

УДК 677.055

МУЗИЧИШИН С.В., ЗРЕЗАРЦЕВ В.М., ПІПА Б.Ф.

Київський національний університет технологій та дизайну

## ПРИСТРІЙ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРИВОДІ МАШИН З ПРУЖИНАМИ КРУЧЕННЯ ТА ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

**Мета.** Розробка пристрою зниження динамічних навантажень в приводі машин з циліндричними пружинами кручення, аналіз доцільності його використання, перевірка працездатності та розробка інженерного методу вибору раціональних параметрів пристрою.

**Методика.** Використані сучасні методи досліджень механічних систем з метою оцінки доцільності використання пристрою з пружинами кручення для зниження пускових динамічних навантажень в приводі машин.

**Результати.** На основі аналізу особливостей роботи технологічного обладнання легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі машин пристрою з циліндричними пружинами кручення. Запропоновано нову конструкцію пристрою для зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску машин. На відміну від відомих пристроїв, запропонований пристрій виконаний у вигляді пружної муфти з пружинами кручення, що дозволяє спростити його конструкцію та підвищити ефективність роботи. Використання в якості пружних елементів циліндричних пружин кручення, що з'єднує півмуфти, дозволяє здійснювати вибір раціональної жорсткості пристрою в залежності від зміни режиму роботи, що підвищує довговічність його роботи та розширює експлуатаційні можливості. Представлено метод перевірки працездатності пристрою зниження динамічних навантажень та вибору його раціональних параметрів.

**Наукова новизна.** Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі машин.

**Практична значимість.** Розробка нової конструкції пристрою зниження динамічних навантажень в приводі машин та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

**Ключові слова:** пристрій зниження динамічних навантажень, привід машини, динамічні навантаження приводу, пружна муфта, пружина кручення, параметри пружини кручення.

**Вступ.** Особливістю машин в тому числі і технологічного обладнання легкої промисловості є значні динамічні навантаження, що виникають в період несталих режимів роботи [1-4] і є однією з основних причин зниження надійності та довговічності його роботи. Відомі пристрої зниження динамічних навантажень (ПЗДН) в приводі машин [5] не завжди можуть бути використані в машинах легкої промисловості. Тому проблема підвищення надійності та довговічності їх роботи шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні обладнання легкої промисловості в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі та запобіганню

аварійних ситуацій. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень неможливе.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи машин, завданням досліджень є удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень їх приводу, а також розробка нової конструкції ПЗДН та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

**Результати дослідження.** Аналіз існуючих конструкцій ПЗДН [2-5] показує, що в якості такого пристрою доцільно використовувати пружну муфту.

Автори пропонують нову конструкцію пружної муфти (рис. 1), яка здатна вирішити проблему ефективного зниження пускових динамічних навантажень в приводі машин, зокрема і машин легкої промисловості. Поставлена задача вирішена тим, що в пружній муфті, що містить ведучу півмуфту з рівномірно закріпленими по колу пружними елементами та ведену півмуфту з рівномірно закріпленими в отворах пальцями для взаємодії їх з пружними елементами, пружні елементи виконані у вигляді циліндричних пружин кручення, осі яких розташовані паралельно осі ведучої півмуфти, а отвори виконані у вигляді пазів та розташовані радіально.

Виконання пружних елементів муфти у вигляді циліндричних пружин кручення а отворів у вигляді пазів, розташованих радіально, дозволяє, за рахунок підвищення пружності пружних елементів та можливості вибору раціональної величини жорсткості муфти, підвищити надійність та довговічність її роботи.

Муфта містить ведучу півмуфту 1 з рівномірно закріпленими по колу пружними елементами 2 та ведену півмуфту 3 з рівномірно закріпленими в отворах 4 по колу пальцями 5 для взаємодії їх з пружними елементами 2. Пружні елементи 2 виконані у вигляді циліндричних пружин кручення, осі яких розташовані паралельно осі ведучої півмуфти 1, а отвори 4 виконані у вигляді пазів та розташовані радіально. Кріплення пальців 5 в отворах 4 веденої півмуфти 3 здійснюється за допомогою шайб 6 та гайок 7. Ведуча 1 та ведена 3 півмуфти жорстко встановлюються на ведучому 8 та веденому 9 валах привода відповідно. Для можливості взаємодії пружних елементів 2 з пальцями 5 та з'єднання їх з ведучою півмуфтою 1 кінці 10, 11 циліндричних пружин кручення виконані прямими. При цьому кінець 10 розташований в пазу 12 ведучої півмуфти 1, а кінець 11 вільно виступає за її межі та має можливість взаємодії з пальцями 5. Самі циліндричні пружини кручення 2 розташовані в отворах 13 ведучої півмуфти 1. Для надійної орієнтації кінців 11 відносно ведучої півмуфти 1 передбачена шайба 14, жорстко прикріплена до ведучого вала 8 гвинтом 15 (рис. 1).

