

Особливості динаміки та енергетичних витрат у перехідних режимах обладнання ліній пакування

А.І. Соколенко, д.т.н., І.Ф. Максименко, К.В. Васильківський, к.т.н., Д.М. Полатайло, Національний університет харчових технологій, м. Київ

Перехідні процеси у приводах машин характеризуються змінними значеннями кінематичних параметрів і відповідними динамічними навантаженнями. Проте і режими усталеного руху, пов'язані із кроковими переміщеннями в обертальних або поступальних переміщеннях, також супроводжуються силами або моментами сил інерції, які можуть наблизитися чи навіть перевищувати сукупність сил корисного і шкідливого опорів. До крокових переміщень каруселей машин-автоматів для фасування і пакування харчової продукції, лінійних переміщень конвеєрів або накопичувачів виробів, пристроїв для формування масивів виробів із заданим позиціонуванням тощо слід додати ще зворотно-поступальні або коливальні переміщення робочих органів та окремих ланок, що входять до складу приводів останніх.

Наслідками таких особливостей у структурі і кінематиці машин і окремих механізмів є, як відомо, динамічні навантаження, до яких додаються підвищені енергетичні витрати. Орієнтуючись на відомі положення теорії механізмів і машин та закони збереження енергії [1–3], можна стверджувати, що в узагальненому вигляді енергетичні витрати мають дві складові, пов'язані з подоланням сил корисного і шкідливого опорів та сил інерції. Перехідний режим розгону системи відповідає зростанню кінетичної енергії ланок у зв'язку із збільшенням їхніх швидкостей. Закон збереження енергії при цьому вказує на те, що значення сумарної кінетичної енергії ланок системи відповідає роботі рушійних сил на подолання сил інерції. Очевидно, що накопиче-



на під час розгону кінетична енергія системи могла би бути використана на подовження переміщень у режимі вибігу, однак це часто обмежується програмованою кінематикою. За таких умов частота технологічних зупинок машини збільшує енергетичні витрати.

У зв'язку з викладеним, завданням цього дослідження є аналіз машинних систем і розробка пропозицій з їхнього вдосконалення з урахуванням енергетичних витрат у системі.

Як відмічалось, сили протидії переміщенню у будь-якій системі представлені силами корисного і шкідливого опорів. Корисний або технологічний опір визначається особливостями технологічної машини і для заданих умов у більшості випадків варіюванню не підлягає. На відміну від нього, обмеження шкідливого опору у певних межах є досяжними. У більшості випадків шкідливі опори пред-

ставлені силами тертя, зменшення яких досягається за рахунок таких впливів:

- перехід до гарантованих режимів рідинного тертя;
- використання спеціальних мастил для пар тертя;
- використання матеріалів, які забезпечують мінімально можливі коефіцієнти тертя;
- обмеження реакції взаємодії між складовими пар тертя;
- зрівноваження обертових мас;
- організація переміщень вантажів як складових пар тертя на рухомих опорних площинах;
- виконання повітряних подушок.

За присутності сил корисного і шкідливого опорів їхня сумісна дія визначається відповідно до принципу суперпозиції. За рівномірного переміщення вантажів похилими площинами, які дають можливість обмежувати нормальні реакції і сили тертя,

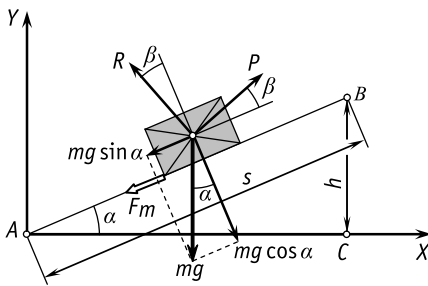
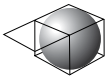


