

натягу ниток основи, при цьому забезпечує максимальну точність досліджень.

3. Важливо-вантажні стабілізатори середнього натягу ниток основи забезпечують високоефективну стабілізацію середнього натягу ниток основи, так в перехідних режимах роботи вона коливається в межах 85-90 %, а в сталому режимі досягає 99 % при максимально можливому 100 % рівні.

Література

1. Пат. 45637 А Україна, МКВ D04B27/10. Нитконатяжний пристрій основов'язальної машини / Параска Г.Б., Марчук А.Р. (Україна). – № Оpubл. 2002, Бюл. № 4. – 5 с.
2. Пат. 58832 А Україна, МКВ D04B27/10. Нитконатяжний пристрій основов'язальної машини / Параска Г.Б., Марчук А.Р. (Україна). – № Оpubл. 2003, Бюл. № 8. – 5 с.
3. Марчук А.Р., Параска Г.Б. Стабілізація середнього натягу ниток основи на основов'язальних машинах ваговими пристроями // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2007. – № 6.4.2 – С. 162-171.
4. Михеев П.М. Опыт использования информационных технологий National Instruments в учебном процессе в национальном авиационном университете // Труды конференции "Образовательные, научные и инженерные приложения в среде LabVIEW и технологии National Instruments". – Изд-во Российского университета дружбы народов, 2007.
5. Поліщук О.С., Горященко С.Л., Прибега Д.В. Використання інформаційних технологій "National Instruments" для лабораторних і наукових досліджень машин легкої промисловості та електропобутової техніки // Вісник ХНУ. – 2008. – № 2. – С. 175 – 180.
6. Алявдин Н. А. О статистической обработке выборки с малым числом наблюдений // Научные труды. – М.: МТИЛП, 1957. – № 9. – С. 289-292.

Надійшла 9.2.2010 р.

УДК 668.5

В.Г. КАПЛУН, П.В. МАТВІЙШИН
Хмельницький національний університет

ПЕРЕХІДНИЙ ПРОЦЕС У МЕХАНІЗМІ ЗАМИКАННЯ ПРЕСФОРМ ТЕРМОПЛАСТАВТОМАТУ

Проведено дослідження перехідного процесу у механізмі замикання пресформ термопластавтомату. Одержано функцію $\varphi(t)$, що описує перехідний процес під час замикання пресформ, залежно від різних конструктивних параметрів механізму. Запропоновано методику побудови графіку функції $\varphi(t)$ для конкретних конструктивних параметрів.

The transient process investigation in the thermoplast automaton molding tool closing mechanism was carried on. As a result of investigation the function $\varphi(t)$ was received. This function describes the transient process at the time of molding tool closing depending on different mechanism design factors. The procedure of construction of graph function $\varphi(t)$ for certain design factors has been proposed in the article.

Ключові слова: перехідний процес, механізм замикання пресформ, термопластавтомат, жорсткість.

Механізм замикання пресформ є одним з основних і відповідальних вузлів термопластавтоматів, від якого залежить якість продукції і працездатність машини в цілому. Для багатьох конструкцій вітчизняних термопластавтоматів він включає кривошипно-шатунний механізм і систему з рухомої та нерухомої плит (рис. 1).

Рівняння руху системи буде мати різний вид для двох етапів руху:

1. Рух обох плит незалежний.
2. Спільний рух плит після їх замикання.

Рівняння руху підпружиненої плити (рис. 1) для 1-го етапу, коли вона рухається незалежно від рухомої плити має вид:

$$m_1 \ddot{X}_1 = c(X_1 - X_{10}) - b\dot{X}_1, \quad (1)$$

де m_1 – маса підпружиненої плити;

X_1 – лоточна координата підпружиненої плити;

X_{10} – координата підпружиненої плити при ненавантаженій пружині;

b – коефіцієнт демпфірування;

c – коефіцієнт жорсткості пружини.

Приводячи рівняння (1) до стандартного виду, одержимо:

$$\ddot{X}_1 + 2n\dot{X}_1 + K^2 X_1 = 0, \quad (2)$$

де $\bar{X}_1 = X_1 - X_{10}$; $2n = b/m_1$; $K^2 = C/m_1$.

Дане рівняння є однорідним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами.

В певний момент відбувається удар (змикання) рухомої і підпружиненої плити. Швидкість руху рухомої плити змінюється. Деякий період часу вона рухається спільно з підпружиненою плитою. Після розмикання плит рух підпружиненої плити знову відбувається у відповідності з наведеним вище однорідним рівнянням (2), але з іншими початковими умовами.

Для складання рівняння руху системи, що включає кривошипно-шатунний механізм, рухому плиту і гідроциліндр, використаємо рівняння Лагранжа другого порядку:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} = Q. \quad (3)$$

За узагальнену координату приймаємо φ (кут між віссю Х і кривошипом ОА).

