

КІНЕМАТИКА ТА ДИНАМІКА ПРИВОДА ГОЛОВНОГО КОНВЕЙЄРА БЛОКООБРОБЛЯЮЧИХ АГРЕГАТІВ

В роботі розглядаються параметричні аналітичні дослідження кінематики та динаміки, вибір і розрахунок схеми локального зрівноважування надлишкових сил для приводу головного конвейєра блокообробляючих агрегатів.

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА ЛАНЦЮГА ГОЛОВНОГО КОНВЕЙЄРА АГРЕГАТУ З СФЕРИЧНИМ МАЛЬТІЙСЬКИМ МЕХАНІЗМОМ

Ланцюг головного конвейєра переміщується періодично на крок, що дорівнює довжині ланки ланцюга, за першу половину періоду циклу і простоє в другій половині циклу. Переміщення ланцюга здійснюється сферичним мальтійським шестипазовим механізмом [1, 2, 3]. Кут повороту ψ мальтійського хреста визначається за формулою

$$\psi = \text{arc tg} (\lambda_c \cdot \sin \varphi), \quad (1)$$

де $\lambda_c = \text{tg} \frac{\pi}{Z}$ — геометричний параметр механізму;

Z — кількість пазів;

φ — кут повороту головного вала (кривошипа).

Позиційні інваріанти подібності кутових швидкостей $\omega_{2н}$, прискорень $\varepsilon_{2н}$ і кінетичної потужності $N_{2н}$ відповідно дорівнюють:

$$\omega_{2н} = \frac{\lambda_c \cos \varphi}{1 + \lambda_c^2 \sin^2 \varphi}; \quad (2)$$

$$\varepsilon_{2н} = \frac{\lambda_c \cdot \sin \varphi [1 + \lambda_c^2 (1 + \cos^2 \varphi)]}{(1 + \lambda_c^2 \cdot \sin^2 \varphi)^2}; \quad (3)$$

$$N_{2н} = \omega_{2н} \cdot \varepsilon_{2н}. \quad (4)$$

В передачі руху від вала мальтійського хреста до ланцюга через зірку приймає участь проміжна структурна група у вигляді кривошипно-повзунного дезаксіального механізму (рис. 1) з параметрами:

$$\lambda = \frac{l}{r} \text{ — геометричний параметр шатуна,}$$

$$\alpha = \frac{a}{r} \text{ — геометричний параметр дезаксіалу,}$$

де r — радіус кривошипа;

l — довжина шатуна;

a — величина дезаксіалу.

Набігаюча вітка ланцюга в початковий момент циклу має ведучий кривошип $O_1A'_0$ і тяговий шатун $A'_0B'_0$; в середині циклу структура механізму змінюється тому, що цівка B'_0 приходить у впадину зірки A'_2 ,

і кривошипом в цьому випадку стає спиця зірки $O_1A'_2$, а шатуном — ланка ланцюга $A_2B'_2$. Збігаюча вітка ланцюга підпорядковується іншій закономірності: в початковий момент ведучим кривошипом є A_1A_0 , штовхаючим 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 губить кінематичний зв'язок з впадиною зірки. Вказане явище є причиною асиметрії в кінематичних характеристиках механізму.

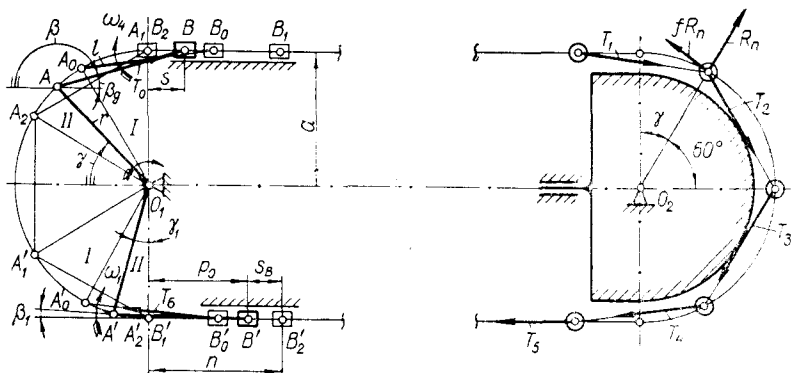


Рис. 1. Схема для кінематичного і силового аналізу ланцюга конвейєра.

