

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЮ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИВОДІВ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН ТА АВТОМАТІВ

Ефективність роботи в'язальних машин та автоматів, зокрема рукавичних, суттєво залежить від динамічних навантажень, що виникають під час пуску. З метою зниження пускових динамічних навантажень доцільно в складі привода в'язальних машин та автоматів використовувати пристрої зниження динамічних навантажень. При цьому важливими є питання впливу параметрів такого пристрою на динамічні навантаження привода в'язальної машини або автомата. Встановлено, що з метою вирішення цього питання реальні конструкції машин та автоматів доцільно представити у вигляді двомасової динамічної моделі. Встановлено, що на динамічні навантаження привода суттєво впливають пусковий момент привода та момент інерції ведучої маси пристрою. Доцільно також використовувати в приводі в'язальних машин та автоматів пристрої, що забезпечують попереднє напруження в'язей привода. Результати досліджень можуть бути використані під час розробки нових моделей в'язальних машин та автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень.

Ключові слова: пристрій зниження динамічних навантажень, в'язальна машина, рукавичний автомат, привод в'язальної машини, привод рукавичного автомата, динамічні навантаження привода.

B.F. PIPA, S.V. MUZYCHISHIN, A.V. CHABAN
Kyiv National University of Technologies and Design

INFLUENCE OF PARAMETERS OF DEVICE OF DECLINE OF THE DYNAMIC LOADING ON THE DYNAMIC LOADING OF DRIVES OF KNITTING MACHINES AND AUTOMATS

Efficiency of work of knitting machines and automats, in particular glove, substantially depends on the dynamic loading, arising up at starting. With the purpose of decline of the starting dynamic loading expediently in composition the drive of knitting machines and automats to use the devices of decline of the dynamic loading. Thus important is a question of influence of parameters of such device on the dynamic loading of drive of knitting machine or automat. It is set that with the purpose of decision of this question the real constructions of machines and automats it is expedient to present as of dynamic model. It is set that on the dynamic loading of drive the starting moment of drive and moment of inertia of leading mass of device influence substantially. Expediently also to use in the drive of knitting machines and automats devices, providing preliminary tension of connections of drive. The results of researches can be drawn on at development of new models of knitting machines and automats with the devices of decline of the dynamic loading.

Keywords: device of decline of the dynamic loading, knitting machine, glove automat, drive of knitting machine, drive of glove automat, dynamic loading of drive.

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи в'язальних машин та автоматів, є зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску. Дослідження [1–4] показують, що динамічні навантаження суттєво впливають як на довговічність роботи в'язальних машин та автоматів, так і на якість продукції, що випускається. Тому проблема зниження динамічних навантажень є однією із актуальних проблем трикотажного машинобудування. Для розв'язання цієї проблеми важливим є розробка нових конструкцій приводів в'язальних машин та автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень (ПЗДН). Проте відсутність наукових основ і інженерних методів проектування таких приводів стримує вирішення існуючої проблеми.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано вплив параметрів ПЗДН на динамічні навантаження приводів в'язальних машин та автоматів. При вирішенні поставлених задач були використані сучасні методи теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями та теорії проектування в'язальних машин і автоматів.

Постановка завдання

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин та автоматів (підвищення продуктивності та якості виробів) шляхом удосконалення ПЗДН, стаття присвячена аналізу впливу параметрів ПЗДН на динамічні навантаження приводів в'язальних машин та автоматів.

Результати та їх обговорення

Аналіз сучасних конструкцій в'язальних машин та автоматів [1–4] показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, їх реальну конструкцію доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 1) з параметрами: T_1 – пусковий момент електродвигуна (тут і надалі вказані параметри наведені); T_2 – статичний момент привода (сумарний момент сил опору механізмів машини); J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції ведучого шківів клинопасової передачі; J_2 –

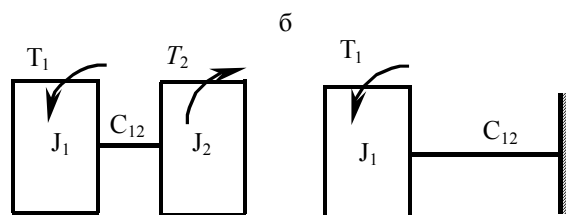


Рис. 1. Двомасова динамічна модель приводу в'язальної машини або автомата

сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини; C_{12} – жорсткість пасів клинопасової передачі.