Введемо наступні позначення:

L_5 – довжина кривошипа, а також відстань між віссю обертання кривошипа і циліндра по горизонталі;

a_5 – відстань від осі кривошипа до його центру ваги;

L_3 – довжина шатуна;

a_3 – відстань від шарніра А до центра ваги штока;

L_4 – довжина штока гідроциліндра;

a_4 – відстань від шарніра А до центра ваги штока;

L_2 – довжина гідроциліндра;

a_2 – відстань від осі обертання гідроциліндра до його центру ваги;

I_3, I_4 – момент інерції шатуна і штока відносно їх центрів ваги;

I_2, I_5 – момент інерції циліндра кривошипа відносно їх осей обертання;

P_4, m_4 – вага і маса штока;

P_3, m_3 – вага і маса шатуна;

P_5, m_5 – вага і маса кривошипа;

P_2, m_2 – вага і маса гідроциліндра;

m_1 – маса підпружиненої плити;

m_6 – маса рухомої плити;

h – відстань між віссю обертання кривошипа і гідроциліндра по вертикалі;

ω_3 – кутова швидкість шатуна;

ω_4 – кутова швидкість штока;

ω_2 – кутова швидкість гідроциліндра ($\omega_4 = \omega_2$);

V_{C_6} – швидкість центру мас C_6 кривошипа;

V_{C_3} – швидкість центру мас C_3 шатуна;

V_{C_4} – швидкість центру мас C_4 штока;

V_{C_2} – швидкість центру мас C_2 гідроциліндра;

V_6 – швидкість рухомої плити;

Виражаючи кутову швидкість і швидкість центрів мас відповідних ланок залежно від кута φ , одержимо:

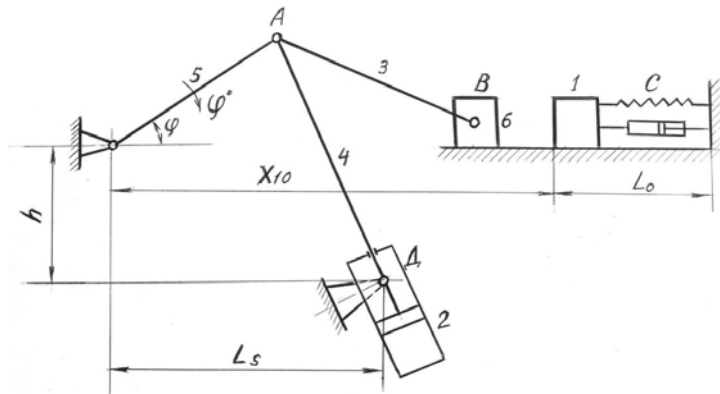


Рис. 1. Схема механізму замикавання пресформ:
1 – підпружинена плита; 2 – гідроциліндр; 3 – шатун; 4 – шток циліндра; 5 – кривошип; 6 – рухома плита

$$\omega_3 = \dot{\varphi} \frac{l_3 \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi}};$$

$$\omega_2 = \omega_4 \dot{\varphi} \frac{l_3 \cos [\arctg \frac{l_2(1-\cos \varphi)}{h+l_2 \sin \varphi}] \cdot \sin (\varphi - \arctg \frac{l_2(1-\cos \varphi)}{h+l_2 \sin \varphi})}{h+l_2 \sin \varphi}; \quad (3)$$

$$V_{C_3} = \dot{\varphi} \frac{l_3 \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi}} \sqrt{a_3^2 + \frac{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi}{\cos^2 \varphi} - 2a_3 \frac{\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi}}{\cos \varphi} \cos (\varphi + \arctg \frac{l_2 - l_3 \cos \varphi}{h+l_2 \sin \varphi})};$$

$$V_{C_4} = \dot{\varphi} l_5 \sqrt{a_4^2 \frac{(h \sin \varphi - l_5 \cos \varphi + l_3)^2}{[h^2 + 2l_5(l_5 + h \sin \varphi - l_5 \cos \varphi)]^2} - 2a_4 \frac{(h \sin \varphi - l_5 \cos \varphi + l_3)^2}{[h^2 + 2l_5(l_5 + h \sin \varphi - l_5 \cos \varphi)]^{1.5}} + 1}$$

$$V_6 = \dot{\varphi} l_5 (\frac{l_5 \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi}} + \sin \varphi).$$

Кінетична енергія системи на основі теореми Кеніга буде мати такий вираз:

$$T = I_3 \frac{\omega_3^2}{2} + \left(I_3 \frac{\omega_3^2}{2} + m_3 \frac{V_{C_3}^2}{2} \right) + \left(I_4 \frac{\omega_4^2}{2} + m_4 \frac{V_{C_4}^2}{2} \right) + I_2 \frac{\omega_2^2}{2} + m_2 \frac{V_6^2}{2}, \quad (4)$$

де $m = m_c$ при окремому русі рухомої і підпружиненої плит;

$m = m_1 + m_6$ при спільному русі цих плит.