Якщо робити відрахунок кутів повороту зірки від крайніх передніх положень кривошипа O_1A_0 для набігаючої вітки і O_1A_2 для збігаючої вітки, то знайдемо, відповідно, переміщення, швидкості і прискорення ланцюга та їх позиційні інваріанти при повороті зірки на кут, що відповідає повному циклу (60° при шестипазовому мальтійському хресті). Ці величини виражаються формулами

а) для набігаючої вітки ланцюга:

$$\left. \begin{aligned} S_{B_{н}} &= 1 + \sin \gamma_1 - \cos \beta_1; \\ V_{B_{н}} &= \cos \gamma_1 + \sin \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1; \\ a_{B_{н}} &= \frac{dV_{B_{н}}}{d\gamma} = \cos \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 - \sin \gamma_1 + \frac{\sin^2 \gamma_1}{\cos^3 \beta_1}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

б) для збігаючої вітки ланцюга:

$$\left. \begin{aligned} S_{B1_{н}} &= \cos \beta_d - \cos \gamma; \\ V_{B1_{н}} &= \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta_d + \sin \gamma; \\ a_{B1_{н}} &= \cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta_d - \frac{\cos^2 \gamma}{\cos^3 \beta_d}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Тут необхідно мати на увазі, що в кінці напівциклу структура механізму змінюється, а, значить, змінюється початок відрахунку кутів γ і γ_1 , де $\gamma = \gamma_1 + \frac{\pi}{6}$.

Як свідчать проведені аналітичні дослідження, кінематичні інваріанти подібності для набігаючої і збігаючої віток змінюються на протязі циклу в зворотній послідовності, а прискорення мають протилежний знак.

З відомих позиційних кінематичних інваріантів подібності руху мальтійського механізму та кривошипно-повзунних механізмів змінної структури, створюваних ведучою зіркою і ланками ланцюга конвейєра, визначаємо комплексні кінематичні інваріанти подібності руху комбінованого механізму приводу конвейєра [2, 4].

Кутові переміщення кривошипів кривошипно-повзунних механізмів змінної структури γ і γ_1 визначаються з врахуванням кута ψ повороту сферичного мальтійського хреста окремо для набігаючої та збігаючої віток ланцюга ($\gamma(\psi)$ і $\gamma_1(\psi)$).

Швидкість ланцюга, який приводиться в рух комбінованим механізмом, визначається у вигляді

$$V_{B_I} = \omega_{2н} \cdot V_{B_{н}} [\omega_1 r] = V_{ц.н} [\omega_1 r], \quad (7)$$

де $V_{ц.н} = V_{ц.н.н} = \omega_{2н} \cdot V_{B_{н.н}}$ або $V_{ц.н} = V_{ц.с.н} = \omega_{2н} \cdot V_{B_{с.н}}$ — комплексні інваріанти подібності швидкостей ланцюга відповідно для набігаючої ($V_{ц.н.н}$) та збігаючої ($V_{ц.с.н}$) віток.

Прискорення ланцюга записуються виразом

$$a_B = (\omega_{2н}^2 \cdot a_{B_{н}} + \epsilon_{2н} \cdot V_{B_{н}}) \omega^2 \cdot r = a_{ц.н} [\omega_1^2 \cdot r],$$

де

$$a_{ц.н} = a_{ц.н.н} = \omega_{2н}^2 \cdot a_{B_{н.н}} + \epsilon_{2н} \cdot V_{B_{н.н}} \quad (8)$$

або

$$a_{ц.н} = a_{ц.с.н} = \omega_{2н}^2 \cdot a_{B_{с.н}} + \epsilon_{2н} \cdot V_{B_{с.н}}$$

комплексні інваріанти подібності прискорень ланцюга відповідно для набігаючої ($a_{ц.н.н}$) та збігаючої ($a_{ц.с.н}$) віток.

Величини $\omega_{2н}$, $V_{B_{н}}$ і $\epsilon_{2н}$, $a_{B_{н}}$, що підставляються в формули (7) і (8), вибираються для відповідних позицій зірки і мальтійського хреста з врахуванням взаємозв'язку між позиційними кутами $\gamma(\psi)$ і $\gamma_1(\psi)$.

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ЛАНЦЮГА ГОЛОВНОГО КОНВЕЙЄРА АГРЕГАТУ З ПЛОСКИМ МАЛЬТІЙСЬКИМ МЕХАНІЗМОМ

Переміщення ланцюга конвеєра тут забезпечується застосуванням комбінованого механізму періодичного повороту ведучої шестизубцевої зірки, що складається з еліптичних зубчатих коліс і плоского зовнішнього шестипазового мальтійського механізму (рис. 2). Додатково послідовно приєднаним цикловим механізмом є кривошипно-повзунний механізм, утворений ланкою ланцюга (шатун) і зіркою (кривошип), які ведуть ланцюг (повзун).

