

УДК 677.055

ППА Б. Ф., ЧАБАН О. В., КОВАЛЬОВ Ю. А.
Київський національний університет технологій та дизайну

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ ФРИКЦІЙНОЇ МУФТИ В ПРИВОДІ РУКАВИЧНОГО АВТОМАТА

Мета. Оцінка ефективності впливу відцентрової фрикційної муфти на динамічні навантаження, що виникають в приводі рукавичного автомата під час пуску, та розробка нової конструкції приводу рукавичного автомата типу ПА з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту.

Методика. Використані сучасні методи досліджень динаміки механічних систем з метою оцінки впливу відцентрової фрикційної муфти з постійним моментом на зниження пускових динамічних навантажень в приводі рукавичного автомата.

Результати. На основі аналізу особливостей роботи рукавичних автоматів типу ПА встановлена доцільність використання в їх приводі відцентрової фрикційної муфти постійного моменту. Запропоновано нову конструкцію такої муфти для зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску рукавичних автоматів. На відміну від відомих відцентрових фрикційних муфт, запропонована муфта має постійний крутний момент незалежно від частоти її обертання, що дозволяє підвищити ефективність її роботи. Запропоновано нову конструкцію приводу рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту.

Наукова новизна. Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування приводів рукавичних автоматів.

Практична значимість. Розробка нової конструкції приводу рукавичного автомата з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту.

Ключові слова: рукавичний автомат, привід рукавичного автомата, динамічні навантаження привода, відцентрова фрикційна муфта постійного моменту.

Вступ. Специфікою роботи рукавичних автоматів є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску в режимі обох швидкостей роботи електродвигуна [1-3] (особливість технологічного процесу в'язання виробів). При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження привода [4], що є однією з основних причин зниження довговічності роботи привода рукавичного автомата.

Тому проблема підвищення надійності та довговічності роботи рукавичних автоматів шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні рукавичних автоматів особливу увагу слід приділяти зниженню динамічних навантажень в приводі. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкцій приводів неможливе.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи рукавичних автоматів, завданням досліджень є удосконалення їх приводу та розробка нової конструкції відцентрової фрикційної муфти, що забезпечує ефективне зниження динамічних навантажень привода незалежно від швидкісного режиму його роботи.

Результати дослідження. Аналіз сучасних конструкцій рукавичних автоматів [4, 5] показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, їх реальну конструкцію доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю з параметрами: T_1 - пусковий момент електродвигуна (тут і надалі вказані параметри приведені); 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.

Як відомо [6] пуск двомасової механічної системи відбувається в два етапи. Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи і продовжується від 0 до τ_1 , поки момент в пружній в'язі C_{12} не досягне величини T_2 . При цьому починається другий, заключний 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 має 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 [6]:

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

де T_{12} - момент пружних сил, що виникає у в'язі C_{12} , $T_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1$; (3)

A, B - постійні диференціювання;

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

$$a_{12} - \text{постійна складова моменту } T_{12} : a_{12} = T_1. \quad (5)$$

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

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

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

З рівняння (7) знаходимо тривалість часу першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску) τ_1 , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові

$$T_{12} = T_2: \quad \tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (8)$$

Другий етапу пуску починається при початкових умовах:

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

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [4, 6]:

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

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

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

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 [6], 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 [4], 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:

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

Після перетворень вираз (14) остаточно приймає вигляд:

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

Оскільки задачею досліджень є аналіз впливу пускового моменту електродвигуна на динамічні навантаження привода рукавичного автомата, підставивши його параметри ($T_2 = 2,5 \text{ Нм}$; $J_1 = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$; $J_2 = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2$ [4]) в рівняння (10), маємо:

$$T_{12max} = \sqrt{(2,5 - T_1)^2 + \frac{0,38 T_1^2 \sin^2 \left[\arccos \left(1 - \frac{2,5}{T_1} \right) \right]}{5,48}} + \frac{0,38 T_1 + 12,75}{5,48}. \quad (11)$$