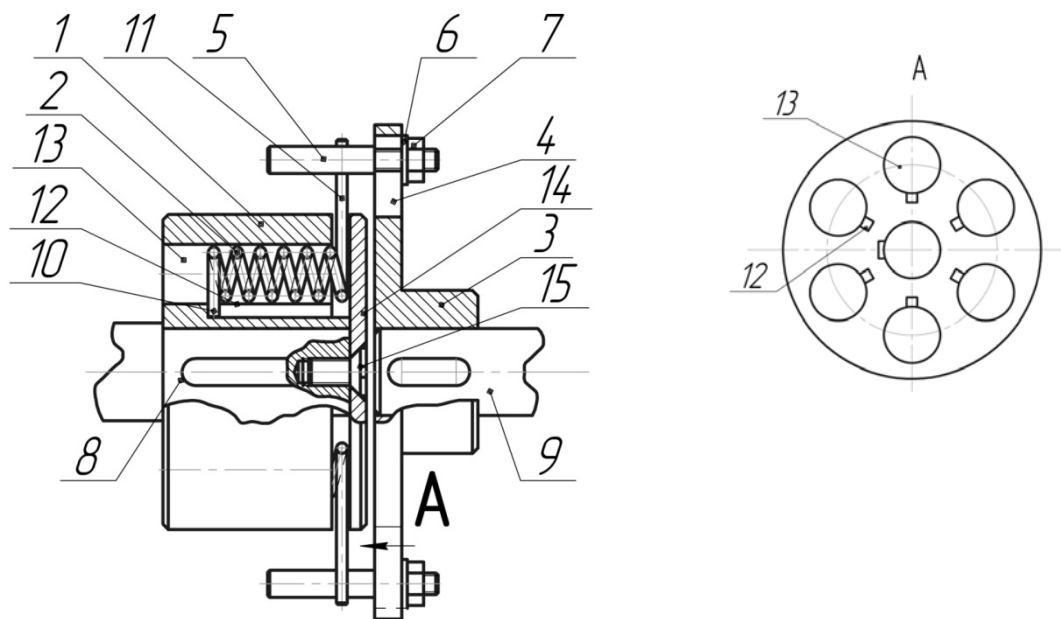


Рис. 1. Пристрій зниження динамічних навантажень з пружинами кручення

Пружна муфта працює таким чином. При вмиканні привода, де використовується пружна муфта, обертання ведучого вала 8 передається ведучій півмуфті 1. При обертанні ведучої півмуфти 1 закріплені в ній пружні елементи 2 взаємодіють з пальцями 5 веденої півмуфти 3, що визиває її обертання. При передачі крутного моменту від ведучої півмуфти 1 до веденої півмуфти 3 відбувається деформація пружних елементів 2, чим забезпечується плавність передачі навантаження та компенсація можливих зміщень валів 8, 9 привода.

При перевантаженні пружної муфти, зумовленого тими чи іншими обставинами, пружні елементи 2, деформуючись, дають можливість кінцям 11 проскакувати під пальцями 5, внаслідок чого відбувається захист привода від перевантаження. Пройшовши пальці 5 кінці 11 займають початкове положення і, при усуненні перевантаження, входять у зачеплення з пальцями. Якщо перевантаження не усунулось, відбувається багатоциклове спрацювання муфти як запобіжної.

При зміні режиму навантаження пружної муфти необхідна зміна її жорсткості здійснюється переміщенням пальців 5 в пазах 4 веденої півмуфти 3. При цьому зміна плеча сили взаємодії кожного пальця з кінцем 11 пружного елемента призводить до зміни жорсткості останнього, що призводить до необхідної зміни жорсткості пружної муфти в цілому.

При наявності в приводі машини пасової передачі, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, запропоновану муфту доцільно розмістити в шківу.

Визначимо основні параметри муфти, що виконує роль ПЗДН, в разі використання її в приводі машин. При цьому приймаємо наступні припущення: робоча довжина кінця пружини в процесі роботи муфти залишається сталою; навантаження муфти розподіляється між пружинами рівномірно.