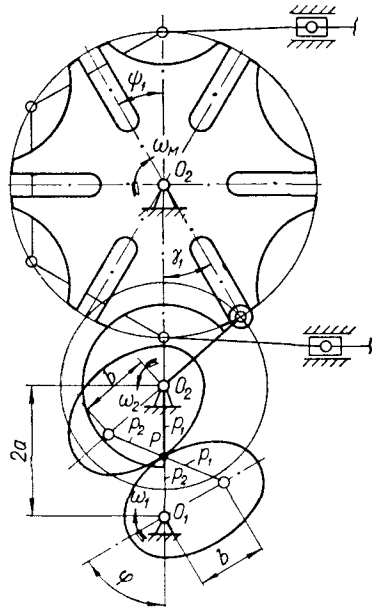


Рис. 2. Механізм приводу головного конвеєра агрегату з плоским мальтійським механізмом.

Надалі, користуючись загальним методом дослідження кінематики і динаміки ведених ланок циклових механізмів, в першу чергу проводимо аналіз і накопичення позиційних кінематичних і кінетичних інваріантів подібності для вихідних механізмів з врахуванням змінної структури кривошипно-повзунного механізму.

Теорія плоских шестипазових мальтійських механізмів та механізмів еліптичних зубчатих коліс детально розроблена в літературі [3, 4].

Кути повороту хреста ψ визначаються формулою

$$\psi = \arctg \left(\frac{\sin \Theta}{\lambda - \cos \Theta} \right), \quad (9)$$

де Θ — кут повороту кривошипа;

$\lambda = \frac{1}{\sin \frac{\pi}{Z}} = 2$ — геометричний параметр механізму при числі пазів хреста $Z=6$.

Кінематичні інваріанти подібності визначаються з виразів — для кутових швидкостей:

$$\omega_{2и} = \frac{\lambda \cos \theta - 1}{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \theta + 1}, \quad (10)$$

для кутових прискорень:

$$\varepsilon_{2и} = \frac{\lambda (\lambda^2 - 1) \cdot \sin \theta}{(\lambda^2 - 2\lambda \cos \theta + 1)^2}. \quad (11)$$

Позиційні інваріанти подібності кінетичної потужності знаходимо у вигляді

$$N_{2и} = \omega_{2и} \cdot \varepsilon_{2и}. \quad (12)$$

Кінематика еліптичних зубчатих коліс також детально розглянена в роботі [4].

Позиційні інваріанти подібності руху веденого колеса можна виразити такими формулами:

$$\omega_{э.и} = - \frac{1 - e^2}{1 - 2e \cos \varphi + e^2} \quad (13)$$

для кутової швидкості;

$$\varepsilon_{э.и} = \frac{2e (1 - e^2) \cdot \sin \varphi}{(1 - 2e \cos \varphi + e^2)^2} \quad (14)$$

для кутового прискорення;

$$N_{э.и} = \omega_{э.и} \cdot \varepsilon_{э.и} \quad (15)$$

для кінетичної потужності.

Тут e — ексцентриситет еліпса;

φ — кут повороту головного вала.

Кінематичні інваріанти подібності для проміжної структурної групи у вигляді дезаксіального кривошипно-повзунного механізму визначаються за допомогою наведених вище формул (5) і (6).

З врахуванням отриманих окремих значень кінематичних інваріантів подібності для мальтійського механізму, еліптичних зубчатих коліс і кривошипно-повзунного механізму швидкості ланцюга визначаються у вигляді

$$V_{ц} = \omega_{2и} \cdot \omega_{э.и} \cdot V_{Bи} \cdot [\omega_1 \cdot r] = V_{ц.и} \cdot [\omega_1 \cdot r], \quad (16)$$

де $V_{ц.и} = \omega_{2и} \cdot \omega_{э.и} \cdot V_{Bи}$ — комплексний інваріант подібності швидкості відповідної вітки ланцюга.

Прискорення ланцюга визначаються у вигляді

$$a_{ц} = [\omega_{тн}^2 \cdot a_{Bи} + (\varepsilon_{э.и} \cdot \omega_{2и} + \omega_{э.и}^2 \cdot \varepsilon_{2и}) V_{Bи}] [\omega_1^2 \cdot r] = a_{ц.и} [\omega_1^2 \cdot r], \quad (17)$$

де $a_{ц.и} = [\omega_{тн}^2 \cdot a_{Bи} + (\varepsilon_{э.и} \cdot \omega_{2и} + \omega_{э.и}^2 \cdot \varepsilon_{2и}) V_{Bи}]$ — комплексний інваріант подібності прискорень відповідної вітки ланцюга.