Використовуючи одержану залежність (11), оцінимо вплив пускового моменту електродвигуна на величину пускових динамічних навантажень привода. Враховуючи, що для рукавичного автомата ПА-8-33 $T_1 = T_{1max} = 6,14$ Нм, та прийнявши можливе зниження пускового моменту електродвигуна до величини $T_1 = T_{1min} = 1,1 \cdot T_2 = 2,75$ Нм, з виразу (11) знаходимо: $T_{12max} = 6,62$ Нм; $T_{12min} = 3,28$ Нм.

Таким чином існує реальна можливість шляхом зниження пускового моменту електродвигуна знизити динамічні навантаження рукавичного автомата типу ПА практично в 2 рази.

Для реалізації цього висновку автори пропонують модернізувати привід рукавичного автомата шляхом оснащення його відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту, встановленою в ведучий шків пасової передачі.

Додаткове оснащення привода рукавичного автомата відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при обмеженому пусковому моменту електродвигуна при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень в приводі і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності його роботи.

Привід рукавичного автомата [7], схема якого представлена на рис. 1, містить електродвигун 1, відцентрову фрикційну муфту 2, встановлену на валу електродвигуна та вмонтовану в ведучий шків 3 клинопасової передачі 4, що кінематично з'єднує електродвигун з механізмами рукавичного автомата (на рис. 1 не показані). Відцентрова муфта (рис. 2) містить хрестовину 5, жорстко закріплену на валу електродвигуна 1, колодки 6, встановлені в хрестовині 5 з можливістю радіального переміщення, штифти 7, жорстко закріплені в кришці 8 відцентрової фрикційної муфти 2, що обмежують радіальне переміщення колодок 6. Кожна з колодок 6 має рухому накладку 9, що утворює поверхню тертя з ведучим шківом 3. Накладка 9 з'єднана з колодкою 6 рухомо за допомогою відгинів 10, розміщених в пазах 11 колодки 6. Між накладкою 9 та колодкою 6 встановлено по дві пружини стиску 12.