Рис. 1. Схема до визначення переміщень вантажів по похилій площині

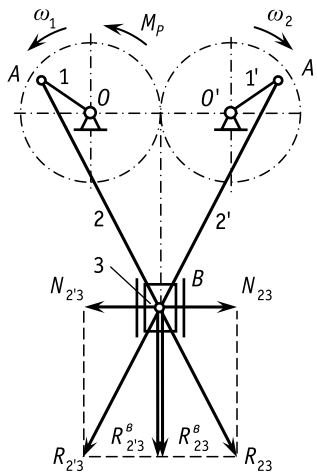


Рис. 2. Схема зубчато-важільного механізму

робота проти сил тертя визначається залежністю:

$$A_{\text{тер}} = fmg \cos \alpha, \quad (1)$$

де f — коефіцієнт тертя;

m — маса вантажу, кг;

g — прискорення вільного падіння, м/с²;

s — довжина похилої ділянки, м;

α — кут нахилу площини до лінії горизонту.

Одночасно робота проти сил тяжіння дорівнює:

$$A_T = mgs \sin \alpha. \quad (2)$$

Вплив кута нахилу опорної площини на співвідношення роботи проти сил тяжіння і роботи на подолання сил тертя оцінюється виразом:

$$\frac{A_T}{A_{\text{тер}}} = \frac{mgs \sin \alpha}{fmg \cos \alpha} = \frac{\text{tg } \alpha}{f} = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } \rho}, \quad (3)$$

де ρ — кут тертя.

Звідси видно, що збільшення кута нахилу опорної площини приводить до зменшення енергетичних витрат на

подолання сил тертя. Якщо технологічним завданням є лише підняття вантажів на певний рівень h , то мінімальним витратам відповідає їхнє вертикальне переміщення.

Важливим доповненням до числа характеристик похилих площин є їхні коефіцієнти корисної дії. За переміщення вантажу знизу догори (рис. 1) корисну роботу виконує сила P , а сила тяжіння є силою опору. Корисна робота — $A_G = mgh$, а повна робота — $A_P = Pscos\beta$.

Звідси ККД похилої площини:

$$\eta = \frac{A_G}{A_P} = \frac{mgh}{Pscos\beta}. \quad (4)$$

Оскільки:

$$h/s = \sin \alpha \text{ і } P = mg \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos(\beta - \rho)}, \quad (5)$$

то:

$$\eta = \frac{\sin \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos(\beta - \rho)}{\sin(\alpha + \rho)}. \quad (6)$$

У випадку руху вантажу опорною площиною зверху до низу одержуємо:

$$\eta = \frac{Ps \cos \beta}{mgh}, \quad (7)$$

де P — сила опору.

Оскільки:

$$P = mg \frac{\sin(\alpha - \rho)}{\cos(\beta + \rho)}, \quad (8)$$

то:

$$\eta = \frac{\cos \beta}{\sin \alpha} \cdot \frac{\sin(\alpha - \rho)}{\cos(\beta + \rho)}. \quad (9)$$

У випадку прикладання сили P під кутом $\beta = -\alpha$ отримуємо:

$$\eta = \frac{\text{tg}(\alpha - \rho)}{\text{tg } \alpha}. \quad (10)$$

Розв'язання завдань у системах перетворення обертального руху вхідних ланок у зворотно-поступальні вихідні досягається використанням різних механізмів, у тому числі і кривошипно-повзунних. Між тим відомо, що помітним їхнім недоліком є тертя у парі, утвореній кривошипом і стояком. Варто відмітити, що ця важлива вада стосується і двигунів внутрішнього згорання, що змушує застосовувати відомі спеціальні заходи з обмеження сил тертя, хоча вони там однозначно присутні. Однак можливим є варіант суттєвого обмеження або навіть повного усунення тертя в цій парі за

рахунок використання спеціальних конструктивних рішень. Одне з них наведено у вигляді схеми на рис. 2 [4]. За побудовою механізм є зубчато-важільним, роль кривошипів у якому виконують зубчасті колеса із синхронізованими обертальними рухами. Завдяки симетричному розташуванню шатунів реакції R_{23} і $R_{2'3}$ також розташовані симетрично вертикальній напрямній. При цьому їхні складові N_{23} і $N_{2'3}$, однакові за величиною і різні за напрямком, взаємно компенсуються. Оскільки точкою їхнього прикладання є палець кінематичної пари B , то реакція стояка на повзун дорівнює нулю. Це означає, що і сила тертя у парі «повзун — стояк» також дорівнює нулю.