Підставляючи формулу (4) швидкості всіх ланок, виражені через φ і $\dot{\varphi}$, після перетворень і спрощень одержимо такий вираз для кінетичної енергії:

$$T = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \{ I_3 + m_3 l_3^2 + (I_3 + m_3 a_3^2) \frac{l_3^2 \cos^2 \varphi}{(\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi})^2} - 2m_3 \frac{l_3^2}{l_3} a_3 \cdot (\cos^2 \varphi - \frac{l_3 \sin^2 \varphi \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi}}) +$$

$$+ m l_3^2 (\sin \varphi + l_5 \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi}})^2 + (I_2 + I_4 + m_4 a_4^2) l_5^2 [\frac{h \sin \varphi - \cos \varphi + l_3}{h^2 + 2l_5(l_5 + h \sin \varphi - l_5 \cos \varphi)}]^2 -$$

$$- 2m_4 a_4 l_5^2 \frac{(h \sin \varphi - l_5 \cos \varphi + l_3)^2}{[h^2 + 2l_5(l_5 + h \sin \varphi - l_5 \cos \varphi)]^{1.5}} + m_4 l_5^2 \}. \quad (5)$$

Відомо, що узагальнююча сила визначається за формулою:

$$Q = \frac{\sum \delta A(F_i)}{\delta \varphi}. \quad (6)$$

Для визначення узагальнюючої сили визначимо можливу роботу активних сил δA на можливому переміщенні системи $\delta \varphi$. Вважаємо, що рухома і підпружинена плити зімкнуті і спільно рухаються. Тоді отримаємо:

$$\sum \delta A(F_i) = (F_p - F_c) \delta(AD) - \frac{\pi}{\sigma \varphi} \delta \varphi - \frac{\pi \dot{\varphi}}{\sigma \varphi} \delta \varphi + \delta A(P_2) + \delta A(P_3) + \delta A(P_4) + \delta A(P_5), \quad (7)$$

де F_p – рушійна сила від тиску масла в гідроциліндрі;

F_c – сила в'язкого опору руху поршня, пропорційна швидкості поршня в першій системі;

Π – потенційна енергія пружних сил, що діють на підпружинену плиту;

Φ – дисипативна функція Релея для підпружиненої плити.

Нехтуючи силами сухого тертя, запишемо:

$$F_p = p S_n; F_c = b_1 \frac{d(AB)}{dt},$$

де p – тиск масла в гідроциліндрі;

S_n – площа поршня; b_1 – коефіцієнт опору.

Потенційна енергія пружних сил

$$\Pi = \frac{c \bar{x}_1^2}{2},$$

де c – коефіцієнт жорсткості пружини;

$\bar{x}_1$ – деформація пружини.

$$X_1 = X_1 - X_{10} = l_3 \cos \varphi + \sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi} - X_{10} + b$$

Тут X_{10} – координата підпружиненої плити при напруженому стані пружини;

b – відстань від шарніра В до площини контакту пів форм.

Дисипативна функція Релея для підпружиненої плити

$$\Phi = \frac{v_0 X_1^2}{2},$$

де v_0 – коефіцієнт дисипації

$$\dot{X}_1 = \dot{X}_B = V_{ex} = -\dot{\varphi} l_3 \sin \varphi \left(1 + \frac{l_3 \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}}\right).$$

Варіація

$$\delta(AD) = \delta \sqrt{l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (l_3 \sin \varphi + h)^2} = \frac{l_3 (l_3 \sin \varphi + h \cos \varphi)}{\sqrt{l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (l_3 \sin \varphi + h)^2}} \delta \varphi.$$

Визначивши $\delta A(P_2)$, $\delta A(P_3)$, $\delta A(P_4)$, $\delta A(P_5)$ і підставивши знайдені величини F_p , F_c , $\delta(AD)$, $\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \Phi}{\partial \varphi}$, $\delta A(P_i)$ у вираз для узагальненої сили, одержимо:

$$\begin{aligned} Q = & (pS_n - b_1 \frac{l_3 (l_3 \sin \varphi + h \cos \varphi)}{\sqrt{l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (l_3 \sin \varphi + h)^2}} \varphi) \frac{l_3 (l_3 \sin \varphi + h \cos \varphi)}{\sqrt{l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (l_3 \sin \varphi + h)^2}} - \\ & - c l_3 \sin \varphi \left(l_3 \cos \varphi + \sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi} - X_{10} + b \right) \left(1 + \frac{l_3 \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}} \right) - \\ & - \dot{\varphi} b l_3^2 \sin^2 \varphi \left(1 + \frac{l_3 \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}} \right)^2 + P_5 a_5 \cos \varphi + \\ & + P_3 \frac{l_1}{l_3} (l_3 - a_3) \cos \varphi - P_2 a_2 [l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (h + l_3 \sin \varphi)^2]^{-1.5} l_3^2 \cdot \\ & \cdot (l_3 + h \sin \varphi - l_3 \cos \varphi) (1 - \cos \varphi) + P_4 a_4 (2l_3^2 + h^2 + 2l_3 h \sin \varphi - 2l_3^2 \cos \varphi)^{-1.5} \cdot \\ & \cdot l_3^2 (l_3 + h \sin \varphi - l_3 \cos \varphi) (1 - \cos \varphi) + P_4 l_3 \frac{2l_3^2 (1 - \cos \varphi) + h^2 \cos \varphi}{2l_3^2 + h^2 + 2l_3 h \sin \varphi - 2l_3^2 \cos \varphi}. \end{aligned} \quad (8)$$

Вираховуючи добуток $\frac{d}{dt} \frac{\sigma T}{\sigma \varphi}$ і $\frac{\sigma T}{\sigma \varphi}$, вносячи одержані вирази, а також вираз для узагальненої сили

(8) в рівняння Лагранжа (3), після відповідних спрощень одержимо:

$$\begin{aligned} & \ddot{\varphi} \{ l_3 + m_3 l_3^2 + (l_3 + m_3 a_3^2) \frac{l_3^2 \cos^2 \varphi}{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi} - 2m_3 a_3 \frac{l_3^2}{l_3} (\cos^2 \varphi - \frac{l_3 \sin^2 \varphi \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}}) + \\ & + m l_3^2 (\sin \varphi + \frac{l_3 \sin 2\varphi}{2\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}})^2 + [m_4 + (l_4 + l_2 + m_4 a_4^2) \left(\frac{l_3 + h \sin \varphi - l_3 \cos \varphi}{2l_3^2 + h^2 - 2l_3^2 \cos \varphi + 2l_3 h \sin \varphi} \right)^2 - \\ & - 2m_4 a_4 \frac{(l_3 + h \sin \varphi - l_3 \cos \varphi)^2}{(2l_3^2 + h^2 - 2l_3^2 \cos \varphi + 2l_3 h \sin \varphi)^{1.5}}] l_3^2 \} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \{ (l_3 + m_3 a_3^2) \frac{l_3^2 \sin 2\varphi (l_3^2 - l_3^2)}{(l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi)^2} + \\ & + 2m l_3^2 \left(\sin \varphi + \frac{l_3 \sin 2\varphi}{2\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}} \right) \left[\cos \varphi + \frac{l_3^2 (l_3^2 \cos 2\varphi + l_3^2 \sin^4 \varphi)}{(l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi)^{1.5}} \right] + 2m_3 a_3 \frac{l_3^2}{l_3} \cdot \\ & \cdot \left[\sin 2\varphi + l_3 \sin \varphi \frac{2l_3^2 \cos^2 \varphi - l_3^2 \sin^2 \varphi - l_3^2 \sin^2 \varphi \cos 2\varphi}{(l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi)^{1.5}} \right] + \\ & + 2l_3^2 (l_3 + h \sin \varphi - l_3 \cos \varphi) (h \cos \varphi - l_3 \sin \varphi) \left[\frac{(l_4 + l_2 + m_4 a_4^2) h^2}{(2l_3^2 + h^2 + 2l_3 h \sin \varphi - 2l_3^2 \cos \varphi)^2} - \right. \\ & \left. - m_4 a_4 \frac{(l_3^2 + 2h^2 + l_3 h \sin \varphi - l_3^2 \cos^2 \varphi)}{(2l_3^2 + h^2 + 2l_3 h \sin \varphi - 2l_3^2 \cos \varphi)^{2.5}} \right] \} = \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
&= \left(p S_n - b_1 \frac{l_3 (l_3 \sin \varphi + h \cos \varphi)}{\sqrt{l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (l_3 \sin \varphi)^2}} \dot{\varphi} \right) \frac{l_3 (l_3 \sin \varphi + h \cos \varphi)}{\sqrt{l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (l_3 \sin \varphi)^2}} - \\
&- c l_3 \sin \varphi \left(l_3 \cos \varphi + \sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi} - x_{10} + b \right) \left(1 + \frac{l_3 \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}} \right) - \\
&- \dot{\varphi} b l_3^2 \sin^2 \varphi \left(1 + \frac{l_3 \cos \varphi}{\sqrt{l_3^2 - l_3^2 \sin^2 \varphi}} \right)^2 + p_2 a_3 \cos \varphi + p_3 \frac{l_3}{l_3} (l_3 - a_3) \cos \varphi - \\
&- p_2 a_2 [l_3^2 (1 - \cos \varphi)^2 + (h + l_3 \sin \varphi)^2]^{-1.5} l_3^2 (l_3 + h \sin \varphi - l_3 \cos \varphi) (1 - \cos \varphi) + \\
&+ p_4 a_4 [2 l_3^2 + h^2 + 2 l_3 h \sin \varphi - 2 l_3^2 \cos \varphi]^{-1.5} l_3^2 (l_3 + h \sin \varphi - l_3 \cos \varphi) (1 - \cos \varphi) + \\
&+ p_4 l_3 \frac{2 l_3^2 (1 - \cos \varphi) + h^2 \cos \varphi}{2 l_3^2 + h^2 + 2 l_3 h \sin \varphi - 2 l_3^2 \cos \varphi}
\end{aligned}$$