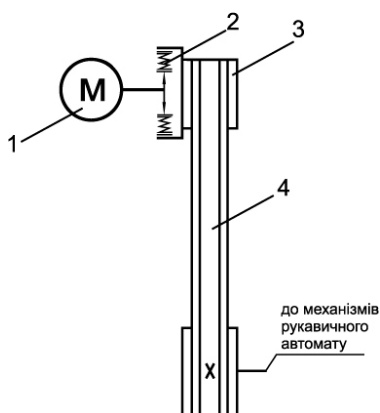


Рис. 1. Кінематична схема привода рукавичного автомата

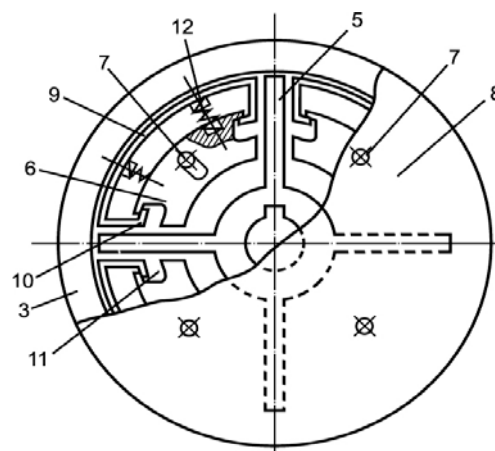


Рис. 2. Схема відцентрової фрикційної муфти постійного моменту

Принцип роботи привода полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 на малу швидкість хрестовина 5 починає обертатися. Відцентрові сили, що виникають при цьому, змушують кожну з колодок 6 переміститися в радіальному напрямі до упора її у штифт 7. Переміщення колодки 6 зумовлює стискання пружин 12. Сила пружності пружин 12, що виникає при цьому, притискує накладку 9 до ведучого шківів 3. Сила тертя, зумовлена притисканням накладок 9 до ведучого шківів 3, утворює момент тертя, необхідний для передачі обертального руху електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі 4 механізмам рукавичного автомата. При переключенні електродвигуна на більшу швидкість величина відцентрової сили кожної з колодок 6 збільшується. Однак оскільки радіальне переміщення колодок 6 обмежено штифтами 7, вони зі збільшенням швидкості електродвигуна залишаються нерухомими. Як і в режимі малої швидкості, момент сил тертя відцентрової фрикційної муфти, що утворюється силами тертя в зоні притискання накладок 9 до ведучого шківів 3, залежить лише від зусилля пружин, яке, оскільки величина їх стискання залишається постійною, залишається також постійним. Таким чином, незважаючи на зміни швидкості електродвигуна, відцентрова муфта забезпечує сталість моменту, що передається, незалежно від зміни швидкості електродвигуна. Таким чином пуск рукавичного автомата відбувається при обмеженому пусковому моменту електродвигуна (моменту відцентрової фрикційної муфти) при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень в приводі рукавичного автомата.

Висновки.

Аналіз впливу пускового моменту електродвигуна на динамічні навантаження привода рукавичного автомата показує, що пусковий момент суттєво впливає на величину динамічних навантажень.

Зниження пускового моменту електродвигуна привода в допустимих межах дозволяє знизити динамічні навантаження рукавичного автомата ПА-8-33 в 2 рази.

Запропонований метод динамічного аналізу привода рукавичного автомата дозволяє оцінити ефективність зниження пускового моменту електродвигуна та визначити раціональні його межі.

Застосування запропонованого привода рукавичного автомата типу ПА з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту дозволяє розширити технологічні можливості привода та підвищити ефективність його роботи.

Результати досліджень можуть бути використані при розробці нових моделей рукавичних автоматів та інших типів в'язальних машин.

Список використаних джерел

1. Хомяк О. Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Пипа. – М. : Легпромиздат. – 1990. – 208 с.
2. Присяжнюк П. А. Настройка и эксплуатация плосковязальных трикотажных машин / П. А. Присяжнюк. – К. : Техніка, 1983. – 136 с.
3. Шляхова Э. Н. Новое оборудование перчаточного производства / Э. Н. Шляхова, Н. А. Иванов, Р. Н. Исопенко. – Л. : Легкая индустрия, 1978. – 96 с.
4. Хомяк О. М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів / О. М. Хомяк. – К. : КНУТД, 2008. – 250 с.
5. Автомат перчаточный марки ПА–8–33. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1987. – 89 с.
6. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К. : Наукова думка, 1986. – 288 с.
7. Пат. на корисну модель № 92621 Україна, МПК D04 B 15/16, D04 B 15/96. Привід рукавичного автомата / Б. Ф. Пипа, О. В. Чабан ; опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16, 3 с.

