УДК 621.835

А. І. ПЕТРУК, канд техн. наук, Б. О. ЧЕРНЯ

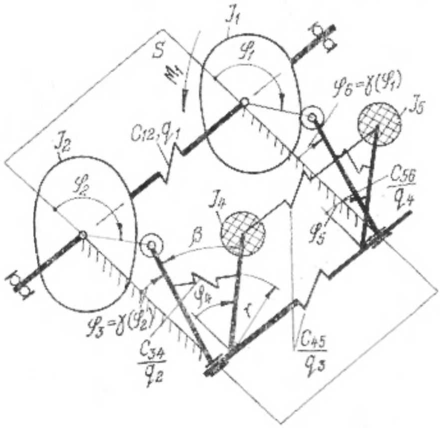
СТВОРЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ МЕХАНІЗМУ КОЛИВНОГО СТОЛА НИТКОШВЕЙНИХ МАШИН

Механізм коливного стола належить до кулачково-коромислових механізмів з кінематичним замиканням пари кулак—ролик. Своєрідність його полягає в тому, що привод — двосторонній, момент інерції сідла механізму відносно осі його коливання прирівняний до моменту інерції кулачків відносно осі обертання, а ведена ланка є рамною конструкцією.

Для забезпечення основних вимог до механізму при дальшому зростанні швидкості ниткошвейних машин ($n=120 \ldots 150$ цикл/хв головного вала) необхідно залежно від піддатливості ланок механізму, його частотних властивостей, закону періодичного руху і точності монтажу визначити і дослідити: рівняння вільних коливань вершини сідла коливного стола в період його вистою під кареткою швейних інструментів (задача точності позиціонування стола); дійсну картину розподілу і величини навантажень у ланках механізму.

Дослідження подібних замкнених систем з двостороннім приводом проведені в роботах [1, 2]. Передумовами при створенні динамічної моделі коливного стола були прийняті результати попереднього тензометричного експерименту механізму [3], оцінка пружних та інертних властивостей його ланок і вимоги до наступних аналітичних досліджень.

У запропонованій динамічній моделі, показаній на рисунку, ведуча система складається із двох мас I_1 і I_2, з'єднаних між собою безінерційним пружним зв'язком; ведена система — це система двох мас I_4 і I_5, з'єднаних між собою безінерційним пружним зв'язком C_{45} та зв'язками C_{34} і C_{56} з жорсткими невагомими коромислами, коливний рух яким надається від кулачків. Положення мас динамічної моделі визначають чотири незалежні узагальнені координати φ_1, φ_2, φ_4, φ_5. Кути відлічуються за часовою стрілкою від площини S, проведеної через осі головного вала і коливання сідла. Відносні кутові переміщення мас I_i внаслідок пружних властивостей зв'язків позначимо через q_i. Вважаєм, що нерівномірність обертання правого кулачка мала і в середньому кут повороту змінюється за законом $\varphi_1 = \omega t$, де $\omega = \text{const}$; система — консервативна; попередній натяг у системі відсутній. Запропонована система володіє голономними зв'язками, тому що між положенням ведучої і веденої системи існує геометрична залежність, зумовлена законом прирощення радіусів — векторів кулачка.



Динамічна модель коливного стола ниткошвейних машин.

Диференційне рівняння руху системи в узагальнених координатах одержуємо, використовуючи рівняння Лагранжа другого роду для голономних систем

$$\frac{d}{dt}\left[\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right] - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \tag{1}$$

де $L = T - \Pi$ — кінетичний потенціал системи; $T = \frac{1}{2}[I_1 \dot{\varphi}_1^2 + I_2 \dot{\varphi}_2^2 + I_4 \dot{\varphi}_4^2 + I_5 \dot{\varphi}_5^2]$ — кінетична енергія системи; $\Pi = \frac{1}{2}[C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + C_{34} r^2 [\gamma(\varphi_2) + \beta - \varphi_4]^2 + C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5)^2 + C_{56} r^2 [\varphi_5 - \gamma(\varphi_1) \cdot \beta]^2]$ — потенціальна енергія деформації пружних зв'язків. Оскільки нас цікавлять явища, що виникають внаслідок відносних кутових переміщень, то потенціальну енергію положення ведених мас не враховуємо. Підставляючи вирази для кінетичної та потенціальної енергій в формулу (1), одержуємо систему рівнянь

$$\begin{gathered}
C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - C_{56} r^2 [\varphi_5 - \gamma(\varphi_1) - \beta] \cdot \dot{\gamma}(\varphi_1) = M_1, \\
I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{34} r^2 [\gamma(\varphi_2) + \beta - \varphi_4] \gamma(\varphi_2) = 0, \\
I_4 \ddot{\varphi}_4 + C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - C_{34} r^2 [\gamma(\varphi_2) + \beta - \varphi_4] = 0, \\
I_5 \ddot{\varphi}_5 - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) + C_{56} r^2 [-\gamma(\varphi_1) - \beta + \varphi_5] = 0.
\end{gathered} \tag{2}$$

Коливання запропонованої динамічної моделі описуються системою трьох нелінійних диференційних рівнянь другого порядку. Нелінійність зумовлена залежністю частоти ведучої системи від положення головного вала, а також наявності шуканих величин під знаком похідної та тригонометричних функцій.