Рівняння (9) справедливе для II етапу руху, коли рухома і підпружинена плити рухаються разом. При цьому $m = m_1 + m_6$.

Якщо в рівнянні (9) покласти $m = m_6, c = 0, b = 0$, то одержимо рівняння, що описує I етап руху, коли плити рухаються окремо.

Лінеаризуючи рівняння (9) в області значень $\varphi = 0$, одержимо

$$\begin{aligned}
&\ddot{\varphi} \left\{ l_3 + m_3 l_3^2 + (l_3 + m_3 a_3^2) \frac{l_3^2}{l_3^2} - 2 m_3 a_3 \frac{l_3^2}{l_3} + m_4 l_3^2 \right\} = \\
&= p S_n l_3 - b_1 l_3^2 \dot{\varphi} - c l_3 (l_3 + l_3 + b - x_{10}) \left(1 + \frac{l_3}{l_3} \right) \varphi + p_2 a_3 + p_3 \frac{l_3}{l_3} (l_3 - a_3) + p_4 l_3 \left(1 - \frac{2 l_3}{h} \varphi \right).
\end{aligned} \quad (10)$$

Нехтуючи роботою сил ваги, це рівняння можна записати у вигляді:

$$T_0^2 \ddot{\varphi} + T_1 \dot{\varphi} + \varphi = K p,$$

де

$$\begin{aligned}
T_0^2 &= \frac{l_3 + m_3 l_3^2 + (l_3 + m_3 a_3^2) \frac{l_3^2}{l_3^2} - 2 m_3 a_3 \frac{l_3^2}{l_3} + m_4 l_3^2}{c l_3 (l_3 + l_3 + b - x_{10}) \left(1 + \frac{l_3}{l_3} \right)}, \\
T_1 &= \frac{b_1 l_3^2}{c l_3 (l_3 + l_3 + b - x_{10}) \left(1 + \frac{l_3}{l_3} \right)}, \\
K &= \frac{S_n l_3}{c l_3 (l_3 + l_3 + b - x_{10}) \left(1 + \frac{l_3}{l_3} \right)}.
\end{aligned} \quad (11)$$

Таким чином, передаточна функція об'єкта рівняння запишеться:

$$W(S) = \frac{K}{T_0^2 S^2 + T_1 S + 1}. \quad (12)$$

Нехтуючи величиною коефіцієнта демпфірування

$$W(S) = \frac{K}{T_0^2 S^2 + 1}.$$

Тут S – комплексна змінна

З допомогою передаточної функції (12) можна визначити закон зміни величини φ при будь-якому законі зміни тиску. Для цього використаємо співвідношення

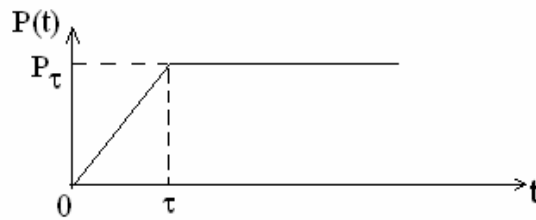
$$\varphi(S) = W(S) P(S) \quad (13)$$

де $\varphi(S)$ – Лапласове зображення величини, яку потрібно знайти;

$W(S)$ – передаточна функція від тиску до φ ;

$P(S)$ – Лапласове зображення закону зміни тиску.

Нехай тиск змінюється за таким законом:



$$P(S) = \frac{P_\tau (1 - e^{-S\tau})}{s^2 \tau} \quad (14)$$

Лапласове зображення узагальненої координати у:

$$\varphi(S) = W(S)P(S) = \frac{KP_\tau}{\tau} \left(\frac{1}{s^2} + \frac{e^{-S\tau}}{s^2 + \frac{1}{T_0^2}} - \frac{1}{s^2 + \frac{1}{T_0^2}} - \frac{e^{-S\tau}}{s^2} \right) \quad (15)$$

Для одержання залежності $\varphi(t)$, що описує перехідний процес під час замикання пресформ переходимо від функції комплексного змінного S до функції дійсної змінної t . В подальшому запис $\varphi(S)[\varphi(t)]$ означає $\varphi(S)$ – зображення оригінала $\varphi(t)$.