References

1. Khomyak O. N. (1990) *Povyshenie effektivnosti raboty vyazal'nykh mashin [Improving of the efficiency of the knitting machines]* / O. N. Khomyak, B. F. Pipa. – M. : Legpromizdat. – 208 p. [in Russian].
2. Prisyazhnyuk P. A. (1983) *Naladka i ekspluatatsiya ploskovyazal'nykh trikotazhnykh mashin [Commissioning and operation of flat knitting machines]* / P. A. Prisyazhnyuk. – K. : Tekhnika, – 136 p. [in Russian].
3. Shlyakhova E. N. (1978) *Novoe oborudovanie perchatochnogo proizvodstva [New equipment of glove Manufacturing]* / E. N. Shlyakhova, N. A. Ivanov, R. N. Isopenko. – L. : Legkaya industriya, – 96 s. [in Russian].
4. Khomyak O. M. (2008) *Dynamika ploskov'yazal'nykh mashyn ta avtomativ [Dynamics of flat knitting machines]* / O. M. Khomyak. – K. : KNUVD, – 250 p. [in Ukrainian].
5. Avtomat perchatochnyy marki PA–8–33. *Tekhnicheskoe opisanie i instruktsiya po ekspluatatsii. [Automatic glove brand-PA 8-33. Technical description and user manual]* – Chernovtsy, 1987. – 89 p. [in Russian].
6. Kozhevnikov S. N. (1986) *Dinamika nestatsionarnykh protsessov v mashinakh [The dynamics of time-dependent processes in machines]*. – K. : Naukova dumka, – 288 p. [in Russian].
7. Pat. na korysnu model' # 92621 Ukrayina, MPK D04 B 15/16, D04 B 15/96. *Pryvid rukavychnoho avtomata [Gloves and mittens drive machine]* / B. F. Pipa, O. V. Chaban ; opubl. 26.08.2014, Byul. # 16, 3 p. [in Ukrainian].

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ В ПРИВОДЕ ПЕРЧАТОЧНОГО АВТОМАТА

ПИПА Б. Ф., ЧАБАН А. В., КОВАЛЬОВ Ю. А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Оценка эффективности влияния центробежной фрикционной муфты на динамические нагрузки, возникающие в приводе перчаточного автомата при пуске, и разработка новой конструкции привода перчаточного автомата типа ПА с центробежной фрикционной муфтой постоянного момента.

Методика. Используются современные методы исследований динамики механических систем с целью оценки влияния центробежной фрикционной муфты с постоянным моментом на снижение пусковых динамических нагрузок в приводе перчаточного автомата.

Результаты. На основе анализа особенностей работы перчаточных автоматов типа ПА установлена целесообразность использования в их приводе центробежной фрикционной муфты постоянного момента. Предложена новая конструкция такой муфты для снижения динамических нагрузок, возникающих при пуске перчаточных автоматов. В отличие от известных центробежных фрикционных муфт, предложенная муфта имеет постоянный крутящий момент независимо от частоты ее вращения, что позволяет повысить эффективность ее работы. Предложена новая конструкция привода перчаточного автомата с центробежной фрикционной муфтой постоянного момента.

Научная новизна. Развитие научных основ и инженерных методов проектирования приводов перчаточных автоматов.

Практическая значимость. Разработка новой конструкции привода перчаточного автомата с центробежной фрикционной муфтой постоянного момента.

Ключевые слова: перчаточный автомат, привод перчаточного автомата, динамические нагрузки привода, центробежная фрикционная муфта постоянного момента.

EFFICIENCY OF USING A CENTRIFUGAL FRICTION CLUTCH IN THE DRIVE GLOVE MACHINE

PIPA B.F., CHABAN A.V., KOVALEV Y.A.

Kiev National University of Technology and Design

Purpose. Evaluating the effectiveness of the influence of the centrifugal clutch on the dynamic stresses resulting from the drive glove machine at start-up and development of a new drive design glove machine type PA with centrifugal friction coupling constant torque.

Methodology. Modern methods of research of mechanical systems in order to assess the effect of the centrifugal clutch with a constant torque to reduce the start-up of dynamic loads in the drive glove machine.

Findings. Based on the analysis of the features work glove machines type PA established the feasibility of using in their drive centrifugal clutch constant torque. A new design of such couplings to reduce the dynamic loads that occur during start-up glove machines. In contrast to the known centrifugal clutches, the proposed structure has a constant torque regardless of the frequency of rotation, thus enhancing the efficiency of its operation. A new design of the drive glove machine with centrifugal friction coupling constant torque.

Originality. Development of scientific principles and methods of engineering design drives glove machines.

Practical value. Development of a new design glove machine drive with centrifugal friction coupling constant torque.

Keywords: glove machine, glove machine drive, dynamic drive load, the centrifugal friction coupling constant torque.