

УДК 621.835; 621.01

НАВАНТАЖЕННЯ ПРИВОДУ ВЕЛИКОФОРМАТНИХ НИТКОЗШИВНИХ МАШИН ТА ШЛЯХИ ЇХ ЗМЕНШЕННЯ

© А. І. Петрук, д.т.н., професор, Б. О. Черня, к.т.н.,
О. Я. Моргун, НТУУ «КПІ», Київ, Україна

При увеличении технологических усилий на приводе широкоформатной ниткошвейной машины появляются дополнительные динамические нагрузки, которые и исследовались с помощью динамической и математической модели.

At increase in technological efforts at a drive large-format thread machine appear additional dynamic loadings which were investigated by means of dynamic and mathematical model.

Постановка проблеми

Збільшення швидкісних режимів роботи поряд з автоматизацією технологічних процесів є актуальною проблемою удосконалення поліграфічних машин. Проте, зі збільшенням швидкостей машин-автоматів їх передавальні та виконавчі механізми навантажуються додатковими зусиллями, що пов'язано зі збільшенням інерційних навантажень. Поява останніх в великоформатних ниткозшивних машинах в основному пов'язано з роботою механізму хитного стола, що при нерівномірному русі маси сідла (≈ 22 кг) на експлуатаційних режимах (90—140 об./хв.) створює значні інерційні навантаження. В результаті їх впливу на ланки механізмів відбувається інтенсивний знос кінематичних пар та ускладнюється якісний процес шиття, на який суттєво впливає коливання вершини сідла хитного стола в період його позиціонування під кареткою швейних інструментів. Розрахунок та розробка конструкції, яка

забезпечує на вищих швидкостях усунення вказаних недоліків, дозволить збільшити довговічність механізму та надійність процесу взаємодії інструментів.

Аналіз попередніх досліджень

В роботах [1—3] проведені дослідження виконавчих механізмів ниткозшивної машини типажного ряду НШ-6. Було встановлено, що загальна динаміка машини в значному ступені залежить від динаміки механізму хитного стола.

Цей механізм виконаний у вигляді системи, яка працює в паралельній схемі — від загального розподільного валу рух передається до двох однакових кулаково-коромислових механізмів, які надають рух одному, виконавчому органу (сідлу — коливальному столу). На остові сідла встановлені інструменти для шиття та за допомогою його зошит подається під швейну каретку (рис. 1). При проведенні кінетостатичного аналізу наван-

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

таження, що виникають розподіляються порівну між гілками привода.

Для знаходження подальшого напрямку роботи з покращенням динаміки механізму хитного столу були проведені експериментальні тензометричні дослідження [1, 2, 5]. Як об'єкт дослідження було застосовано ниткозшивний автомат, в якому були вимкнені всі механізми за винятком хитного столу. Вимірювальними величинами були крутні моменти на головному валу, зусилля на важелях сідла, знаходження яких базується на вимірюванні деформації датчиків опору ($D_1—D_4$), встановлених відповідно рис. 1 [5, 6].

В процесі експерименту відбувалась зміна: швидкісних режимів (70—120 об./хв.); тип привода (однобічний та двобічний); закон періодичного руху сідла (ЗПР «Со», «К»). Аналіз результатів експерименту відобразив, що:

- при швидкісних режимах більш ніж 90 об./хв. різко зростають інерційні навантаження;
- додаткові зміщення ланок механізму викликають значні збільшення навантажень та нерівномірність розподілу їх між гілками привода;
- проектування механізму хитного столу повинно проводитися з врахуванням пружних властивостей цих ланок та структурних особливостей.

Мета роботи

Розробити рекомендації з раціонального проектування механізму хитного столу великоформатної ниткозшивної машини, що забезпечить зниження

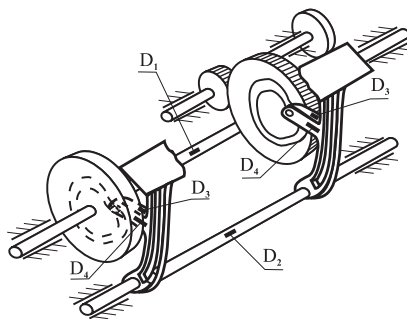
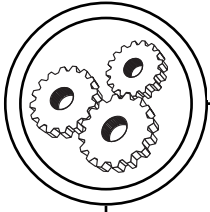


Рис. 1. Механізм коливного столу ниткозшивної машини

динамічних навантажень та рівень коливань його вершини. Для цього необхідно дослідити динамічні процеси в механізмі з врахуванням інерційних та пружно-дисипативних властивостей ланок, нелінійної функції положення та структури механізму коливного столу великоформатної ниткозшивної машини.