При виборі параметрів динамічної моделі приводу слід враховувати рекомендації робіт [2, 3, 5, 6], присвячених дослідженням динамічних процесів в механічних системах з пружними в'язями. При цьому реальні параметри в'язальної машини або автомата слід наводити до одного із валів приводу.

Як відомо [3, 5] пуск двомасової механічної системи відбувається в два етапи. Перший етап пуску (рис. 1, б) характеризується рухом першої маси системи, який продовжується від 0 до τ_1 , поки момент в пружній в'язі C_{12} не досягне величини T_2 . При цьому починається другий, остаточний етап пуску (рис. 1, а), який характеризується рухом обох мас системи і продовжується від τ_1 до часу пуску машини t_n .

Рівняння руху обертальних мас системи для першого етапу пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 + C_{12} \phi_1 = T_1, \quad (1)$$

де ϕ_1 – кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (1) можемо представити у вигляді [2, 5]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}, \quad (2)$$

де T_{12} – момент пружних сил, що виникає у в'язі C_{12} ,

$$T_{12} = C_{12} \cdot \phi_1; \quad (3)$$

A, B – постійні диференціювання;

β – циклова частота коливань маси J_1 системи,

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \quad (4)$$

a_{12} – постійна складова моменту T_{12} , згідно з [2, 5]:

$$a_{12} = T_1. \quad (5)$$

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи $T_{(12)0} = 0; \dot{T}_{(12)0} = 0$, знаходимо:

$$A_{12} = -T_1; \quad B_{12} = 0. \quad (6)$$

Підставивши (5), (6) в (2), знаходимо:

$$T_{12} = T_1 (1 - \cos \beta \cdot t). \quad (7)$$

З рівняння (7) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску) τ_1 , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові $T_{12} = T_2$:

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (8)$$

Переходимо до другого етапу пуску системи, який починається при початкових умовах ($t = 0$):

$$T_{(12)0} = T_2; \quad \dot{T}_{(12)0} = T_1 \beta \cdot \sin \beta \cdot \tau_1. \quad (9)$$

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [2, 5]:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = T - T_{12}; \quad J_2 \ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_2. \quad (10)$$

Підставивши параметри $\ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2$, знайдені із (9), в рівняння $\ddot{T}_{12} = C_{12} (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2)$, знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left(1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (11)$$

Розв'язок диференційного рівняння (10) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Для другого етапу пуску системи параметри рівняння (2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [2, 5], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \quad B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12} (J_1 + J_2)}{2 J_1 J_2}}. \quad (12)$$

Тоді, аналізуючи рівняння (2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [5], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту T_{12} буде дорівнювати:

$$T_{12 \max} = D + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \quad (13)$$

де D – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Підставивши одержані результати (12) в рівняння (13), знаходимо:

$$T_{12\max} = \sqrt{(T_2 - T_1)^2 + \left[\frac{T_1 \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \sin \left\{ \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \cdot \sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right\}}{\sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}} \right]^2} + \frac{J_2 T_1 + J_1 T_2}{J_1 + J_2}. \quad (14)$$

Після перетворень вираз (14) остаточно приймає вигляд:

$$T_{12\max} = \sqrt{(T_2 - T_1)^2 + \frac{T_1^2 J_2 \sin^2 \left[\arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right]}{J_1 + J_2}} + \frac{J_2 T_1 + J_1 T_2}{J_1 + J_2}. \quad (15)$$

Аналіз залежності (15) показує, що жорсткість пружної в'язі, в ролі якої в більшості приводів в'язальних машин та автоматів зазвичай виступає жорсткість клинових пасів клинопасової передачі, не впливає на величину максимальних динамічних навантажень, що виникають під час пуску.

Для оцінки впливу інших параметрів приводу на величину пускових динамічних був використаний персональний комп'ютер. Метою розрахунків стало одержання графіків залежностей $T_{12\max} = f(T_1)$, $T_{12\max} = f(T_2)$, $T_{12\max} = f(J_1)$, $T_{12\max} = f(J_2)$. В програмі розрахунків передбачено обчислення максимальної величини динамічного моменту $T_{12\max}$ залежно від одної змінної величини. Тобто спочатку виконувався розрахунок $T_{12\max} = f(T_1)$ при постійних (нульових) величинах параметрів T_2 , J_1 , J_2 потім $T_{12\max} = f(T_2)$ при постійних (нульових) величинах параметрів T_1 , J_1 , J_2 і так далі.