Як відомо, пружина кручення працює на згин витків. При цьому умова працездатності пружини [6]:

$$\sigma = \frac{T_{np}k}{W} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де  $\sigma$  - робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$  - допустиме напруження згину витків пружини,  $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$ ;

$[\tau]$  - допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

$T_{np}$  - максимальний крутний момент пружини;

$k$  - коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}; \quad (2)$$

$$c - \text{індекс пружини, } c = \frac{D}{d}; \quad c = 4 \dots 12; \quad (3)$$

$D, d$  - середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

$$W - \text{момент опору згину, } W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (4)$$

Враховуючи (4) із умови (1) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{T_{np}k}{[\sigma]}}. \quad (5)$$

Кут повороту  $\varphi$  робочого кінця 11 пружини (рис. 1) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови [4]:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (6)$$

$$\text{де } \varphi_1 - \text{кут згину кінця пружини, } \varphi_1 = \frac{Fl^2}{2EJ}; \quad (7)$$

$$F - \text{навантаження кінця пружини в період пуску, } F = \frac{2T}{z(D_p + 2l)}; \quad (8)$$

$T$  - пусковий момент електродвигуна привода;

$z$  - кількість пружин;

$D_p$  - діаметр розташування пружин;

$l$  - робоча довжина кінця пружини;

$E$  - модуль пружності дроту пружини (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$$J - \text{момент інерції перерізу дроту, з якого виготовлена пружина } J = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (9)$$

$$\varphi_2 - \text{кут закручування пружини, } \varphi_2 = \frac{T_{np}L}{EJ}; \quad (10)$$

$$T_{np} - \text{крутний момент пружини, } T_{np} = Fl; \quad (11)$$

$$L - \text{довжина дроту пружини (кутом підйому витків нехтуємо), } L = \pi D i; \quad (12)$$

$D$  - зовнішній діаметр пружини;

$i$  - кількість витків пружини.

При сталому русі машини кут повороту  $\varphi_c$  робочого кінця 11 пружини (рис. 1) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови:

$$\varphi_c = \varphi_{1c} + \varphi_{2c}, \quad (13)$$

де  $\varphi_{1c}, \varphi_{2c}$  - кут згину кінця пружини та кут закручування її при сталому режимі роботи машини,  $\varphi_{1c} = \frac{F_c l^2}{2EJ}$ ;  $\varphi_{2c} = \frac{T_c L}{EJ}$ ;  $F_c = \frac{2T_c}{z(D_p + 2l)}$ ; (14)

$F_c, T_c$  - навантаження кінця пружини та її крутний момент в період сталого руху машини відповідно.

Визначимо раціональні параметри пружини ПЗДН при використанні його в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. [7]. При цьому, враховуючи конструктивні особливості привода ПЗДН доцільно розташувати в ведучому шківу клинопасової передачі.

В якості вихідних даних приймаємо [2,7,8]:  $T = 48,6$  Нм;  $T_c = 22,1$  Нм;  $D_p = 60$  мм;  $l = 40$  мм;  $z = 6$ ;  $i = 3$ ; матеріал пружини Сталь 65, для якої  $[\sigma] = 1200$  МПа [4]; індекс пружини  $c = 10$  ( $k = 1,08$ ).

Використовуючи умову (5), знаходимо  $d = 3,49$  мм.

Згідно з ГОСТ 13766-68 вибираємо наступні параметри циліндричної пружини кручення:  $d = 4$  мм;  $D = 22$  мм.

Необхідна довжина дроту, з якого виготовлена робоча частина пружини, згідно з (12):  $L = 207,3$  мм.

Враховуючи (8), (9), (11) та вихідні дані, знаходимо:  $F = 115,7$  Н;  $J = 12,57$  мм<sup>4</sup>;  $T_{np} = 4,63$  Нм.

Підставивши отримані результати та вихідні дані в вирази (6), (7), (10), знаходимо:  $\varphi_1 = 0,0342$  рад =  $1,96^0$ ;  $\varphi_2 = 0,355$  рад =  $20,35^0$ ;  $\varphi = 22,31^0$ .

Враховуючи, що  $T_c = 22,1$  Нм, згідно з (13), (14) маємо:  $F_c = 52,6$  Н;  $\varphi_{1c} = 0,0155$  рад =  $0,89^0$ ;  $\varphi_{2c} = 0,161$  рад =  $9,24^0$ ;  $\varphi_c = 10,13^0$ .

Використовуючи (1), (4), одержуємо:  $W = 6,28$  мм<sup>3</sup>;  $\sigma = 796,2$  МПа.

Оскільки  $[\sigma] = 1200$  МПа умова працездатності ПЗДН виконується.

