

Синтез машин ліній пакування та енергозбереження

А.І. Соколенко, д.т.н., А.В. Мудрак, К.В. Васильківський, к.т.н., М.В. Якимчук, к.т.н., Національний університет харчових технологій, м. Київ

Структурний, кінематичний і динамічний синтези машин та механізмів однозначно оцінюються як складніші за відповідні види аналізу у зв'язку з необхідністю додаткових вхідних даних і початкових умов. Однак завершальний етап створення технологічних машин виконується саме як сукупність кінематичного і динамічного синтезів, на які можуть накладатися додаткові умови, наприклад на рівні енергозбереження.

Особливістю обладнання автоматизованих потокових ліній для виготовлення упаковки, формування групової упаковки і збільшених вантажних одиниць є необхідність виконання умов сусідства з іншими машинами-автоматами, у тому числі і надійної синхронізації з елементами транспортного обладнання. У зв'язку з останнім існує два варіанти зв'язків між обладнанням потокових ліній. Перший з них стосується жорстких кінематичних зв'язків між обладнанням потокових ліній, а другому варіанту відповідає перехід до гнучких зв'язків, роль яких виконують конвеєри або накопичувальні пристрої. Аналогічну роль виконують витратні резервуари рідинної продукції, бункери, касети-накопичувачі, конвеєри транспортних магістралей, накопичувальні системи для банок, пляшок у формі напівфабрикатів або готової продукції тощо. Очевидно, що склади готової продукції також виконують роль накопичувальних систем.

Вибір на користь одного або іншого варіанту залежить від особливостей організації пакувальних ліній, їхньої продуктивності, кількості машин-автоматів, вибору типу упаковки, характеристик матеріалів, з яких формується упаковка тощо. Проте, незалежно від вибору варіанта, проектування сучасної машини пов'язується з нижчепереліченими

вимогами, які вона повинна задовольняти:

- технологічна відповідність призначенню, якісним показником та надійності;
- продуктивність або пропускна здатність;
- мінімізована маса;
- мінімізовані енергетичні витрати;
- мінімізовані експлуатаційні витрати;
- умови сусідства з іншими машинами-автоматами.

Аналіз переліку вимог приводить до висновку про присутність у них внутрішніх протиріч, розв'язання яких дає можливість удосконалювати машини. Відомо, що продуктивність обладнання визначається сукупністю кінематичних параметрів у ланцюжку від двигуна до робочого органу, а також можливістю створення паралельних або розгалужених потоків цільового призначення. Це тим більш є актуальним для машин періодичної (циклічної) дії, у зв'язку із кількістю перехідних процесів, яка зростає [1–4].

Енергетичне забезпечення і його мінімізація залишаються серед найважливіших чинників технології створення машин. Щодо динаміки машин, то передавання руху здійснюється на основі енергії у формі роботи.

Завдання мінімізації енергетичних витрат сучасної машини можуть вирішуватися на таких напрямках:

- механічний рух переноситься з одного тіла або системи тіл на інше тіло або систему;
- механічний рух перетворюється в іншу форму руху матерії (у форму потенціальної енергії, теплоти, електромагнітної енергії тощо).

У кожному випадку використовуються рекуператори безпосередньо кінетичної енергії, а в другому випадку здійснюються трансформації механічного руху в інші форми.

Механічні рекуператори у вигляді маховиків одночасно виконують регулювальну функцію, забезпечуючи задану рівномірність ходу ведучих ланок машин, або грають роль тільки накопичувача кінетичної енергії в машинах ударної дії. Обмеження енергетичних витрат у таких пристроях, як ліфти, елеватори, крутонахилені конвеєри тощо, здійснюється за рахунок зрівноваження вантажних кабін або за рахунок холостих гілок транспортувальних машин. При цьому енергетична доцільність останніх зростає із збільшенням кута нахилу гілок до лінії горизонту до рівня 90° , оскільки обмежуються сили тертя між рухомими частинами і каркасом.

Енергетична доцільність технологічної машини оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД). Це приводить до необхідності якомога більш точного набору даних щодо визначення сил і моментів, сил корисного і шкідливого опору.

Шкідливий опір частіше представлений силами тертя або силами протидії середовищу, у якому здійснюється переміщення. Проте у випадках транспортування вантажів конвеєрами сили тертя виконують роль рушійних факторів. Енерговитрати, пов'язані з подоланням сил тертя, є незворотними і супроводжуються перетворенням механічної енергії руху в теплову, тоді як кінетична енергія ланок рухомої системи може бути використана у періоди вибігу або, наприклад, для забезпечення руху інших ланок.

До числа енергетичних втрат механічних систем машин відносяться ті, що пов'язані з демпфувальною здатністю матеріалів і дисипативним розсіюванням енергії. Відомо, що всяке навантаження супроводжується деформаціями ланок, що в умовах змінних навантажень означає дисипативне розсіювання енергії.