Оцінимо вплив параметрів ПЗДН на динамічні навантаження, що виникають в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 100L6У3, потужність якого 2,2 кВт та частота обертання валу 950 об/хв ($\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$).

Аналіз конструктивних особливостей приводу з ПЗДН круглов'язальної машини типу КО-2 з діаметром голкового циліндру 450 мм [7] та перспектив її удосконалення дозволяє в якості діапазонів та інтервалів варіювання досліджуваних параметрів (приведені до валу електродвигуна) прийняти: $T_1 \in [25; 50]$ Нм, $\Delta T_1 = 5$ Нм; $T_2 \in [15; 30]$ Нм; $\Delta T_2 = 2,5$ Нм; $J_1 \in [0,01; 0,1]$ кгм²; $\Delta J_1 = 0,01$ кгм²; $J_2 \in [0,03; 0,1]$ кгм²; $\Delta J_2 = 0,01$ кгм².

За нульові значення досліджуваних параметрів прийнято [7]: $T_1 = 48,6$ Нм; $T_2 = 22,1$ Нм; $J_1 = 0,023$ кгм²; $J_2 = 0,062$ кгм²; $C_{12} = 1940$ Нм/рад.

Результати розрахунків величини максимального моменту, що виникає під час пуску машини представлені на графіках (рис. 2).

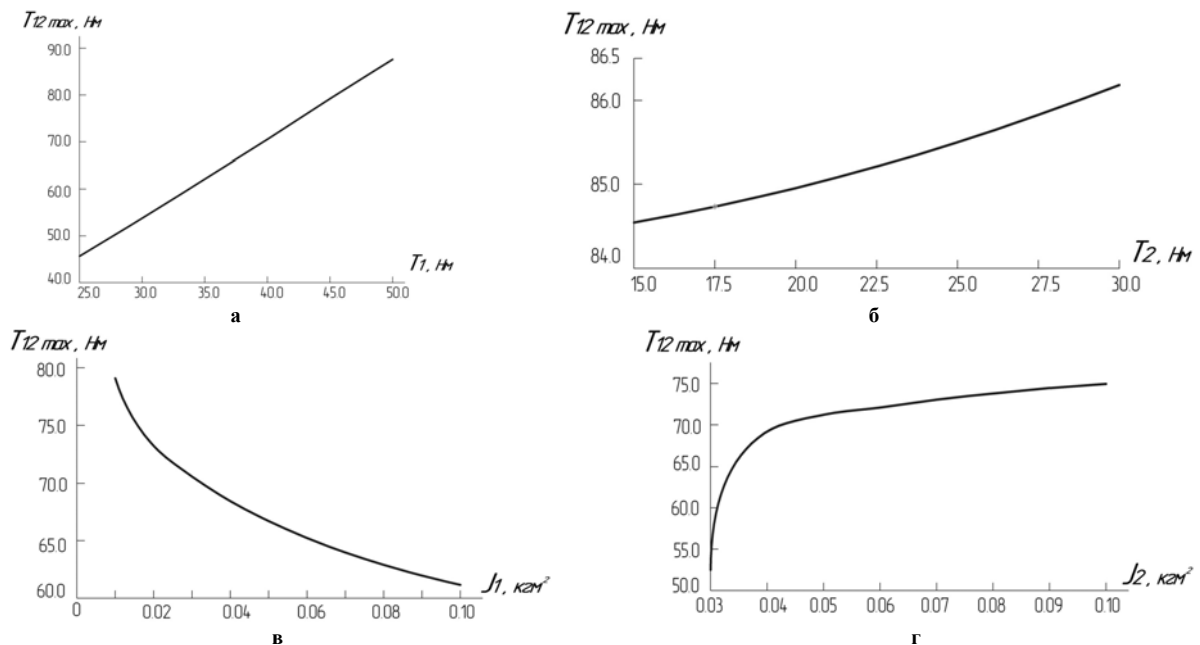


Рис. 2. Графік впливу параметрів ПЗДН при використанні його в приводі в'язальної машини КО-2 на величину пускових динамічних навантажень:
 а - $T_{12\max} = f(T_1)$; б - $T_{12\max} = f(T_2)$; в - $T_{12\max} = f(J_1)$; г - $T_{12\max} = f(J_2)$

Одержані результати показують, що на пускові динамічні навантаження круглов'язальної машини КО-2 суттєво впливають пусковий момент ПЗДН та його момент інерції. Також встановлено, що одержаний висновок справедливий при використанні ПЗДН в приводі будь-якої в'язальної машини або автомата.

