

УДК 621.798

А.І. СОКОЛЕНКО, д-р техн. наук,
К.В. ВАСИЛЬКІВСЬКИЙ, канд. техн. наук,
М.М. ХВАСТА, асп.,
С.А. БУТ, канд. техн. наук
Національний університет харчових технологій

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ ВИРОБІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФОРМИ

На основі математичної теорії тертя розроблена модель взаємодії вантажів за випадку контактування їх з опорними рухомими і нерухомими площинами по дугах кіл з врахуванням співвідношень кінематичних і силових параметрів.

Ключові слова: моделювання, перевантаження, коефіцієнт, тертя, взаємодія, параметр, потік.

На основе математической теории трения разработана модель взаимодействия грузов для случая контактирования их с опорными подвижными и неподвижными плоскостями по дугам окружностей с учетом соотношений кинематических и силовых параметров.

Ключевые слова: моделирование, перегрузка, коэффициент, трение, взаимодействие, параметр, поток.

On the basis of mathematical theory of friction the model of co-operation of loads is developed for the case of contact them with supporting mobile and immobile planes on the arcs of circumferences taking into account correlations of kinematics and power parameters.

Keywords: design, overload, coefficient, friction, co-operation, parameter, stream.

Накопичувальні пристрої сучасних харчових виробництв стосуються всіх частин їх транспортно-технологічних систем, починаючи від складів вхідних матеріальних потоків до складів готової продукції.

Наявність накопичувальних пристроїв забезпечує для виробництва статус систем з гнучкими зв'язками, що здійснює підвищення рівня стабільності і їх продуктивності.

Сукупність технологічних машин-автоматів, транспортних елементів, накопичувальних пристроїв, обладнання для перебудови кількарядних потоків в однорядний або кількарядні з іншою формулою розміщення виробів, перевантажувальних пристроїв, недетермінованих або детермінованих потоків заготовок, упаковок, збільшених упаковок тощо утворюють автоматизовані потокові лінії. Переформування потоків пов'язано з влаштуванням технологічних машин-автоматів і стосується трансформацій недетермінованих масивів в детерміновані або навпаки, необхідності формування масивів виробів з заданим розкладанням виробів в них тощо.

При цьому основні вимоги до перевантажувальних пристроїв [1 – 3] можна сформулювати наступним чином:

вибір параметрів системи повинен супроводжуватися мінімізованими опором переміщенню вантажів і енергетичними витратами;

параметри системи повинні забезпечити відсутність заторів і точність позиціонування виробів у масивах;

силові дії на вироби повинні обмежуватися певним допустимим діапазоном.

Розглянемо перевантаження виробів циліндричної форми або масивів з них. У зв'язку з цим введемо наступні припущення [3]:

вважаємо, що вироби в зоні їх контакту між собою і в зоні взаємодії з робочими органами і бічними обмежувальними елементами мають правильну циліндричну форму;

геометричні характеристики виробів і їх маси є однаковими;

геометрія у виконанні пристроїв відповідає розрахунковій схемі;

коефіцієнти тертя між виробами і опорними площинами є сталими і визначаються характеристиками матеріалів пари тертя та їх станом і не залежать від швидкості відносного ковзання;

тиск виробів на опорні площини приймається рівномірно розподіленим;

вважаємо, що за випадку переміщення виробів по рухомих площинах результуючий вектор сил тертя спрямовується проти вектора відносної швидкості.

Розглянемо варіант, що стосується перевантаження виробів циліндричної форми з рухомою опорної площини на нерухому під дією робочого органа з заданим законом руху.

Розрахункова схема цього випадку наведена на рис. 1. Будемо вважати, що контактування виробів з рухомою і нерухомою опорними площинами здійснюється по дугах кола і перехід на нерухома опорну площину здійснено на величину x . Тоді в контакті з нею знаходиться дуга $a-b-c$ і результуючий вектор тертя F_0 прикладається в точці b .

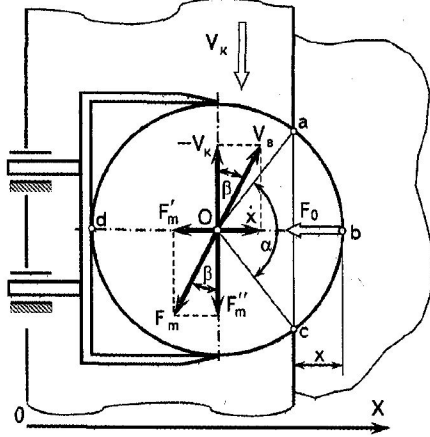


Рис. 1. Розрахункова схема до перевантаження виробу циліндричної форми з рухомою опорною площиною на нерухома за умови $x \leq r$