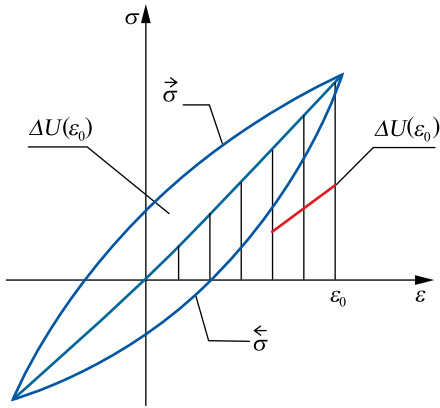


Рис. 1. Графік петлі гістерезису матеріалу

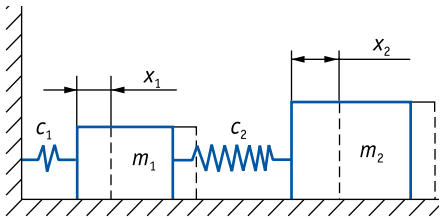


Рис. 2. Схема до ілюстрації рівняння Лагранжа другого роду

Здатність матеріалів незворотно поглинати механічну енергію пояснюється їхньою неідеальною пружністю, яка проявляється в нелінійності і неоднозначності залежностей між напруженнями і деформаціями під час навантаження і розвантаження, що приводить до петлі гістерезису (рис. 1), площа якої відображує величину розсіяної енергії в одиниці об'єму матеріалу $\Delta U(\varepsilon_0)$ за цикл його деформування з даною амплітудою деформації ε_0 (напруження σ_0).

У загальному випадку симетричного циклу деформування рівняння зростаючої ($\bar{\sigma}$) і спадаючої ($\bar{\sigma}$) гілок петлі, обумовлені вказаною неідеальною пружністю стабільного стану матеріалу, записуються залежністю:

$$\bar{\sigma}(\varepsilon) = E \left\{ \varepsilon \pm \xi \left[(\varepsilon_0 \pm \varepsilon)^n - 2^{n+1} \varepsilon_0 \right] \right\}, \quad (1)$$

де n, ξ — параметри петлі гістерезису; E — модуль пружності матеріалу, МПа. Указана здатність матеріалів починає проявлятися за амплітуд напружень значно менших макроскопічної межі пружності і пояснюється мікропластичними деформаціями, пов'язаними з переміщеннями дислокації міжфазних границь і границь двійників, наявністю зміщень границь доменів. Демпфувальна здатність розглядається як власна характеристика матеріалу, що потребує найчастіше експериментального визначення, а в теоретичному визначенні вона називається коефіцієнтом затухання і описується залежністю:

$$\psi(\varepsilon_0) = \frac{\Delta U(\varepsilon_0)}{U(\varepsilon_0)}, \quad (2)$$

де $U(\varepsilon_0)$ — амплітудне значення енергії пружного деформування (заштрихована площа на рис. 1). Присутність у складі приводів машин пружних елементів або врахування кінцевої жорсткості сукупності елементів приводить до необхідності використання кількмасових моделей у пошуках зв'язків між енергетичними і кінематичними параметрами системи. У таких випадках найбільш

поширений метод складання диференціальних рівнянь руху ґрунтується на використанні рівнянь Лагранжа другого роду. Наприклад, для випадку відсутності сил опору і зовнішніх змущувальних сил для системи з рис. 2 рівняння Лагранжа другого роду записується у формі:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} = - \frac{\partial U}{\partial x_i}, \quad (3)$$

де T та U — кінетична та потенціальна енергія системи відповідно, Дж; $i = 1, 2, 3, \dots, n$.

Щодо розглянутої системи маємо:

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2}; \quad U = \frac{c_1 x_1^2}{2} + \frac{c_2 (x_2 - x_1)^2}{2}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \dot{x}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2; \quad \frac{\partial T}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial x_2} = 0; \quad (5)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2; \quad (6)$$

$$\frac{\partial U}{\partial x_1} = c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1); \quad \frac{\partial U}{\partial x_2} = c_2 (x_2 - x_1); \quad (7)$$

Тоді з урахуванням знайдених співвідношень записуємо:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Порівнюючи умови (3) і (8), відмітимо, що рівняння (3) є сполученням силових факторів, представлених комплексами за участі кінетичної і потенціальної енергії. Записані рівняння системи (8) цілком відповідають тим, які одержують на основі принципу Д'Аламбера.

На рис. 3 наведено схему до структури енергетичних витрат у машинах.