Виявимо за допомогою рівнянь (2) залежність між додатковими відхиленнями системи, зумовлених пружними деформаціями ланок. У зв'язку з тим, що закон періодичного руху $\varphi_6=\gamma(\varphi_1)$ та її перші три похідних $\dot\gamma(\varphi_1)$, $\ddot\gamma(\varphi_1)$ і $\dddot\gamma(\varphi_1)$ не зазнають розривів неперервності, функції $\varphi_3=\gamma(\varphi_2)$, $\dot\varphi_3=\dot\gamma(\varphi_2)$ і $\ddot\varphi_3=\ddot\gamma(\varphi_2)$ можна розкласти в ряд Тейлора за степенями q_i. Вважаючи абсолютні значення q_i, $\dot q_i$ і $\ddot q_i$ незначними, нехтуємо членами, що мають їх добуток чи величину q_i^2. Тоді розкладення зазначених функцій набирають вигляду

$$\gamma(\varphi_2)=\gamma(\varphi_1)+\dot\gamma(\varphi_1)q_1,\quad \dot\gamma(\varphi_2)=\dot\gamma(\varphi_1)+\ddot\gamma(\varphi_1)q_1,$$

$$\ddot\gamma(\varphi_2)=\ddot\gamma(\varphi_1)+\dddot\gamma(\varphi_1)q_1. \tag{3}$$

Взаємозв'язок між абсолютними переміщеннями мас системи і додатковими відхиленнями внаслідок пружних деформацій ланок з врахуванням (3) можна виразити залежностями

$$\varphi_2=\varphi_1+q_1,\ \ \varphi_3=\gamma(\varphi_1)+\dot\gamma(\varphi_1)q_1,\ \ \varphi_4=\gamma(\varphi_1)+\dot\gamma(\varphi_1)q_1+q_2+\beta,$$

$$\varphi_5-\gamma(\varphi_1)+\dot\gamma(\varphi_1)q_1+q_2+q_3+\beta, \tag{4}$$

$$\varphi_Б=\gamma(\varphi_1)+\dot\gamma(\varphi_1)q_1+q_2+q_3+q_4.$$

Підставляючи (4) та їх похідні, з врахуванням (3) одержуємо систему диференційних рівнянь, що описують додаткові (відносні) кутові переміщення мас, які виникають внаслідок пружних деформацій ланок механізму

$$\ddot q_1+\frac{C_{12}}{I_2}q_1=\frac{C_{24}r^2}{I_2}\dot\gamma(\varphi_1)q_2, \tag{5}$$

$$\ddot q_2+\frac{C_{24}r^2}{I_4}2=-[\dddot\gamma(\varphi_1)\omega^2q_1-2\ddot\gamma(\varphi_1)\omega\dot q_1]-\ddot\gamma(\varphi_1)\omega^2+\frac{C_{45}}{I_4}q_3,$$

$$\ddot q_4+\frac{C_{56}r^2}{I_5}q_4=-\ddot\gamma(\varphi_1)\omega^2-\frac{C_{45}}{I_5}q_3.$$

Припускаємо, що додаткові прискорення від крутильних коливань головного вала набагато менші, ніж прискорення внаслідок закона періодичного руху $(\dot\gamma\cdot\ddot q_1\ll\ddot\gamma\omega^2)$.

Дослідження рівнянь (5) дасть змогу визначити оптимальні кінематичні та конструктивні параметри механізму коливного стола.

Список літератури: 1. *Вульфсон И. И.* Аналитическое исследование колебаний в сдвоенных цикловых механизмах, образующих замкнутую динамическую систему. — «Машиноведение», 1971, № 6. 2. *Корытысский Я. И.* Колебания в текстильных машинах. М., «Машиностроение», 1973. 3. *Петрук А. И., Черня Б. А.* Дослідження привода коливного стола ниткошвейного автомата НШ6. — «Поліграфія і видавнича справа», 1975, № 11.

A. I. PETRUK, B. A. TCHERNYA

TO THE QUESTION OF CREATION OF DYNAMIC MODEL MECHANISM OF THE SWINGING TABLE OF THREAD-SEWN MACHINES

S u m m a r y

Here are given the questions of building dynamic and mathematic models of mechanism of the swinging table of the thread-sewing machines.