Тоді функція має вид:

при $0 < t < \tau$
$$\varphi(t) = \frac{KP_\tau}{\tau} \left(t - T_0 \sin \frac{t}{T_0} \right) \quad (16)$$

при $t > \tau$
$$\varphi(t) = \frac{KP_\tau}{\tau} \left(T_0 \sin \frac{t-\tau}{T_0} - T_0 \sin \frac{t}{T_0} + \tau \right) \quad (17)$$

На основі одержаних формул (16) і (17) перехідного процесу можна провести дослідження зміни $\varphi(t)$ залежно від зміни різних конструктивних параметрів – тиску P_τ , жорсткості C , інтервалу τ наростання тиску та інших. Нижче наводяться результати розрахунку функції $\varphi(t)$ при різних значеннях C і τ для значень інших параметрів, що мають місце в термопластавтоматі моделі ДБ3328. На одержаних даних побудовані графіки залежності $\varphi(t)$.

Розрахунки проводились при таких значеннях параметрів:

$$l_5=0,27 \text{ м}; l_5=0,27 \text{ м}; l_3=0,35 \text{ м}; b=0,28 \text{ м}; x_{10}=0,6; d_n=0,75 \text{ м};$$

$$S_n = \frac{\pi d_n^3}{4} = 0,004416 \text{ м}^2; I_5 = 0,386 \text{ Нм/с}^2; P_5=316 \text{ Н}; a_5=0,128 \text{ м}; P_o=80 \text{ Н};$$

$$P_3=210 \text{ Н}; I_3=0,3524 \text{ Нм/с}^2; a_3=0,155 \text{ м}; P_4=130 \text{ Н}; P_\tau=5,6 \text{ МПа}; a_4=0,256 \text{ м}; I_4=0,4866 \text{ Нм/с}^2.$$

Величини C і τ приймали такі значення: $C=10^9, 10^7, 10^5 \text{ Н/см}$; $\tau=1,25; 1,0; 0,5 \text{ с}$.

Результати розрахунків показали, що при $C=10^9 \text{ Н/см}$ графіки $\varphi(t)$ на інтервалах $[0, \tau]$ і $t > \tau$ практично не відрізняються від графіка функції $\tilde{\varphi}(t)$ (рис. 2а), що визначалася таким чином: при $0 < t < \tau$ $\tilde{\varphi}(t) = \frac{KP_\tau}{\tau} t$, при $t > \tau$ $\tilde{\varphi}(t) = KP_\tau$.

При $C=10^5 \text{ Н/см}$ (рис. 2б) має вплив на наявність нелінійних членів в рівняннях (16) і (17).

Дослідження показали, що збільшення C при $\tau = \text{const}$ значення $\varphi(t)$ зменшується (рис. 2б).

Збільшення τ при $C = \text{const}$ викликає зменшення нахилу графіка $\varphi(t)$ на інтервалі $[0, \tau]$ і не впливає на величину φ в інтервалі $t > \tau$ (рис. 2а).