Результати проведених досліджень

Для дослідження розподілу навантажень, їх величин та коливних процесів були вивчені пружні та інерційні властивості елементів конструкції та, з врахуванням результатів аналітичних досліджень, побудована узагальнена динамічна модель (рис. 2). Ведуча система (привод механізму) складається з трьох дисків (J_0, J_1, J_2) та загального приведенного валу з двома пружно-дисипативними ділянками ($c_1, \psi_1; c_2, \psi_2$). Ведена система (сідло хитного столу) — це двомасова система (J_3, J_4), маси якої поєднані між собою та з жорстким невагомим коромислом пружно-дисипативним зв'язком ($c_3, \psi_3; c_4, \psi_4; c_7, \psi_7$). $\Pi(\varphi)$ — функція положення в окільного



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

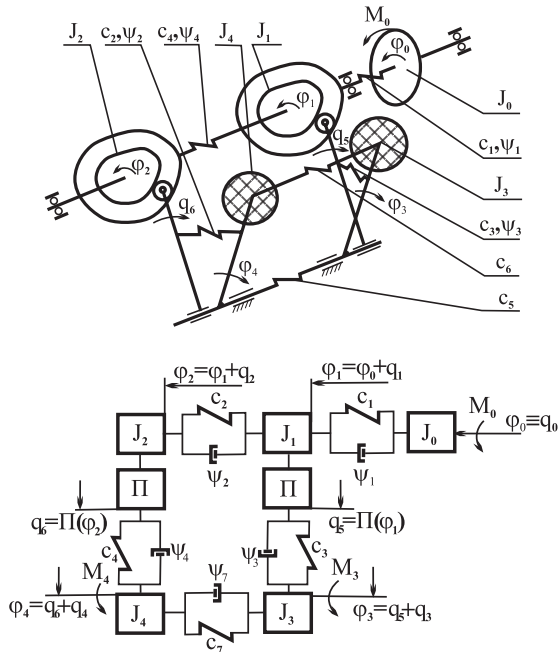


Рис. 2. Узагальнена динамічна модель механізму коливного стола великоформатної ниткозшивної машини

ідеального значення фазового кута φ_0 , яке відповідає абсолютно жорстким ланкам.

Таким чином механізм хитного стола розглядається як багатомасова динамічна система зі змінними параметрами [4].

Значення параметрів конструкції конструкції механізму стола машини НШ-9, знайдених

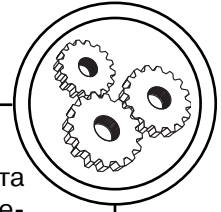
експериментальним та розрахунковим методом, занесено в таблиці 1, де M_0 , M_3 , M_4 — відповідно рухомий момент та збурюючі моменти від роботи механізму проколюючих голок та сил тертя в підшипниках вісі сідла.

Враховуючи, що метою є дослідження коливних процесів,

Таблиця 1
Параметричні характеристики конструкції механізму коливного столу

J_1 кг см ²	J_2 кг см ²	J_3 кг см ²	J_4 кг см ²	c_1 кг см/рад	c_2 кг см/рад	c_3 кг см/рад
21	11	8	8	$167,5 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$5,35 \cdot 10^5$
c_4 кг см/рад	c_7 кг см/рад	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_7
$6,39 \cdot 10^5$	$6,35 \cdot 10^5$	0,2—0,5	0,35—0,42	0,2—0,35	0,2—0,36	0,4—0,6

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



то в якості узагальнених координат обираємо відносно переміщення q_i та абсолютне переміщення на виході привода моделі φ_0 . Геометричний зв'язок між положеннями кулачкового валу та сідла коливного столу постає у вигляді нелінійної функції положення $\Pi_i = \Pi(\varphi_i)$. В цьому випадку І. І. Вульфсон рекомендує [4] при співставленні математичної моделі застосовувати рівняння руху неголомних систем з множниками Лагранжа, що дозволяє уникати складних залежностей:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j + \sum_{i=1}^7 \lambda_i h_{ij} \quad (i, j = 1 \dots 7) \quad (1)$$

