

УДК 677.055

ЗДОРЕНКО В.Г., ЗАЩЕПКИНА Н.М.

Київський національний університет технологій та дизайну

ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРИВОДІ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Мета. Розробка методу знаходження динамічних навантажень, що виникають в приводі в'язальних машин в період пуску, та їх зниження.

Методика. Використані сучасні методи досліджень динаміки механічних систем з метою оцінки ефективності використання фрикційної муфти для зниження пускових динамічних навантажень в приводі в'язальних машин.

Результати. На основі аналізу особливостей роботи в'язальних машин та автоматів встановлена доцільність використання в їх приводі фрикційної муфти з регульованим крутним моментом. Запропоновано нову конструкцію привода в'язальної машини з механічною фрикційною муфтою з регульованим крутним моментом, здатну вирішити проблему ефективного зниження динамічних навантажень привода, що виникають під час пуску, незалежно від режиму роботи в'язальної машини. Виконані розрахунки, що підтверджують доцільність використання в приводі в'язальних машин та автоматів фрикційної муфти з регульованим моментом для зниження пускових динамічних навантажень.

Наукова новизна. Показано що для зниження динамічних навантажень у приводах в'язальних машин під час пуску необхідно змінювати крутний момент.

Практична значимість. Розробка нової конструкції привода в'язальних машин з фрикційною муфтою з регульованим крутним моментом.

Ключові слова: в'язальна машина, привід в'язальної машини, динамічні навантаження привода, фрикційна муфта.

Вступ. Особливістю в'язальних машин та автоматів є значні динамічні навантаження, що виникають в період несталих режимів роботи [1-3] та є однією з основних причин зниження надійності та довговічності їх роботи. Відомі пристрої зниження динамічних навантажень в приводі машин [4] не завжди можуть бути використані в в'язальних машинах при зміні режиму їх роботи. Тому проблема підвищення надійності та довговічності роботи в'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною та своєчасною. Ефективне вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкцій приводів в'язальних машин неможливе.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин, завданням досліджень є розробка методу зниження динамічних навантажень привода в'язальних машин шляхом їх удосконалення.

Результати дослідження. З метою оцінки величини динамічних навантажень, що виникають від час несталого руху (пуск, гальмування та ін.) в приводі в'язальних машин та автоматів, їх реальну конструкцію, як показують дослідження [1-3], доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю з параметрами: T_1 - пусковий момент електродвигуна; 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 - сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини; C_{12} - жорсткість пасів клинопасової передачі.

При виборі параметрів динамічної моделі в'язальної машини слід враховувати рекомендації монографії [5], присвячені дослідженням динамічних процесів в механічних системах з пружними в'язями. При цьому реальні параметри в'язальної машини або автомата

слід приводити до одного із валів привода, зазвичай вала електродвигуна.

Як відомо [1, 5] пуск двомасової механічної системи відбувається в два етапи. Перший етап пуску 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, 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:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \varphi_1 = T_1, \quad (1)$$

де φ_1 - кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (1) можемо представити у вигляді [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} , $T_{12} = C_{12} \varphi_1$; (3)

A, B - постійні диференціювання;

β - циклова частота коливань маси J_1 системи, $\beta = \sqrt{C_{12} / J_1}$; (4)

a_{12} - постійна складова моменту T_{12} , згідно з [5]: $a_{12} = T_1$. (5)

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

знаходимо: $A_{12} = -T_1$; $B_{12} = 0$. (6)

Підставивши (5), (6) в (2), маємо: $T_{12} = T_1(1 - \cos \beta \cdot t)$. (7)

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

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

Другий етап пуску 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 [5]:

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

Підставивши $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$, знайдені із (10), в рівняння $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, 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 (11) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Для другого етапу пуску машини параметри рівняння (2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [5], наступним чином:

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

Тоді, аналізуючи рівняння (2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [1], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту T_{12} буде дорівнювати:

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

де D - сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

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

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

Після перетворень вираз (14) остаточно приймає вигляд:

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

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

З метою зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску в'язальної машини автор пропонує нову конструкцію привода з фрикційною муфтою з регульованим крутним моментом.

Обладнання привода в'язальної машини фрикційною муфтою забезпечує обмеження пускового моменту електродвигуна, що передається приводу під час пуску і, таким чином, зниження його динамічних навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода в'язальної машини.

На рис. 1 представлена кінематична схема запропонованого привода круглов'язальної машини.

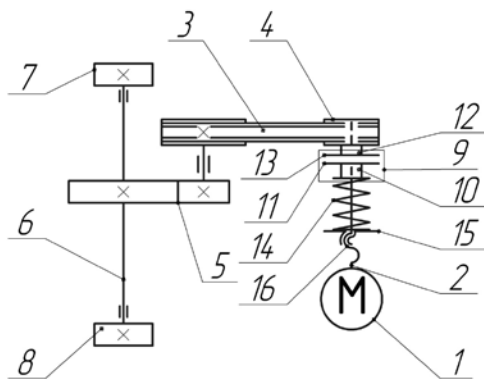


Рис. 1. Привід круглов'язальної машини з фрикційною муфтою з регульованим моментом: 1 – електродвигун; 2 – вал електродвигуна; 3 – клинопасова передача; 4 – ведучий шків; 5 – зубчаста передача; 6 – вертикальний приводний вал; 7, 8 – шестерні; 9 – фрикційна муфта; 10 – ведуча півмуфта; 11 – диски ведучої півмуфти; 12 – ведена півмуфта; 13 – диски веденої півмуфти; 14 – циліндрична пружина стиску; 15 – регулююча гайка; 16 – різьба вала