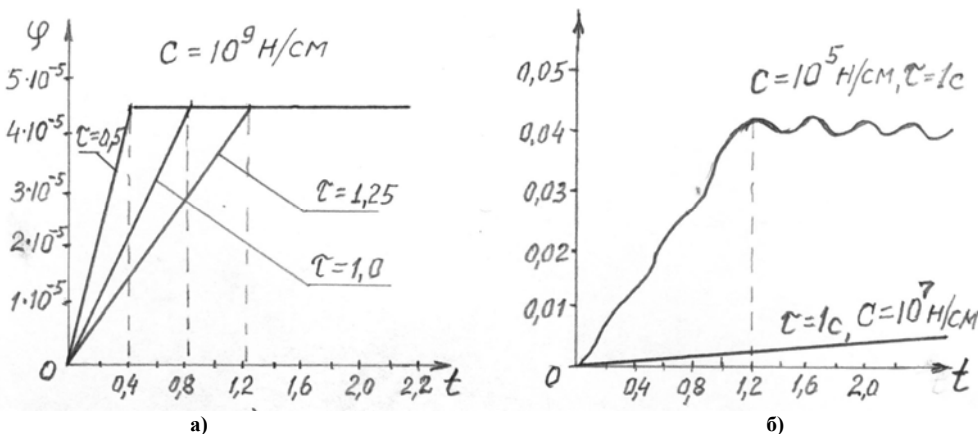


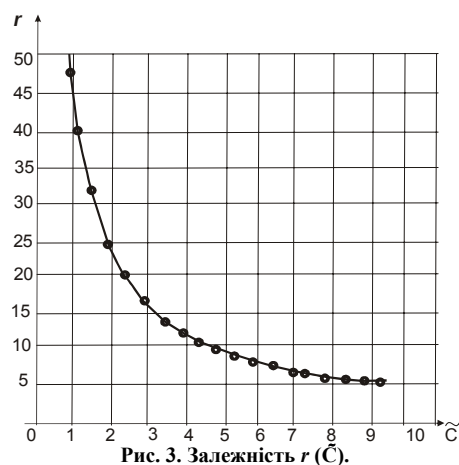
Рис. 2. Залежність $\varphi(t)$: а – при $C=10^9 \text{ Н/см}$ і $\tau=0,5 \text{ с}; 1 \text{ с}; 1,25 \text{ с}$, б – при $C=10^5 \text{ Н/см}; C=10^7 \text{ Н/см}$ і $\tau=1 \text{ с}$.

Залежність r від $\tilde{C}$ при $t > \tau$

$\tilde{C}$	r	$\tilde{C}$	r	$\tilde{C}$	r
1,0	48,0717	4,0	12,01	6,9	6,96
1,1	43,7	4,1	11,71	7,0	6,86
1,2	40,06	4,2	11,42	7,1	6,765
1,3	37,00	4,3	11,17	7,2	6,67
1,4	34,30	4,4	10,91	7,3	6,575
1,5	32,10	4,5	10,68	7,4	6,48
1,6	30,04	4,5	10,68	7,4	6,48
1,7	28,28	4,6	10,44	7,5	6,41
1,8	26,7	4,7	10,21	7,6	6,32
1,9	25,3	4,8	10,00	7,7	6,23
2,0	24,03	4,9	9,79	7,8	6,16
2,1	21,90	5,0	9,61	7,9	6,08
2,2	21,85	5,1	9,42	8,0	6,0
2,3	20,9	5,2	9,23	8,1	5,92
2,4	20,03	5,3	9,06	8,2	5,86
2,5	19,25	5,4	8,89	8,3	5,78
2,6	18,5	5,5	8,73	8,4	5,72
2,7	17,8	5,6	8,57	8,5	5,64
2,8	17,15	5,7	8,42	8,6	5,58
2,9	16,56	5,8	8,28	8,7	5,52
3,0	16,05	5,9	8,14	8,8	5,40
3,1	15,5	6,0	8,01	8,9	5,39
3,2	15,01	6,1	7,87	9,0	5,33
3,3	14,55	6,2	7,74	9,1	5,27
3,4	14,12	6,3	7,63	9,2	5,22
3,5	13,72	6,4	7,51	9,3	5,17
3,6	13,35	6,5	7,39	9,4	5,11
3,7	12,98	6,6	7,27	9,5	5,06
3,8	12,63	6,7	7,17		
3,9	12,32	6,8	7,06		

Для будь-яких значень τ при $t \geq \tau$
 $\varphi(t) = K P_{\tau} = \frac{4807,17}{\tilde{C}}$. Якщо C представити у
 вигляді $C = \tilde{C} \cdot 10^n$, де $1 \leq \tilde{C} < 10$ і ввести
 позначення $r = \frac{4807,17}{\tilde{C}}$, тоді
 $\varphi(t) = r \cdot 10^{2-n}$.

На рис. 3 і в табл. 1 наведено
 залежності r від $\tilde{C}$ при $t > \tau$.

Рис. 3. Залежність r ($\tilde{C}$).

Висновки

Враховуючи те, що навіть при $C=10^5$ $\varphi(t)$ мало відрізняється від $\varphi(\tau)$, пропонується така методика побудови графіка і підрахунку значень $\varphi(t)$:

1. Знаходимо значення C і τ .
2. Подаємо C у вигляді $C = \tilde{C} \cdot 10^n$, де $1 \leq \tilde{C} < 10$.
3. З графіка залежності $r(\tilde{C})$ (рис. 3) або по таблиці 1 знаходимо r .
4. Визначаємо $\varphi(t) = r \cdot 10^{2-n}$, ($t > \tau$).
5. Проводимо в координатах φ, t горизонталь $\varphi(t) = r \cdot 10^{2-n}$, ($t > \tau$).
6. Визначимо на осі $o-t$ в вибраному масштабі відрізок $o\tau$.
7. Проведемо через точку τ вертикаль до пересікання з проведеною вище горизонталлю.
8. З'єднаємо точку перетину з початком координат.

При $0 \leq t \leq \tau$ графік $\varphi(t)$ відповідає побудованій похилій лінії, а при $t > \tau$ – горизонталі.