За швидкості \bar{V}_k рухомої опорної площини і швидкості \dot{x} , яку виріб отримав під дією робочого органа визначається величина і положення вектора відносно швидкості

$$\bar{V}_b = \bar{V}_k + \dot{x}. \quad (1)$$

$$\beta = \arctg \frac{\dot{x}}{V_k}. \quad (2)$$

Положення результуючого вектора сил тертя між виробом і опорною рухомою площиною визначається, як бачимо, через значення кута β . Позначимо цей результуючий вектор як F'_t , складова F''_t якого визначається залежністю

$$F'_t = F_t \sin \beta = F_t \sin \arctg \frac{\dot{x}}{V_k}. \quad (3)$$

Позначимо дугу $a-b-c$ як L_x і при цьому

$$L_x = \alpha r, \quad (4)$$

де r — радіус кола контактування.

Значення центрального кута α є змінним і таким, що залежить від координати переміщення x

$$\alpha = 2 \arccos \left(1 - \frac{x}{r} \right), \quad (5)$$

або підстановкою отримаємо

$$L_x = 2r \arccos \left(1 - \frac{x}{r} \right). \quad (6)$$

З врахуванням рівномірного розподілу тиску по дузі контакту визначимо результуючу сил тертя по дузі L_x

$$F_0 = fmg \frac{L_x}{L}, \quad (7)$$

де $L = 2\pi r$; f — коефіцієнт тертя з нерухомаю площиною; m — маса виробу.

Виконавши підстановку дуг L_x та L , отримуємо

$$F_0 = \frac{fmg}{\pi} \arccos \left(1 - \frac{x}{r} \right). \quad (8)$$

Довжина дуги $a-d-c$ при цьому становить

$$L_{a-d-c} = r(2\pi - \alpha), \quad (9)$$

а результуючу сил тертя з опорною рухомою площиною знайдемо за формулою

$$F_t = f_p mg \frac{L_{a-d-c}}{2\pi r} = f_p mg \frac{2\pi - \alpha}{2\pi}, \quad (10)$$

де f_p — коефіцієнт тертя між вантажем і рухомою опорною площиною.

Підстановкою значення β в останню залежність одержимо

$$F_t = f_p mg \frac{\pi - \arccos \left(1 - \frac{x}{r} \right)}{\pi}. \quad (11)$$

Тоді складова опору переміщення F'_t можна визначити з залежності

$$F'_t = f_p mg \left(1 - \frac{\arccos \left(1 - \frac{x}{r} \right)}{\pi} \right) \sin \arctg \frac{\dot{x}}{V_k}. \quad (12)$$

У відповідності до знайдених складових сумарний опір переміщенню становитиме

$$F_{\text{сум}} = F_0 + F'_t = \frac{fmg}{\pi} \arccos \left(1 - \frac{x}{r} \right) + f_p mg \left(1 - \frac{\arccos \left(1 - \frac{x}{r} \right)}{\pi} \right) \sin \arctg \frac{\dot{x}}{V_k}. \quad (13)$$

Записаним залежностям (2) – (13) відповідає умова $x \leq r$, а умові $x \geq r$ відповідає розрахункова схема на рис. 2. З геометричної побудови видно співвідношення:

$$\alpha = 2\pi - \gamma_0; \quad (14)$$

$$\gamma_0 = \pi - 2\gamma; \quad (15)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{x-r}{r}. \quad (16)$$

$$\gamma_0 = \pi - 2 \arcsin \frac{x-r}{r};$$

$$\alpha = \pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}. \quad (17)$$

Тоді відповідно до умови (4) запишемо

$$L_x = dr = r \left(\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r} \right). \quad (18)$$

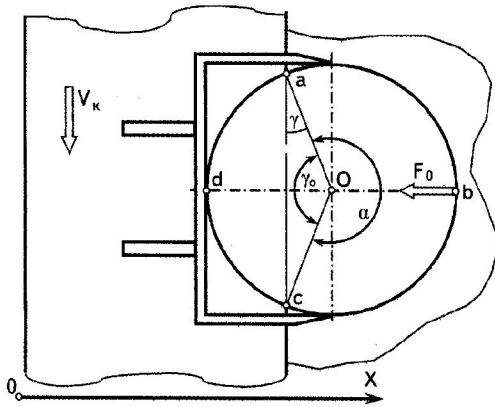


Рис. 2. Розрахункова схема до перевантаження виробу циліндричної форми з рухомої опорної площини на нерухому за умови $x \geq r$