де T, V — кінематична та потенційна енергія системи; Q_j — не консервативне узагальнення сили; λ_i — множники Лагранжа; h_{ij} — деякі функції, які знаходяться з рівняння зв'язку

$$\sum_{i=1}^7 h_{ij} \dot{q}_i + h_i = 0 \quad (i = 1 \dots 2, j = 1 \dots 7)$$

які для нашого випадку мають вигляд

$$\begin{aligned} \Pi'(\varphi_1) \dot{q}_0 + \Pi'(\varphi_1) \dot{q}_1 - \dot{q}_5 &= 0 \\ \Pi'(\varphi_2) \dot{q}_0 + \Pi'(\varphi_2) \dot{q}_1 + \\ + \Pi'(\varphi_2) \dot{q}_2 - \dot{q}_6 &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Використовуючи розклад нелінійних функції положення та перших трьох функцій положення $\Pi'(\varphi_i) = \frac{d\Pi}{d\varphi_i}$; $\Pi''(\varphi_i) = \frac{d^2\Pi}{d\varphi_i^2}$ та

$$\Pi'''(\varphi_i) = \frac{d^3\Pi}{d\varphi_i^3} \text{ в ряд Тейлора за}$$

ступенем малих величин q_1 та $(q_2 + q_3)$, та виключаючи з системи множники Лагранжа, отримуємо систему чотирьох неоднорідних лінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами, яка описує коливні процеси побудованої моделі.

$$\begin{aligned} A_{ij}(t) \{\ddot{q}_i\} + C_{ij}(t) \{\dot{q}_i\} &= \\ = \{Q_i\} + \left\{ Q_i^* \left(t, q_i, \dot{q}_i \right) \right\} \\ (i, j = 1, 2, 3, 4) \end{aligned} \quad (3)$$

де A_{ij}, C_{ij} — матриці інерції та жорсткості, $\{\ddot{q}_i\}, \{\dot{q}_i\}$ — вектор матриці узагальнених координат та прискорення; $\{Q_i\}, \left\{ Q_i^* \left(t, q_i, \dot{q}_i \right) \right\}$

— відповідно збурювальні сили та функції які не суттєво впливають на особисті частоти.

Ці елементи матриць інерції та жорсткості приймають вигляд:

$$\begin{cases} a_{11} = 1 + \rho^2 (1 + 2b\Pi'^2); & a_{12} = a_{21} = a_{22} = \rho (1 + b\Pi'^2); \\ a_{13} = a_{14} = a_{24} = a_{31} = a_{41} = a_{42} = \rho^2 b\Pi'; & a_{33} = a_{44} = \rho^2 b; \end{cases}$$

$$\begin{cases} c_{11} = k_2^2 \xi; & c_{22} = k_2^2 (1 + \xi \Pi'^2); & c_{23} = c_{32} = -k_2^2 \xi \Pi'; \\ c_{24} = c_{42} = k_2^2 \xi \Pi; & c_{33} = k_2^2 (\xi_3 + \xi_7); & c_{34} = c_{43} = -k_2^2 \xi_7; \\ c_{44} = k_2^2 (\xi_4 + \xi_7); \end{cases}$$

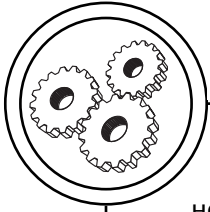
$$\text{де } \rho^2 = \frac{J_2}{J_1}; \quad b = \frac{J_3}{J_2} \approx \frac{J_4}{J_2}; \quad k_2^2 = \frac{c_2}{J_1}$$

$$\xi_i = \frac{c_i}{c_2} \quad (i = 1, 2, 3, 4, 7).$$

Частотний спектр системи знаходиться з частотного рівняння:

$$\Delta(p_r^2) = |c_{ij}(t) - a_{ij}(t) p_r^2| = 0 \quad (4)$$

де — p_r «власні» частоти системи.



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

Для дослідження математичної моделі механізму хитного стола (3), для розрахунку змущених коливань та вібраційних навантажень ідеальних (кінетостатичних) характеристик використовується метод умовного осцилятора, розроблений І. І. Вульфсоном [4]. Для аналізу лінійних нестационарних систем, в системі [3] відбувається перехід від узагальнених координат до «квазі-нормальних» координат за допомогою лінійного перетворення:

$$q_j = \sum_{r=1}^4 d_j^r \eta_r(t) \quad (j, r = 1, 2, 3, 4); \quad (5)$$

де d_j^r — нестационарні коефіцієнти форми; $\eta_r(t)$ — квазі-нормальні координати. Це дозволяє звести задачу до дослідження чотирьох диференціальних рівнянь. Суть коефіцієнтів d_j^r в тому, що вони відображають ступінь взаємозв'язків (взаємодії) коливних контурів веденої та ведучої системи. Теоретичні до-

слідження динамічних процесів, що виникають при роботі механізму коливного стола відобразили, що на швидкостях більших 80 об./хв. в веденій та ведучій підсистемах виникають інтенсивні коливні процеси. Причиною коливань є порушення симетрії закону переміщення столу — скорочується час вибігу при відповідному зростанні навантажень. Встановлено, що це явище виникає внаслідок крутих коливань розподільчого валу та нерівномірності його обертання. Вивчення частотного спектра, в т.ч. коефіцієнтів форми коливань відобразили, що нерівномірність обертання валу викликані змінами жорсткості ведучої підсистеми протягом кінематичного циклу. Навантаження між подвоєними механізмами приводу розподіляються нерівномірно.

