,i}$ та збіжної $V_{u,i}$ віток.

Прискорення ланцюга записуються виразом:

$$\alpha_B = (\omega_{2u}^2 \cdot \alpha_{Bu} + \varepsilon_{2u} \cdot V_{Bu}) \omega^2 \cdot r = \alpha_{u,u} [\omega_1^2 \cdot r],$$

де $\alpha_{u,u} = \alpha_{u,u,u} = \omega_{2u}^2 \cdot \alpha_{Bu,u} + \varepsilon_{2u} \cdot V_{Bu,u}$ або $\alpha_{u,u} = \alpha_{u,c,u} = \omega_{2u}^2 \cdot \alpha_{Bu,c} + \varepsilon_{2u} \cdot V_{Bu,c}$ — комплексні інваріанти подібності прискорень ланцюга відповідно для набіжної $\alpha_{u,u}$ та збіжної $\alpha_{u,c,u}$ віток.

Величини ω_{2u} , V_{Bu} і ε_{2u} , α_{Bu} , що підставляються в ці формули, вибираються для відповідних позицій зірки і мальтійського хреста з урахуванням взаємозв'язку між позиційними кутами ($\gamma(\psi)$ і $\gamma_1(\psi)$).

Переміщення ланцюга конвеєра забезпечується застосуванням кулачкового механізму періодичного поворотного руху веденої ланки зблокованого з розвантажуючим пристроями, в яких веденою ланкою є кривошипно-повзунний механізм утворений ланкою ланцюга (шатун) і зіркою (кривошип), що ведуть ланцюг (повзун).

Надалі, використовуючи загальний метод дослідження кінематики і динаміки ведених ланок циклових механізмів, передусім визначаються позиційні кінематичні і кінетичні інваріанти подібності для вихідних механізмів з урахуванням змінної структури кривошипно-повзунного механізму.

Розрахунок кулачкового механізму здійснюється в такій послідовності (рис. 3):

визначення необхідних параметрів для автоматизованого розрахунку (кут робочого ходу коромисла; кутовий розмах коромисла γ_Σ ; частота обертання головного вала n ; максимальне статичне навантаження, приведене до коромисла M_{cm} ; діаметр головного вала; види матеріалів кулачка і ролика).

визначення закону періодичного руху та кута тиску α :

Кут тиску обчислюється за такою формулою:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\beta b_k \left(\frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_{від}} \right) - \cos(\gamma_0 + a_k \gamma_\Sigma) + \beta}{\sin(\gamma_0 + a_k \gamma_\Sigma)},$$

де $\beta = \frac{l}{b}$ — геометричний параметр механізму, l — довжина коромисла, b — база механізму; γ_Σ — кутовий розмах коромисла; $\varphi_{від}$ — кут віддалення; γ_0 — початковий кут віддалення; a_k — інваріант кутового переміщення коромисла; b_k — інваріант кутової швидкості коромисла.

Визначення кутів нормалі θ здійснюється за формулою:

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{B \cdot b_k \cdot \frac{\gamma_\Sigma}{f_\Sigma} - \cos \gamma + \beta}{\sin \gamma} + \operatorname{arctg} \frac{\cos \gamma - \beta}{\sin \gamma},$$

де b_k — інваріант кутової швидкості коромисла; γ — кутове переміщення веденої ланки.

Визначення допустимого кута тиску $[\alpha_M]$:

$$[\alpha_M] = \frac{[\alpha_a]}{k},$$

де $[\alpha_a]$ — аварійний кут тиску; k — коефіцієнт запасу надійності від заклинювання механізму, який вибирається диференційовано з урахуванням конкретних умов.

Визначення радіус-векторів еквідистантного профілю кулачка:

$$r_k = \sqrt{l^2 + b^2 - 2l \cdot b \cdot \cos(\gamma_0 + a_k \gamma_{\Sigma})},$$

де $\gamma_0 = \arccos \frac{l^2 + b^2 - r_0^2}{2l \cdot b}$ — нульовий кут положення штовхача.