За таких умов складова сили тертя з нерухомою опорною площиною становитиме

$$F_o = fmg \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \quad (19)$$

Результуюча сил тертя з рухомою опорною площиною складе

$$F_t = f_p mg \left(1 - \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \right) \quad (20)$$

а складова сили тертя F'_t визначиться формулою

$$F'_t = F_t \sin \arctg \frac{\dot{x}}{V_k} = f_p mg \left(1 - \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \right) \sin \arctg \frac{\dot{x}}{V_k} \quad (21)$$

Звідси сумарний опір переміщенню становитиме

$$F_{сум} = fmg \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} + f_p mg \left(1 - \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \right) \sin \arctg \frac{\dot{x}}{V_k} \quad (22)$$

Якщо кількість виробів в рядному масиві складає величину z (рис. 3), то загальний опір переміщенню буде визначатися кратним z , тобто

$$F_{сум} = fmgz \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} +$$

$$+ f_p mgz \left(1 - \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \right) \sin \arctg \frac{\dot{x}}{V_k} \quad (23)$$

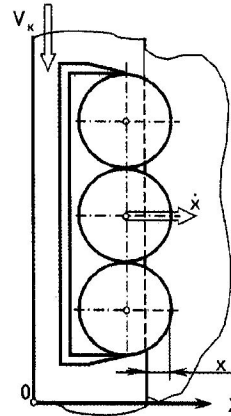


Рис. 3. Розрахункова схема до перевантаження рядного масиву

В загальному випадку швидкість \dot{x} може бути змінною величиною і залежати від координати

$$\dot{x} = \dot{x}(x), \quad (24)$$

або одночасно бути функцією координати і часу

$$\dot{x} = \dot{x}(t, x), \quad (25)$$

З точки зору інтересів визначення енергетичних витрат на вказане переміщення швидкість відіграє подвійну роль, оскільки вона впливає на силові параметри і входить складовою у розрахункову формулу по визначенню потужності

$$N = F_{сум} \dot{x} = fmgz \dot{x}(t) \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} + f_p mgz \dot{x}(t) \times \left(1 - \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \right) \sin \arctg \frac{\dot{x}(t)}{V_k} \quad (26)$$

Оскільки

$$N = dA / dt, \quad (27)$$

то звідси маємо можливість визначити роботу по подоланню сил тертя в проміжку елементарного часу dt :

$$dA = \left(fmgz \dot{x}(t) \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} + f_p mgz \dot{x}(t) \times \right)$$

$$\times \left(1 - \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \right) \sin \operatorname{arctg} \frac{\dot{x}(t)}{V_k} dt \quad (28)$$

Тоді робота на повному переміщенні

$$A = \int_{t=0}^{t=t_{(к)}} \left(f_m g z \dot{x}(t) \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} + f_p m g z \dot{x}(t) \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{\pi + 2 \arcsin \frac{x-r}{r}}{2\pi} \right) \sin \operatorname{arctg} \frac{\dot{x}(t)}{V_k} \right) dt \quad (29)$$

де $t_{(к)}$ — час завершення перевантаження.

Визначення часу $t_{(к)}$ може бути здійснене з врахуванням залежності

$$x_{(к)} = \int_{t=0}^{t=t_{(к)}} \dot{x}(t) dt \quad (30)$$

за відомого значення кінцевого переміщення $t_{(к)}$. Досягнення такого розв'язання може здійснюватися з використанням методу ітерацій.

Висновки. Одержані залежності дозволяють відмітити наступне. Накопичувальні пристрої штучних вантажів в транспортно-технологічних системах переводять останні в розряд систем з гнучкими зв'язками, а їх існування пов'язано з необхідністю перебудови потоків, їх поділу, формування і розформування масивів виробів тощо. Важливою складовою таких систем є перевантажувальні пристрої, а їх робота може ґрунтуватися як на детермінованих, так і недетермінованих принципах організації.

За наявності рухомої опорної площини загальний опір переміщенню залежить від координати переміщення x і співвідношення швидкостей \dot{x} / V_k .

Збільшення швидкості переміщення за інших рівних умов сумарний опір і опір F'_T збільшує.

За наближеної рівності $f \approx f_p$ опір переміщенню збільшується зі зростанням координати x .

ЛІТЕРАТУРА

1. Гавва О.М., Беспалько А.П., Волчко А.І. Пакувальне обладнання. К.: ІАЦ «Упаковка». — 2008. — 436 с.
2. Соколенко А.І., Українець А.І., Піддубний В.А. Транспортно-технологічні системи пивзаводів. — К.: АртЕк, — 2002. — 304 с.
3. Соколенко А.І., Яровий В.Л., Піддубний В.А. та ін. Моделювання процесів пакування. Нова книга. — Вінниця, 2004. — 272 с.