

партії деталей. У другому ряду зношування притирів не змінилось та становить 3,8 мкм за 25 хвилин. Насамперед незначно погіршилась ситуація у третьому ряду – зношування притирів становить 1,7 мкм за 25 хвилин, що у 1,5 раза менше, ніж у першій партії. Площинність притирів погіршилась та становить ± 8 мкм.

Висновки. В результаті досліджень можна зробити такі висновки:

1. Вихідна площинність робочої поверхні притирів у процесі доводки збережеться, якщо розміщувати деталі, які обробляються, згідно зі способом, описаним у [1].

2. Для забезпечення рівномірного зношування притирів необхідно, щоб коефіцієнт розміщення C_j для всіх рядів був постійним.

3. Для оптимізації технологічного процесу доводки використовувати цілу кількість деталей у рядах, вибираючи площу кільцевого сектора, залежно від геометричних розмірів деталей.

1. А.с. № 1759609 ССРСР. Способ доводки деталей. В.А. Повидайло, В.Н. Захаров, В.Ф. Завадская. – И. – № 33, – 1992. 2. Повидайло В.А., Третько В.В. Формообразование и знос при вибрационной плоскопараллельной доводке // В кн.: Алмазная и абразивная обработка деталей машин и инструмента. Межвуз. сб. науч. тр. – Вып.17. – Пенза: Пенз. политехн. ин-т, 1989. – С.52–56. 3. Технологическое обеспечение качества деталей методом доводки / П.Н. Орлов, А.А. Савелова, В.А. Полухин, Ю.И. Нестеров; Под. ред. Г.М. Инполитова. – М.: Машиностроение, 1978. – С.131–134. 4. Оптимізація розміщення деталей різної форми, що обробляються на вібровикінчувальних верстатах / О.В. Гаврильченко, В.О. Повидайло, В.М. Захаров // Вібрації в техніці та технологіях. Вінниця, 2010. – № 1 (57). – С. 85–90.

УДК 621.87

Б.М. ГЕВКО, Р.В. КОМАР, Р.О. ЛЮБАЧІВСЬКИЙ

Тернопільський національний технічний університет ім. Ів. Пулюя

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗАПОБІЖНОЇ ЛАНКИ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ МАШИН

© Гевко Б.М., Комар Р.В., Любачівський Р.О., 2011

Наведено методику розрахунку динаміки спрацювання запобіжного пристрою транспортно-технологічних систем, які функціонують у негоризонтальному положенні. Графоаналітичним методом досліджено вплив конструктивно-силових параметрів елементів пристрою на характер і час його спрацювання у запобіжному режимі.

The technique of calculating the dynamics of the automatic safety device of transportation and technological system, that function in not horizontal position, is proposed. The influence of the graph by structural and strength parameters of elements of the device on the nature and time of its operation in pre-mode is investigated.

Постановка проблеми. Гвинтові транспортно-технологічні механізми – це складова частина комплексної механізації й автоматизації виробництва. Від правильного вибору раціональних типів машин залежить їх високопродуктивна робота, а також дільниць, цехів і підприємств загалом. У сучасних умовах потокового автоматизованого виробництва значення гвинтових транспортно-

технологічних механізмів підвищилось. Вони вийшли за межі основного призначення – допоміжного обладнання для механізації трудомістких процесів виробництва, і стали з'єднувальною ланкою у технологічному ланцюзі, забезпечуючи безперервність виробництва, його органічною частиною, яка визначає ритм і продуктивність виробництва і якість транспортування матеріалів без утворення мертвих зон за рахунок вібраційних навантажень на робочий орган, які закладено у запобіжні муфти.

Запобіжні пристрої слугують для захисту елементів цих машин від дії перевантажень. В небезпечний момент, коли величина обертового моменту вища від допустимого значення, вони роз'єднують кінематичний ланцюг привода машини. Отже, використання запобіжних пристроїв має важливе значення для сучасних транспортних пристроїв у плані захисту від перенавантаження і створення вібрацій в заданому об'ємі з метою підвищення якості транспортування сипких матеріалів без утворення мертвих зон.