Дослідження авторів [2-3] показує, що для зниження пускових динамічних навантажень в в'язальних машинах та автоматах доцільно використовувати ПЗДН, що створюють попереднє (перед пуском) навантаження пружних в'язей привода.

В цьому разі величина пускових навантажень $T'_{12\max}$ може бути одержана аналогічно виразу (13):

$$T'_{12\max} = \sqrt{A_{12}^{\prime 2} + B_{12}^{\prime 2}} + a' . \quad (16)$$

Враховуючи початкові умови пуску системи з попередньо напруженими в'язями привода $T_{(12)0} = T_2$; $\dot{T}_{(12)0} = 0$ та (12), знаходимо:

$$A'_{12} = T_2 - T'_1 = 22,1 - 26,52 = 4,42 \text{ Нм}; \quad B'_{12} = 0; \quad a' = 25,32 \text{ Нм}, \quad (17)$$

де $T'_1 = 1,2T_2 = 26,52 \text{ Нм}$ (враховано, що ПЗДН при попередньому напруженні пружних в'язей привода, що досягається вмиканням електродвигуна і, як правило, електромагнітної фрикційної муфти [1-4] та подальшому пуску машини зменшує пусковий момент електродвигуна).

Підставивши (17) в рівняння (16) знаходимо: $T'_{12\max} = 29,74 \text{ Нм}$.

При звичайному поетапному пуску круглов'язальної машини КО-2 без ПЗДН $T_{12\max} = 85,17 \text{ Нм}$.

Таким чином, наявність в приводі круглов'язальної машини КО-2 ПЗДН, що створює попереднє напруження пружних в'язей привода, зменшує пускові динамічні навантаження в 2,86 рази.

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонований метод динамічного аналізу привода в'язальної машини або автомата дозволяє оперативно вирішувати питання знаходження динамічних навантажень, що виникають в приводі під час пуску;
- найбільш ефективним засобом зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин та автоматів є використання в його складі пристрою зниження динамічних навантажень (ПЗДН);
- під час розробки конструкцій ПЗДН, в першу чергу, слід ставити до них наступні умови: можливість знижувати пускового моменту електродвигуна; можливість збільшувати момент інерції ведучої маси привода; можливість попереднього напруження пружних в'язей привода з подальшим обмеженням пускового моменту електродвигуна.

Література

1. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М. : Легпромиздат, 1990. – 208 с.
2. Пипа Б.Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Хомяк О.М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів / Хомяк О.М. – К. : КНУТД, 2008. – 250 с.
4. Чабан В.В. Динаміка основов'язальних машин / Чабан В.В., Бакан Л.А., Пипа Б.Ф. – К. : КНУТД, 2012 – 287 с.
5. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С.Н. – К. : Наукова думка, 1986. – 288 с.
6. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А.Н. – М. : Машгиз, 1959. – 306 с.
7. Машины кругловязального типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.

References

1. Khomyak O. N., Pipa B. F. The efficiency increase of knitting machines. M.: Lespromizdat, 1990. 208 p.
2. Pipa B. F., Khomyak O. M., Pavlenko G.I. Dynamics of circular knitting machines. K.: KNUVD, 2005. 294 p.
3. Khomyak O. M. Dynamics of planar knitting machines and automates. K.: KNUVD, 2008. 250 p.
4. Chaban V. V., Bakan L. A., Pipa B. F. Dynamics of frame knitting machines. K.: KNUVD, 2012. 287 p.
5. Kozhevnikov S. N. Dynamics of non-stationary processes in machines. K.: Naukova Dumka, 1986. 288 p.
6. Golubentsev A. N. The dynamics of transition processes in machines with many masses. M.: Motor Cycle", 1959. 306 p.
7. Circular knitting machines of the CO-2 type. Technical description and operating instructions. Chernivtsi, 1992. 86 p.

Рецензія/Peer review : 22.1.2015 р.

Надрукована/Printed :25.1.2015 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Місяць В.П.