Домінуюча роль в якісному та кількісному відхиленні абсолютних прискорень веденої підсистеми грають супроводжувальні

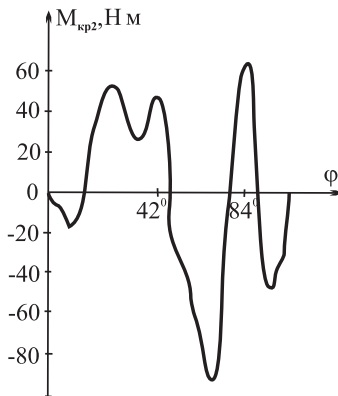


Рис. 3. Результати моделювання навантажень в ведучій підсистемі ($n = 120$ об./хв.)

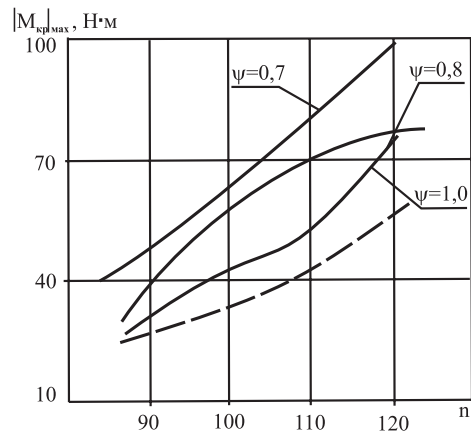
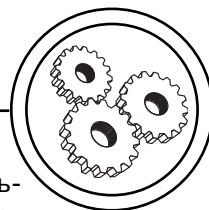


Рис. 4. Кількісна оцінка результатів моделювання — — модель; — — — кінетостатичний розрахунок

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



коливання додаткових прискорень ведучих та ведених мас. супроводжувальні коливання відбуваються з власною частотою системи, але їх початкова амплітуда пов'язана з розривами збурювальної сили та її похідних в момент часу $t = 0$. Це характерно для циклових механізмів. Однозначно те, що супроводжувальні коливання ведених мас виникають взагалі внаслідок різких змін кінетичної потужності, а збурювання їх в веденій підсистемі є наслідком змін другої передатної функція. Коливні процеси приводять до різкого збільшення максимальних значень прискорення ведених мас та зростання коефіцієнтів динамічності до 1,6 (при $n = 120$ об./хв.).

Для отримання динамічних параметрів були проведені мо-

дельні дослідження. В результаті встановлено, що власні частоти, знаходяться в діапазоні Δ . На рис. 3, 4 відображена кількісна оцінка результатів дослідження зміни крутного моменту на розподільчому валу.

Висновки

1. Розроблена методика описує реальні динамічні процеси у подвоєних механізмах коливного столу і є достатньою для інженерних розрахунків.

2. На базі проведених досліджень розроблені критерії раціонального проектування механізму коливного столу з врахуванням його динамічних характеристик (вибір інерційних та пружних параметрів ланок механізму та законів руху його веденої підсистеми).

1. Петрук А. І., Черня Б. О. Дослідження коливного стола ниткошвейного автомата НШ-6 // Поліграфія і видавнича справа: Респуб. міжвідомчий науково-технічний збірн. — Л.: Вища школа, 1975. — № 11. — С. 52—56. 2. Черня Б. А. Исследование сдвоенных механизмов ниткошвейных полиграфических машин // автореферат дисер. на уч. ст. к.т.н. — М.: ВНИИ комплексных проблем полиграфии, 1980. — 16 с. 3. Шостачук Ю. О. Синтез механизма качающегося стола ниткошвейных полиграфических машин с упругой компенсирующей связью // автореферат дисер. на уч. ст. к.т.н. — Л.: УПІ ім. Ів. Федорова, 1984. — 16 с. 4. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов. — М.: Машиностроение. — 1976. — 328 с. 5. Петрук А. І. Вопросы синтеза механизмов цикловых машин. — К.: Наукова думка, 1981. — 120 с. 6. Петрук А. І., Приставський З. М., Моргун О. Я. Визначення динамічних реакцій опор хитного стола ниткошвейних машин // Наукові записки: Науково-технічний збірн. — Л.: УАД, 2003. — № 6. — С. 35—40.

Рецензент — З. М. Приставський, к.т.н.,
доцент, НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 25.04.08