На рис 3 представлені графіки зміни інваріантів подібності прискорень ланцюга $a_{ц.и}$ в функції кута повороту головного вала (криві 1, 2) для обох приводів ланцюга.

ДИНАМІКА ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО КОНВЕЙЕРА АГРЕГАТИВ

Розглянемо загальну картину опорів при русі ланцюга конвейера по трасі.

В зв'язку з багатоланковістю і великою масою ланок ланцюга, а також значним тертям при зрушенні їх по напрямних виникає складна картина динаміки, точно описати яку аналітично поки що не представляється можливим.

Розглянемо випадок, коли ланцюг охоплює дуги натяжного пристрою, по яких котяться ролики, що більш сприятливо з точки зору демпфірування повздовжніх пружних коливань ланцюга і тому дальший розрахунок будемо вести без врахування пружних коливань.

На рис. 1 представлена схема дії сил натягу ланцюга по шляху його руху. Для визначення сумарних крутних моментів на головному валі приводу необхідно вирахувати сили, які діють на ланки зірки.

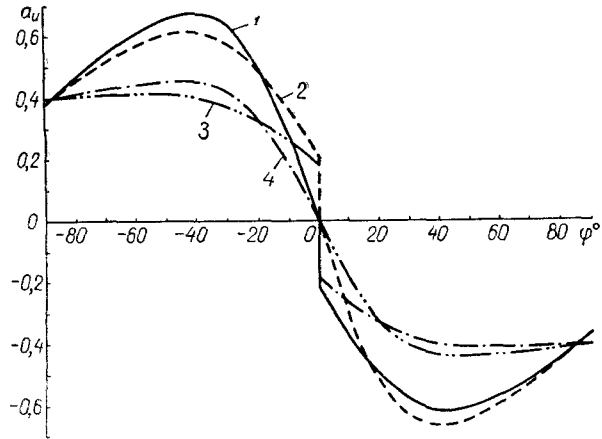


Рис. 3. Графіки зміни позиційних інваріантів подібності прискорень ланцюга для набігаючої ($a_{ц.н.и}$) і збігаючої ($a_{ц.с.и}$) віток.

1, 2 — при плоскому мальтійському механізмі; 3, 4 — при сферичному мальтійському механізмі.

Приймемо, з врахуванням ваги ланцюга, попередній натяг на одну вітку рівним T_0 (для агрегату з СМ $T_0=120$ кГ). Натяг T_1 (рис. 1) визначиться таким чином:

$$T_1 = T_0 + P_{ст} + P_{ин} = T_0 + G_1' \cdot Z_1 \cdot f_{прк} + G_1' \cdot Z_1 \cdot \frac{W_{ц}}{g}, \quad (18)$$

де G_1' — вага ланки ланцюга;
 Z_1 — кількість ланок ланцюга, діючих на зірку;
 $W_{ц}$ — прискорення ланцюга;
 g — гравітаційне прискорення ($g=9,81$ м/сек²);
 $f_{прк}$ — комплексний приведений коефіцієнт тертя ($f_{прк}=2,6 f_{пр}$).

Приведений коефіцієнт тертя $f_{пр}$ при використанні шарикопідшипників замість роликів дорівнює:

$$f_{пр} = 2 \left(\frac{k_2}{d} + \frac{k_1}{D} \right) \cong 0,03.$$

Тоді $f_{прк}=2,6 f_{пр}=0,08$. Тут k_1 і k_2 — коефіцієнти тертя кочення шариків і ролика, а D і d — їх діаметри.

Використовуючи умову рівноваги ролика, визначаємо вплив тертя і сил інерції ланок при обході нерухомої дуги.

З умови, що $\Sigma M_0=0$, знаходимо

$$T_1 \cdot r \cdot \cos \gamma + f_{прк} \cdot R_r = T_2 \cdot r \cdot \cos 30^\circ, \quad (19)$$

а з умови, що $\Sigma P_z=0$, слідує

$$T_1 \cdot \sin \gamma + T_2 \cdot \cos 60^\circ = R_r, \quad (20)$$

де r — радіус ролика;
 R_r — горизонтальні реакції ($R_r=0,8 Q$).