Очевидно, що сили тертя присутні у періоди як робочого, так і холостого ходу, а задані закони кінематики, що визначають продуктивність технологічних пристроїв, не дозволяють використовувати кінетичну енергію ланок для здійснення режимів вибігу, у тому числі і у зв'язку із складністю їхньої реалізації. У зв'язку з відміченим, енергетичні втрати, пов'язані з подоланням сил опору, є незворотними — на відміну від енергетичних витрат, пов'язаних із присутністю і подоланням сил інерції. Змінні за величинами і напрямками сили інерції та наявність холостих і робочих ходів є основними чинниками, що зумовлюють нерівномірність ходу вхідних ланок та приводять до додаткових інерційних навантажень. Їхні обмеження частіше шукають на шляху використання маховиків, однак з позицій сьогодення цей вибір слід оцінювати певною мірою як анахронізм. Тим не менше ситуація, що склалася, потребує свого розв'язання. Останньому, по-перше, відповідають можливості вибору раціональних законів руху, які мають обиратися у періоди синтезу і розроблення кінематики. По-друге, майже не застосовуються можливості синтезу механізмів і машин з подвоєною асинхронною структурою для компенсації інерційних навантажень і енергетичних витрат. На підтвердження можливостей застосування цих технічних прийомів наведемо такі міркування.

Нехай маємо спарені зубчато-важільні механізми, вихідними ланками яких є

повзуни, що приводять у дію штовхачі технологічної машини для формування масивів виробів (рис. 3). Роль кривошипів у цій схемі виконують синхронізовані в русі зубчасті колеса *A* та *B*. Припустимо, що за рахунок законів руху ведучих ланок $\varphi = \varphi(t)$ і $\varphi' = \varphi'(t)$ реалізуються закони руху вихідних ланок у формі рівноприскорених і рівносповільнених (рис. 4).

Очевидно, що напрямки обертальних рухів вхідних ланок є різними, а відносні положення кінематичних пар *C* і *C'* зміщені на 90°. Якщо відлік руху ведучої ланки здійснювати від положення 0, то на ділянці 0—1 він буде прискореним, і разом з тим цьому переміщенню відповідає переміщення пари *C'* як рівносповільнене. Збігання рівноприскорених і рівносповільнених рухів вихідних ланок з однаковими масами та модулями прискорень означає перерозподіл енергетичних потоків і зменшення загальних енергетичних витрат. Аналогічного результату можна досягти у двох паралельних конвеєрах із кроковим переміщенням, якщо кінематичними зв'язками приводів забез-

печити фазове зміщення режимів розгону і гальмування. Подібне рішення може стосуватися двох симетричних технологічних машин із кроковими переміщеннями роторів.

Висновки

Виконані дослідження особливостей динаміки і енергетичних витрат у перехідних режимах обладнання ліній пакування дають можливість відмітити таке:

1. На основі результатів дослідження динаміки перехідних процесів можна оцінити силові дії, досягти зрівноваження обертових мас, статичного і динамічного зрівноваження механізмів тощо. В окремих випадках одержані результати дають можливість зменшити енергетичні витрати.
2. У режимах крокового переміщення значних мас каруселей технологічних машин, транспортних пристроїв, робочих органів зворотно-поступального руху тощо енергетичні витрати, пов'язані з подоланням сил корисного і шкідливого опорів, доповнюються витратами на подолання сил інерції.

Максимумам таких витрат відповідають найбільші швидкості переміщень рухомих мас.