Запропонована методика дає при $C \geq 10^5$ досить точні результати. При подальшому збільшенні C

Література

1. Павловский М.А. Теоретическая механика. Динамика / Павловский М.А., Акинфиева Л.Ю., Бойчук О.Ф. – К.: Высш. шк., 1990. – 480 с.

Надійшла 18.2.2010 р.

УДК 621.01

В. В. ЖЕРЕБЕЦЬКИЙ
Хмельницький національний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ТРИВАЛОСТІ ЗУПИНКИ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ПРОСТОРОВИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА ДОПОМОГОЮ НАБЛИЖЕННЯ ШАТУННОЇ КРИВОЇ ДО ПЛОЩИНИ

Робота присвячена розробці чисельно-аналітичного методу визначення тривалості зупинки вихідної ланки просторових важільних механізмів на базі кривошипно-повзунного механізму. Наведено принципи знаходження ділянок шатунної кривої, які наближаються до сфери та площини. За основу взято такий механізм, у якого шатунна крива має мінімальні відхилення від деякої площини.

The article contains the numerical and analytical method of finding of the dwell duration output link of spatial linkages on the basis of slider-crank mechanism. The principles of finding of the areas of coupler curve which approach to sphere and plane are considered. The basis mechanism which has a coupler curve with minimum deviations from some plane is used.

Ключові слова: просторові важільні механізми, зупинка вихідної ланки, шатунна крива.

Не дивлячись на велику кількість робіт із синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки [1– 4], вибір структурної та кінематичної схеми, як правило, здійснюється на базі досвіду та інтуїції конструктора. Кількість варіантів цих схем майже безмежна (особливою, коли ми стикаємось з просторовими механізмами) і конструктор не завжди обирає найбільш оптимальну схему. На цьому етапі слід знати всі можливі варіанти механізмів, які забезпечують наближення окремих ділянок шатунної кривої до дуги кола або прямої лінії.

Метою даної роботи є визначення кількості ділянок наближення та їх характер для просторової шатунної кривої кривошипно-повзунного механізму, при умові, що ця крива лежить в одній площині або не суттєво відхиляється від неї. У першому випадку задача зводиться до синтезу плоских механізмів [4, 11]. Тому розглянемо другий випадок на прикладі просторового кривошипно-повзунного механізму (рис. 1).

Прийmemo відносні довжини ланок наступними: $l_0 = 0,3$, $l_1 = 0,2561$, $l_3 = 0,5$, $\xi = 5^\circ$, $\Omega_1 = 0^\circ$, $\Omega_2 = 0^\circ$, $l = 1,5$, $l_2 = 1$. Ці розміри дозволяють отримати шатунну криву (траєкторію точки D), що мало відхиляється від деякої площини.

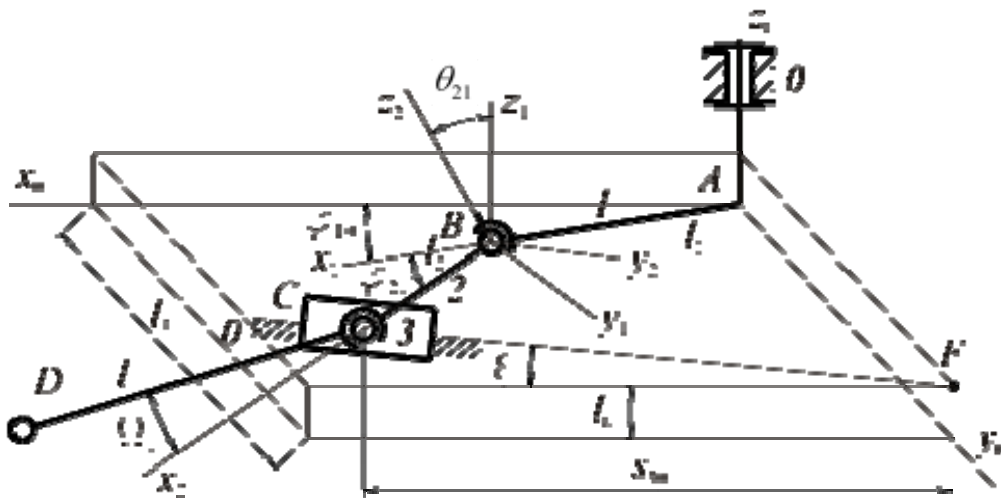


Рис. 1. Просторовий кривошипно-повзунний механізм

Побудову шатунної кривої здійснюємо методом перетворення координат у формі, яку запропонував Ю. Ф. Морощкін [5– 8]. В результаті розрахунків отримуємо графік траєкторії точки D у системі координат $Oxyz$ (рис. 2, а).