Отримані результати свідчать про можливість та ефективність використання запропонованої пружної муфти в якості пристрою зниження динамічних навантажень в приводі машин.

**Висновки.** Виконані дослідження показують наступне:

- на основі аналізу особливостей роботи технологічного обладнання легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі машин пристрою зниження динамічних навантажень (ПЗДН), виконаного у вигляді пружної муфти з циліндричними пружинами кручення;

- запропонована конструкція пружної муфти з пружинами кручення здатна підвищити ефективність роботи машин за рахунок зниження динамічних навантажень;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі машин запропонованої муфти;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів ПЗДН в приводі машин.

#### Список використаної літератури

1. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
2. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Хомяк О.М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.
4. Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
5. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
6. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.
7. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
8. Піпа Б.Ф., Ковальов Ю.А., Кущинский О.А. Динамічні навантаження круглов'язальних машин типу КО та їх зниження //Вісник КНУТД. -2014. - № 3. – С. 198-202.

## УСТРОЙСТВО СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ МАШИН С ПРУЖИНАМИ КРУЧЕНИЯ И ВЫБОР ЕГО ПАРАМЕТРОВ

МУЗЫЧИШИН С.В., ЗРЕЗАРЦЕВ В.Н, ПИПА Б.Ф.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Разработка устройства снижения динамических нагрузок в приводе машин с цилиндрическими пружинами кручения, анализ целесообразности его использования, проверка работоспособности и разработка инженерного метода выбора рациональных параметров устройства.

**Методика.** Используются современные методы исследований механических систем с целью оценки целесообразности использования устройства с пружинами кручения для снижения пусковых динамических нагрузок в приводе машин.

**Результаты.** На основе анализа особенностей работы технологического оборудования легкой промышленности установлена целесообразность использования в приводе машин устройства с цилиндрическими пружинами кручения. Предложена новая конструкция устройства для снижения динамических нагрузок, возникающих при пуске машин. В отличие от известных устройств, предложенное устройство выполнено в виде упругой муфты с пружинами кручения, что позволяет упростить его

конструкцию и повысить эффективность работы. Использование в качестве упругих элементов цилиндрических пружин кручения, соединяющих полумуфты, позволяет осуществлять выбор рациональной жесткости устройства в зависимости от изменения режима работы, что повышает долговечность его работы и расширяет эксплуатационные возможности. Представлен метод проверки работоспособности устройства снижения динамических нагрузок и выбора его рациональных параметров.

**Научная новизна.** Развитие научных основ и инженерных методов проектирования устройств снижения динамических нагрузок в приводе машин.

**Практическая значимость.** Разработка новой конструкции устройства снижения динамических нагрузок в приводе машин и инженерного метода выбора его рациональных параметров.

**Ключевые слова:** устройство снижения динамических нагрузок, привод машины, динамические нагрузки привода, упругая муфта, пружина кручения, параметры пружины кручения.

## DEVICE OF DECLINE OF RUN-TIME LOADING IN DRIVE OF MACHINES WITH SPRINGS OF TWISTING AND CHOICE OF ITS PARAMETERS

MUSITHISEN S., ZREZARCZE V., PIPA B.

*Kyiv National University of Technologies and Design*

**Purpose.** Development of device of decline of the run-time loading in the drive of machines with the cylindrical springs of twisting, analysis of expediency of its use, verification of capacity and development of engineering method of choice of rational parameters of device.

**Methodology.** The modern methods of researches of the mechanical systems are used with the purpose of estimation of expediency of the use of device with the springs of twisting for the decline of the starting run-time loading in the drive of machines.

**Findings.** On the basis of analysis of features of work of technological equipment of light industry expediency of the use in the drive of machines of device is set with the cylindrical springs of twisting. The new construction of device is offered for the decline of the run-time loading, arising up at starting of machines. Unlike the known devices, the offered device is executed as a resilient muff with the springs of twisting, that allows to simplify its construction and promote efficiency of work. Use as resilient elements of cylindrical springs of twisting, connecting semimuffs, the choice of rational inflexibility of device depending on the change of the mode of work allows to carry out, that promotes longevity of its work and extends operating possibilities. The method of verification of capacity of device of decline of the run-time loading and choice of its rational parameters is presented.

**Originality.** Development of scientific bases and engineering methods of planning of devices of decline of the run-time loading is in the drive of machines.

**Practical value.** Development of new construction of device of decline of the run-time loading is in the drive of machines and engineering method of choice of its rational parameters.

**Keywords:** *device of decline of the run-time loading, drive of machine, run-time loading of drive, resilient muff, twisting spring, parameters of twisting spring.*