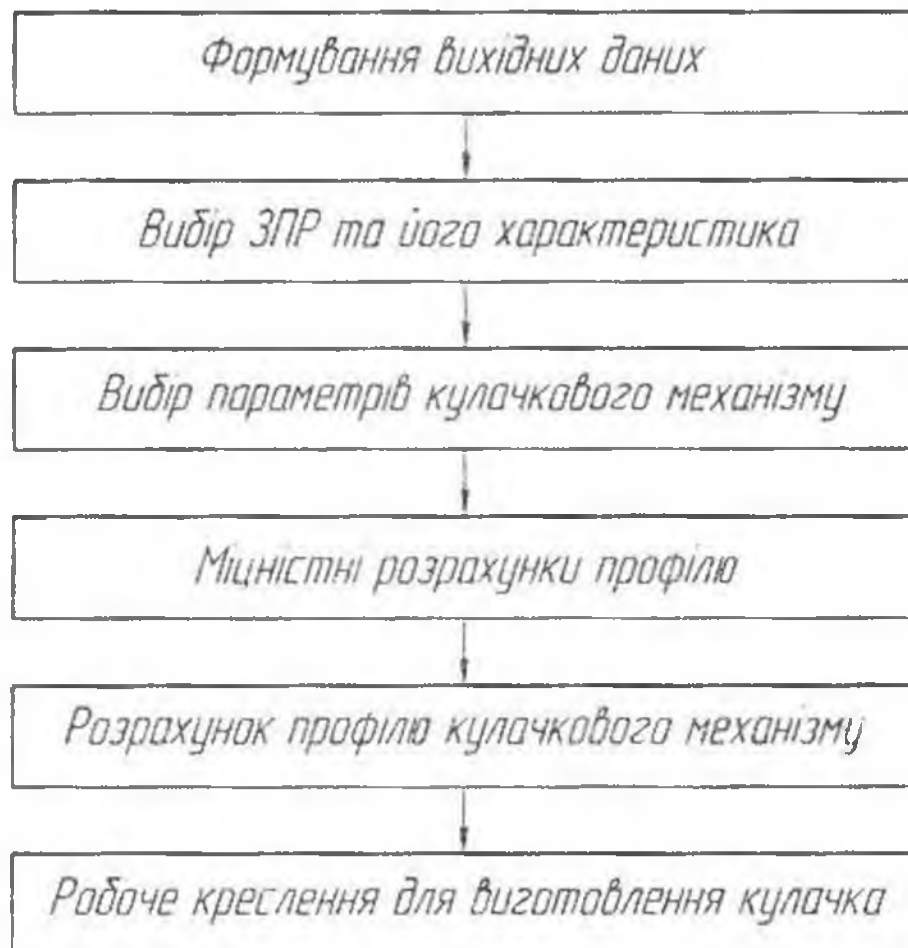


Рис. 3. Схема розрахунку профілю кулачкового механізму

У тамподрукарських машинах у період роботи транспортно-подавальної системи конвеєрного типу діють такі навантаження: вага транспортера, сила тертя, сили нормальних реакцій, вага виробів, сила інерції транспортера. У цьому разі для силового розрахунку розмірів кулачкового приводу необхідно враховувати статичні та динамічні навантаження, що визначаються [8]:

$$R_n = \frac{M_2 \cos \vartheta_1}{l \cos(\alpha + \vartheta_1) - f_{02} r_{02}},$$

де M_2 — момент, який навантажує коромисловий диск, f_{02} — тертя в опорах коромисла, ϑ_1 — відхилення нормального тиску кулачка від дії тертя, α — кут тиску, r_{02} — радіус втулки коромисла.

Отже, у статті розглянуто аналітичні залежності для визначення кінематики кулачкового механізму періодичного поворотного руху для приводу транспортно-подавальних систем тамподрукарських машин. Для силового розрахунку необхідно визначити навантаження з урахуванням статичних та інерційних сил.

З метою розвантаження механізму від дії надлишкових навантажень, а також зменшення металоємності та поліпшення динаміки приводу, рекомендується використовувати поворотні кулачкові механізми, що блокуються з розвантажуючими пристроями (пружинними, пневматичними).

1. Пат. 32250 України. МПК F16H 25/00. Пристрій для отримання періодичного ебертального руху веденої ланки / Петрук А. І., Гриценко Д. С., Моргун О. Я. — заявл. 26.12.2007; опубл. 12.05.2008, Бюл. № 9. 2. Петрук А. І. Визначення раціональної структури механізмів періодичного повороту поліграфічних машин / А. І. Петрук, Д. С. Гриценко // Технологія і техніка друкарства. — 2007. — № 3-4. — С. 86-94. 3. Петрук А. И. Кулачковые поворотные механизмы для привода выходных звеньев полиграфических машин. В кн.: Разработка привода и устройств автоматизации полиграфических машин / А. И. Петрук, В. Г. Яницкий — М. : ВНИИПолиграфмаш, 1984. 4. Петрук А. І. Научно-технические основы построения, разработки и расчета сблокированных цикловых механизмов полиграфических машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А. І. Петрук — Л., 1989. — 32 с. 5. А. с. № 998789 СССР МКМ F16H 25/04. Поворотное устройство. / А. И. Петрук, В. Г. Яницкий, Ю. Н. Красильников, Ю. Н. Топоров, В. И. Шелест. — № 3264107; заявл. 25.09.78; опубл. 15.10.80, Бюл. № 38. 6. Полюдов О. М. Зрівноважувальні кулачкові механізми: теорія, дослідження, розрахунки / О. М. Полюдов, А. І. Петрук — К. : ВАТ «УкрНДІСВД», 2005. — 192 с. 7. Розробка, дослідження та виготовлення дослідного зразка транспортно-подаючих крокових пристроїв тамподрукарських машин: звіт по держбюджетній ДКР №2545. — 1997. — 61 с. 8. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов / К. В. Тир. — М. : Книга, 1965. — 496 с. 9. Фишин М. Е. Механизмы периодического поворота в полиграфических машинах / М. Е. Фишин. — М. : Книга, 1973. — 200 с.

КИНЕМАТИКА ПРИВОДА КОНВЕЙЕРА ТАМПОДРУКАРСКИХ МАШИН

Рассматриваются параметрические аналитические исследования кинематики, выбор и расчет схемы локального уравновешения избыточных сил, для привода конвейера тампопечатных машин для подачи изделий в зону печати.

KINEMATICS OF A DRIVE CONVEYOR TAMPON PRINTING MACHINES

Parametric analytical examinations of kinematics, sampling and circuit design of a local counterbalance of redundant forces for the pipeline drive tampon printing machines for supply of articles in a printing band are in-process observed.

Стаття надійшла 24.06.09