Аналіз основних досліджень. Питання розрахунків динаміки і міцності різних конструкцій таких пристроїв висвітлено у працях О.А. Ряховського, В.Т. Павлище, В.О. Малащенко [1–3]. Проте розрахунок кожного пристрою має певну специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на динаміку їх спрацювання.

Формулювання мети доповіді. Метою досліджень у статті є встановлення впливу конструктивно-силових параметрів привода транспортно-технологічних систем, які виконують технологічний процес транспортування під певним кутом до горизонту, на характер спрацювання запобіжного пристрою і створення вібраційних навантажень для покращення виконання технологічного процесу.

Для покращення виконання технологічного процесу в приводі конвеєра використовують періодичні вібраційні навантаження, які закладають у конструкцію запобіжної муфти. Остання виконана у вигляді з'єднувальної ведучої і веденої півмуфти з круглими кулачками, які взаємодіють і розміщені рівномірно по колу. При цьому ведуча півмуфта жорстко закріплена до привідного вала електродвигуна, а ведена півмуфта жорстко встановлена на валу гвинтового робочого органа з можливістю кругового і осьового переміщення на шліцьовому з'єднанні (на кресленні не показано).

Робота виконується згідно з Постановою Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільсько-господарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою” на 2010...2015 роки.

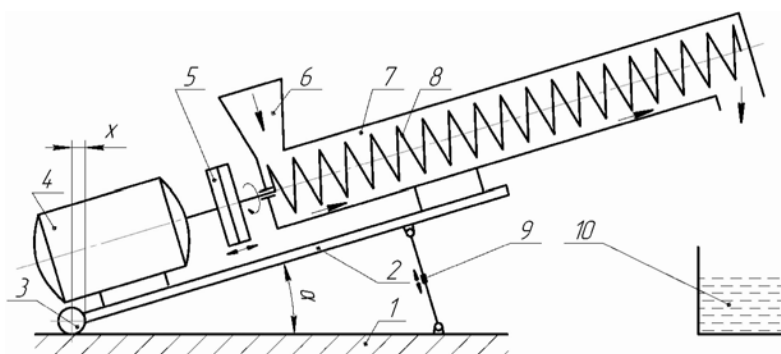


Рис. 1. Принципова схема компонування привода негоризонтальних транспортно-технологічних систем: 1 – рама; 2 – плита; 3 – поворотний шарнір; 4 – електродвигун; 5 – запобіжна муфта; 6 – бункер; 7 – кожух; 8 – гвинтовий робочий орган; 9 – гвинтова регулювальна пара; 10 – ємкість

Виклад основного матеріалу. Розглянемо процес функціонування привода, коли він сприймає навантаження у вигляді обертового моменту. Основними елементами, що визначають функціональну здатність запобіжного пристрою транспортно-технологічних систем у заданому режимі, є пара контакту, до якої входять тіла кочення (кульки), які взаємодіють із лунками та підтиснуті пружинами. Відповідно під час роботи системи, за змінного навантаження, яке властиве транспортувальним механізмам, кут α нахилу привода може бути змінним, як і величина x , що характеризує зміщення осі привода від початкового положення.

Умова рівноваги для пар контакту

$$(m_k + m_n)\ddot{x} + c(x + x_0) = F - F_g - kx, \quad (1)$$

де m_k – маса кульки; m_n – маса пружини; c – жорсткість пружини; x_0 – попередня деформація пружини; F – сила, що зумовлює порушення умови рівноваги; F_g – відцентрова сила, що діє на кульку; k – коефіцієнт тертя в парі контакту.

З урахуванням того, що сила, яка зумовлює порушення умови рівноваги, виникає від обертового моменту, згідно з [1] значення її дорівнюватиме

$$F = T_{об} / R, \quad (2)$$

де $T_{об}$ – значення обертового моменту; R – радіус розміщення пар контакту.