3. Ефективним прийомом щодо рекуперації кінетичної енергії є використання подвоєних механізмів з несиметричним розташуванням ведучих ланок, за рахунок чого досягається збіг режимів розгону ланок одного і гальмування ланок іншого відповідно до обраної кінематики.

Література

1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1973. — 592 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1975. — 638 с.
3. Соколенко А.И., Українець А.І., Шевченко О.Ю. та ін. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование. — К.: Люксар, 2005. — 252 с.
4. Соколенко А.И., Піддубний В.А. Механизм перетворення руху. Патент України на корисну модель № 65933, МПК F16C 7/00, 26.12.2011, бюл. № 24. *У*

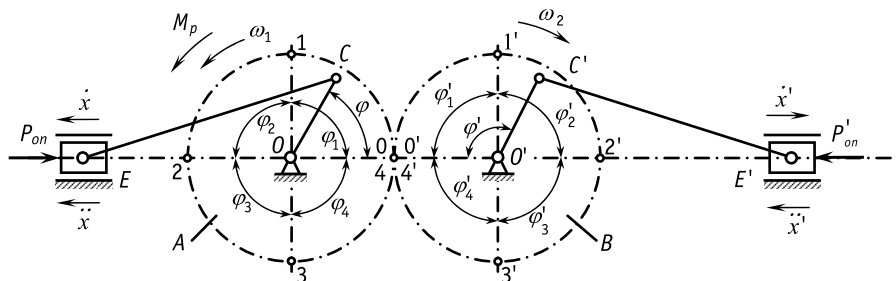


Рис. 3. Схема спареного зубчато-важільного механізму

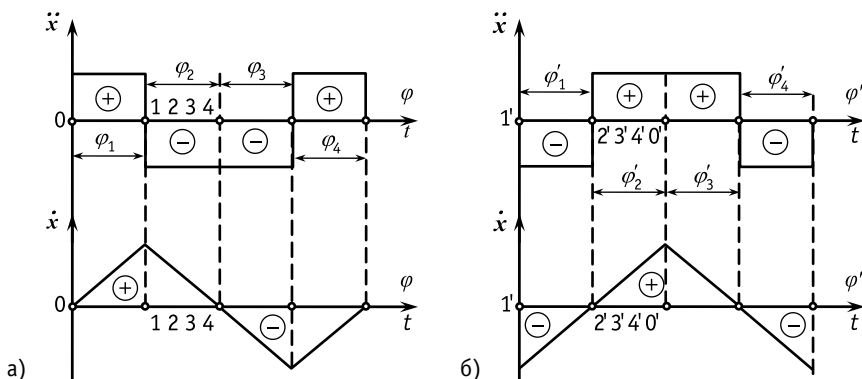


Рис. 4. Закони руху вихідних ланок лівої (а) і правої (б) частин механізму

Особенности динамики и энергетических затрат в переходных режимах оборудования линий упаковывания

А.И. Соколенко, д.т.н., И.Ф. Максименко, К.В. Васильковский, к.т.н., Д.М. Полатайло
 Авторы выполнили оценку энергетических затрат в механизмах приводов машин в периоды переходных и стабилизированных режимов работы. Также они показали возможность рекуперации кинетической энергии движущихся звеньев механизмов и машин за счет сочетания в них периодов разгона и торможения симметричных звеньев и рабочих органов.
 Ключевые слова: кинематика; энергозатраты; силы сопротивления; движущие силы; силы инерции.

Features of the dynamics and energy costs in the transitional modes packaging equipment lines

A.I. Sokolenko, Dr., I.F. Maksimenko, K.V. Vasilkovsky, Ph.D., D.M. Polataylo
 The authors carried out estimation of energy expenditure in drives of machines in the transitional and stabilized regime of operation. They showed the possibility of recovery of the kinetic energy of moving parts of machines and mechanisms through a combination of these periods of acceleration and deceleration of symmetric links and working bodies.
 Key words: kinematics; energy expenditure; resistance forces; driving forces; the forces of inertia.