Розв'язуючи разом рівняння (19) і (20), знаходимо

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{\cos \gamma + f_{\text{нр}k} \cdot \sin \gamma}{\cos 30^\circ - f_{\text{нр}k} \cdot \sin 30^\circ} = T_1 \cdot K,$$

де величина $K = \frac{\cos \gamma + f_{\text{нр}k} \cdot \sin 30^\circ}{0,827}$ змінюється при зміні кута γ : в точці

1 $\gamma=0$, і $K_1=1,2$; в точках 2 і 3 $\gamma=30^\circ$ і $K_2=K_3=1,1$; в точці 4 $\gamma=180^\circ$, а K_4 визначається окремо з умов кінетостатики, $K_4=0,882$.

Таким чином, можна записати рівняння для визначення сил натягу в точках 3, 4, 5 і 6:

$$\left. \begin{aligned} T_3 &= T_2 \cdot K_2 + G'_1 \cdot \frac{W_{\text{II}}}{g}; \\ T_4 &= T_3 \cdot K_3 + G'_1 \cdot \frac{W_{\text{II}}}{g}; \\ T_5 &= T_4 \cdot K_4 + G'_1 \cdot \frac{W_{\text{II}}}{g}; \\ T_6 &= T_5 + \frac{G'_1}{g} \cdot Z \cdot W_{\text{II}} + G'_1 \cdot Z_1 \cdot f_{\text{нр}}. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Використовуючи попередні рівняння, визначається сума статичних опорів на рух ланцюга

$$\Sigma P_{\text{ст}} = T_6 - T_0$$

і сума кінетичних навантажень на ланцюг, з врахуванням тертя

$$\Sigma P_{\text{ин}} = \frac{G_{\text{II}}}{g} \cdot W_{\text{II}} = \frac{G_{\text{II}}}{g} \cdot a_{\text{II,и}} \cdot \omega_1^2 \cdot r.$$

Значить, можна визначити моменти на валі зірви

а) від статичних сил:

$$M_{2\text{ст}} = \frac{\Sigma P_{\text{тр}} \cdot V_B}{\omega_2} = \Sigma P_{\text{тр}} \frac{V_{\text{II,и}}}{\omega_{2\text{и}}} \cdot r = A \frac{V_{\text{II,и}}}{\omega_{2\text{и}}} = A \cdot V_{B\text{и}}, \quad (22)$$

де $P_{\text{тр}} = f_{\text{нр}} \cdot Q$, а Q — вага рухомих частин конвейера і $A = P_{\text{тр}} \cdot r$;

б) від сил інерції:

$$M_{2\text{ин}} = \Sigma P_{\text{ин}} \cdot r = \frac{G_{\text{II}}}{g} \cdot a_{\text{II,и}} \cdot \omega_1^2 \cdot r^2 = B \cdot a_{\text{II,и}}, \quad (23)$$

де $B = \frac{G_{\text{II}}}{g} \cdot \omega_1^2 \cdot r^2$.

Використовуючи попередньо вираховані значення інваріантів подібності швидкостей $V_{B\text{и}}$ і прискорень $a_{\text{II,и}}$ для набігаючої і збігаючої віток, визначаємо величини крутних моментів на головному валі.

Як показує аналіз розрахункових таблиць і графіків, крутні моменти від сил інерції для набігаючої і збігаючої віток мають різні значення.

Аналіз аналітичних розрахунків, проведених для обох агрегатів, свідчить про те, що показники кінематичних і динамічних параметрів привода ланцюга конвейера при сферичному мальтійському механізмі значно кращі, ніж при плоскому мальтійському механізмі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Белозерский Л. К., Смирнов Г. П. Брошюровочно-переплетные машины. Изд-во «Искусство», М., 1960.

2. Тир К. В. Метод инвариантов подобия в механике машин. Научные записки УПИ, т. XIV. Львов, 1961.

3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. Изд-во «Книга», М., 1965.
4. Фишин М. Е. Механизмы периодического поворота в полиграфическом машиностроении. Автореферат кандидатской диссертации, Львов, 1966.

K. TIR, A. GLAVACKY, A. PETRUK

**CINEMATICS AND DYNAMICS OF THE MAIN CONVEYOR'S DRIVE
IN BOOKBINDING MACHINES**

S u m m a r y

Questions of cinematics and dynamics of the main conveyor's drive in bookbinding machines with spherical and flat Maltese mechanisms, are considered.

Possibility of use of balancing cam mechanism with spring loader for diminishing the main shaft load, is investigated.