Відцентрова сила, яка діє на кульку і зумовлює збереження положення рівноваги коливного диска

$$F_g = m_k \omega^2 R, \quad (3)$$

де ω – кутова швидкість обертання пристрою.

З урахуванням залежностей (2), (3) умову рівноваги можна записати у вигляді

$$(m_k + m_n)\ddot{x} + kx + cx = T_{об} / R - m_k \omega^2 R - cx_0. \quad (4)$$

Для розв'язання цього диференціального рівняння необхідно знайти корені відповідного йому характеристичного рівняння

$$mp^2 + kp + c = 0. \quad (5)$$

Як правило, якщо значення коефіцієнта тертя k невеликі, дискримінант $D = k^2 - 4c \cdot (m_k + m_n)$ значно менший від нуля і розв'язок квадратного рівняння має комплексні корені

$$p_{1/2} = -\frac{k}{2(m_k + m_n)} \pm i \frac{\sqrt{4c \cdot (m_k + m_n) - k^2}}{2(m_k + m_n)}, \quad (6)$$

що вказує на коливальний характер руху.

Загальний розв'язок рівняння (4) з урахуванням часткового розв'язку, який залежить від правої частини, має вигляд:

$$x = (A \sin \gamma t + B \cos \gamma t) e^{-\frac{kt}{2(m_k + m_n)}} - T_{об} / R - m_k \omega^2 R - cx_0, \quad (7)$$

де A, B – сталі інтегрування.

Частота власних коливань усієї системи

$$\gamma = \frac{\sqrt{4c \cdot (m_k + m_n) - k^2}}{2(m_k + m_n)}. \quad (8)$$

Швидкість зміни положення привода транспортно-технологічної системи внаслідок вібрацій

$$\dot{x} = \left[\gamma (A \cos \gamma t - B \sin \gamma t) - \frac{k}{2(m_k + m_n)} \cdot (A \sin \gamma t + B \cos \gamma t) \right] e^{-\frac{kt}{2(m_k + m_n)}}. \quad (9)$$

Величина зміщення привода транспортно-технологічної системи

$$x = (A \sin \gamma t + B \cos \gamma t) e^{-\frac{kt}{2(m_k + m_n)}} - T_{00} / R - m_k \omega^2 R - cx_0. \quad (10)$$

Час зміщення привода транспортно-технологічної системи від положення рівноваги, при $x = \max$ (час спрацювання пристрою у запобіжному режимі) і за умови $\dot{x} = 0$, дорівнюватиме

$$t = \frac{\arctan \left(\frac{A\gamma - \frac{k}{2(m_k + m_n)} B}{\frac{k}{2(m_k + m_n)} A + B\gamma} \right)}{\gamma}. \quad (11)$$

Сумарне (максимальне) зміщення привода транспортно-технологічної системи можна виразити як

$$x_{\max} = R \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (12)$$

де α – кут нахилу привода транспортно-технологічної системи.

Графічні залежності зміни величини зміщення від параметрів запобіжного пристрою наведено на рис. 2.

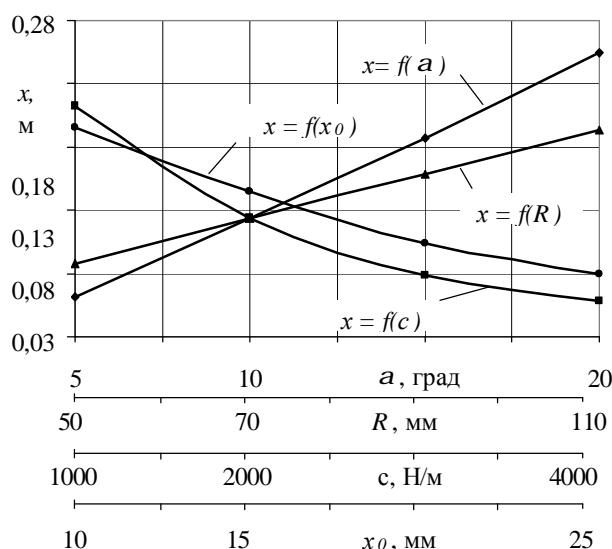


Рис. 2. Графічні залежності зміни величини зміщення від кута нахилу привода, жорсткості пружин, радіуса розміщення пар контакту, попереднього підтиску пружин

Крім цього, створення вібрацій у приводі гвинтового робочого органа забезпечує якість транспортування і роботу транспортної системи без утворення мертвих зон.