Принцип роботи привода круглов'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 його вал 2 починає обертатися. При цьому фрикційна муфта 9 також починає обертатися. Диски 11 ведучої півмуфти 10, притиснуті силою пружини стиску 14 до дисків 13 веденої півмуфти 12, за рахунок сил тертя, що виникає між дисками 11, 13, передають обертальний рух ведучому шківу 4, жорстко з'єднаному з веденою півмуфтою 12. Обертальний рух ведучого шківа 4 за рахунок пасової 3 та зубчастої 5 передач передається вертикальному приводному валу 6 з шестернями 7, 8. Шестерні 7, 8 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому (на рис. 1 не показані), що необхідно для роботи машини – в'язання трикотажного полотна. Сила

пружини стиску 14, що регулюється переміщенням гайки 15 по різьбі 16, створює необхідний момент тертя між дисками 11, 13, який обмежує пусковий момент електродвигуна 1, що передається приводу під час пуску машини і, таким чином, забезпечує зниження його динамічних навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода. Оцінимо ефективність роботи запропонованого привода в разі використання його, як приклад, в круглов'язальній машині КО-2 [6] з електродвигуном типу 100L6У3 потужність якого 2,2 кВт та частота обертання валу 950 об/хв ($\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$). В якості вихідних даних (вал приведення параметрів – вал електродвигуна) приймаємо [1]: $T_1 = 48,6 \text{ Нм}$ (без муфти); $T_1 = T_m = 26,52 \text{ Нм}$ (з муфтою; $T_1 = 1,2T_2$); $T_2 = 22,1 \text{ Нм}$; $J_1 = 0,023 \text{ кгм}^2$ (без муфти); $J'_1 = 1,1J_1 = 0,025 \text{ кгм}^2$ (з муфтою); $J_2 = 0,062 \text{ кгм}^2$. Тоді, використовуючи (15), знаходимо: $T_{12\text{max}} = 85,17 \text{ Нм}$ (при пуску машини без муфти); $T_{12\text{max}} = 48,6 \text{ Нм}$ (пуск машини з муфтою). Таким чином, використання фрикційної муфти з регульованим моментом у складі круглов'язальної машини КО-2 забезпечує зниження динамічних навантажень в 1,75 рази, що підтверджує ефективність його використання. Основні параметри фрикційної муфти запропонованого привода в'язальної машини знаходяться з урахуванням рекомендацій [7].

Висновки. Виконані дослідження показують наступне:

- встановлена доцільність використання в приводі в'язальних машин та автоматів механічної фрикційної муфти з регульованим крутним моментом;
- запропоновано привід круглов'язальної машини, здатний підвищити ефективність її роботи за рахунок суттєвого зниження динамічних навантажень;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів в'язальних машин та автоматів.

Список використаних джерел

1. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Павленко Г. І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Хомяк О. М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.
3. Чабан В. В., Бакан Л. А., Піпа Б. Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
4. Піпа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень (наукові основи і інженерні методи проектування). – К.: КНУТД, 2015. – 280 с.
5. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
6. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
7. Поляков В. С., Барабаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.

СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ ВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН

ЗДОРЕНКО В.Г., ЗАЩЕПКИНА Н.Н.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Разработка метода нахождения динамических нагрузок, возникающих в приводе вязальных машин в период пуска, и их снижение.

Методика. Используются современные методы исследований динамики механических систем с целью оценки эффективности применения фрикционной муфты для снижения пусковых динамических нагрузок в приводе вязальных машин.

Результаты. На основе анализа особенностей работы вязальных машин и автоматов установлена целесообразность использования в их приводе фрикционной муфты с регулируемым крутящим моментом. Предложена новая конструкция привода вязальной машины с механической фрикционной муфтой с регулируемым крутящим моментом, способная решить проблему эффективного снижения динамических нагрузок привода, возникающих при пуске, независимо от режима работы вязальной машины. Выполнены расчеты, подтверждающие целесообразность использования в приводе вязальных машин и автоматов фрикционной муфты с регулируемым моментом для снижения пусковых динамических нагрузок.

Научная новизна. Показано, что для уменьшения динамических нагрузок в приводах вязальных машин во время пуска необходимо изменять крутящий момент.

Практическая значимость. Разработка новой конструкции привода вязальных машин с фрикционной муфтой с регулируемым крутящим моментом.

Ключевые слова: вязальная машина, привод вязальной машины, динамические нагрузки привода, фрикционная муфта.

REDUCE DYNAMIC LOADS IN THE DRIVE KNITTING MACHINES

SDORENKO V. G., ZASCHEPKINA N.N.

Kiev National University of Technology and Design

Aim. Development of the method of finding the dynamic loads encountered in the drive knitting machines during start-up, and their decline.

Methodology. To use modern methods of investigation of the dynamics of mechanical systems to assess the effectiveness of the clutch to reduce the start-up of dynamic loads in the drive knitting machines.

Results. On the basis of analyzing the work of knitting machines and machines installed in the usefulness of the drive slip clutch with adjustable torque. A new design of the drive of the knitting machine with the mechanical slip clutch with adjustable torque that can effectively solve the problem of reducing the dynamic load drive arising during startup, regardless of mode of operation of the knitting machine. Calculations proving the feasibility of using the drive knitting machines and automatic clutch with adjustable torque to reduce the start-up of dynamic loads.

Scientific novelty. It is shown that in order to reduce the dynamic loads in drives knitting machines during start-up is necessary to change the torque moment.

Practical meaningfulness. Development of a new design of the drive knitting machines with friction clutch with adjustable torque.

Keywords: *knitting machine, knitting machine drive, dynamic load drive clutch.*