Висновки. Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що такі параметри, як жорсткість пружин і величина їх попереднього підтиску, обмежують переміщення транспортно-технологічної системи внаслідок вібрацій. Використання вібраційного пристрою у конструкції запобіжної муфти покращує виконання технологічного процесу транспортування без утворення мертвих зон. Вплив кута нахилу привода системи і радіуса розміщення пар контакту на значення x виражений лінійною залежністю, яка характеризує взаємопов'язане пропорційне збільшення цих параметрів. Отримані залежності можуть використовуватись під час проектних розрахунків аналогічних приводів із різними запобіжними пристроями.

1. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Ряховский О.А., Иванов С.С. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с. 2. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин / Павлице В.Т. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с. 3. Малащенко В. Навантаження півмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьовою силою / Малащенко В., Сороківський О. Всеукраїнський науково-технічний журнал “Машинознавство”. № 7 (61). – Львів: МПП „ВМС”, 2002. – С. 46–48. 4. Позитивне рішення на видачу деклараційного патенту України № 201101266 за заявкою “Універсальний гвинтовий змішувач” на корисну модель за результатами формальної експертизи. Любачівський Р.О. та інші; від 04.07. 2011 р. Укрпатенту.

УДК 621.787

В.І. ГУРЕЙ

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ВПЛИВ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ГЕОМЕТРІЮ ПОВЕРХНІ ПРИ ФРИКЦІЙНОМУ ЗМІЦНЕННІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

© Гурей В.І., 2011

Досліджено геометричні параметри оброблених поверхонь після фрикційного зміцнення інструментом з поперечними пазами на робочій частині. В разі використання інструменту з нарізаними поперечними пазами на робочій частині під час фрикційного зміцнення у зоні контакту інструмент-деталь виникають додаткові ударні навантаження. При цьому покращуються геометричні параметри, а саме зменшується шорсткість та хвилястість обробленої поверхні, збільшується несуча здатність зміцненої поверхні.

The geometrical parameters of the treated surfaces are investigational after the friction strengthening by an instrument with transversal slots on working part. Additional impact loading is arise in the zone of contact an instrument-detail during the friction strengthening at the use the instrument with the transversal slots on working part. The geometrical parameters get better, such as a roughness and waviness of the treated surface are diminish, bearing strength of the fixed surface is increase.

Постановка проблеми Експлуатаційні властивості деталей і вузлів істотно залежать від якості контактуючих поверхонь і поверхневого шару, який визначається геометричними (макрівдхилення, хвилястість, шорсткість) і фізико-механічними (мікротвердість, залишкові напруження, структура) характеристиками і взаємним розташуванням мікронерівностей на контактуючих поверхнях. Усі ці параметри залежать від технології обробки деталей і складання виробів.

Контактна взаємодія поверхонь деталей визначає фактичну площу контакту, контактну жорсткість, величину локальних напружень, умови утворення масляної плівки й інші показники, які впливають на працездатність деталей машин. На контактну взаємодію суттєво впливають мікрогеометрія та фізико-механічні характеристики поверхні, такі як фактична площа контакту, що залежить від форми і розмірів одиничних виступів та їх розподілу (крива несучої здатності), максимального тиску та характеру контакту.

Аналіз основних досліджень. У машинобудування нині застосовують методи поверхневого зміцнення з використанням висококонцентрованих джерел енергії. Це лазерна, електронно-