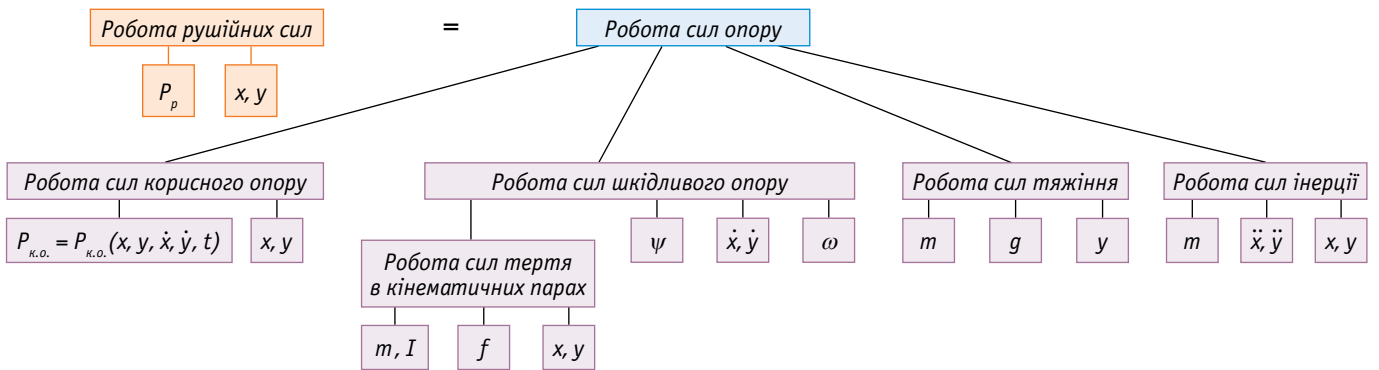
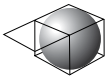


Рис. 3. Схема до структури енергетичних витрат у машинах із вказівкою параметрів, які їх визначають: m і I — маса та момент інерції рухомих ланок відповідно; P_p — рушійна сила; $P_{к.о.}$ — сила корисного опору; $x, y, \dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}$ — координати переміщення ланок та їхні похідні; g — прискорення вільного падіння; f — коефіцієнт тертя; ψ — коефіцієнт затухання в коливальних процесах; ω — колова частота власних коливань



Сукупна робота сил опору визначає роботу сил рушійних, однак у періоди перехідних процесів узагальнені величини сил рушійних і сил опору не збігаються. Наслідком останнього є нерівномірність ходу ведучої ланки, додаткові прискорення і навантаження, зниження точності виконання технологічних операцій, точності позиціонування, зниження експлуатаційної надійності тощо. При цьому відомо, що рівномірність ходу вхідної ланки зростає із збільшенням показника приведеної маси, яка за необхідності нарощується за рахунок маховика. Разом з тим з рис. 3 видно, що маса рухомих частин є важливою складовою умов з визначення роботи сил шкідливого опору, сил тягіння, сил інерції і певною мірою з визначення дисипативних витрат. Відмічене означає протиріччя в загальній оцінці впливу величини приведеної маси. Разом з тим можливо дійти висновку про доцільність обмеження мас, що беруть участь у зворотно-поступальному або коливальному русі, і нарощування мас найбільш швидкохідних ланок обертального руху (методи Реріха, Мерцалова, Вітенбауера). При цьому нарощування регулювальної функції маховика пояснюється тим, що його кінетична енергія пропорційна квадрату кутової швидкості. На цій самій основі слід визначити позитивну роль швидкохідних двигунів у складі приводів і необхідність уважного вивчення наслідків використання частотних перетворювачів з

метою регулювання кутових швидкостей роторів асинхронних двигунів. Закон частотного керування швидкості асинхронного двигуна $U/f = const$, де U і f відповідно напруга в обмотках статора і частота струму. При регулюванні f вниз від номінальної можливо обрати такий закон частотного керування, за якого магнітний потік двигуна підтримуватиметься сталим. У даних випадках максимальний момент двигуна залишається незмінним і таким чином забезпечується сталість навантажувальної здатності. Однак остаточну відповідь щодо впливу на систему приведеної маси (моменту інерції) необхідно розшукувати на основі поглибленої оцінки.

Узагальнення щодо оцінки впливів за збільшення рухомих мас машин наведено на рис. 4.

Висновки цього дослідження сформульовані у формі пропозицій щодо мінімізації енергетичних витрат на введення в дію технологічних машин:

1. Використання гравітаційних сил як рушійних.
2. Встановлення противаг у системах переміщення вантажів у гравітаційному полі.
3. Обмеження коливальних процесів і дисипативних явищ та використання потенційної енергії деформації пружних елементів.
4. Використання накопиченої кінетичної енергії рухомих ланок у процесах вибігу.
5. Обмеження рухомих мас і, відповідно, реакцій у кінематичних парах.

6. Обмеження переміщень робочих органів і вантажів у вертикальних площинах.
7. Зменшення сил тертя за рахунок переходу на тертя кочення, рідинне тертя, обмеження динамічних навантажень у формі відцентрових сил.

Література

1. Кодра Ю.В., Стоцько З.А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання. — Львів: Львівська політехніка. — 2004. — 268 с.
2. Соколенко А.І., Яровий В.Л., Васильківський К.В. та ін. Моделювання процесів пакування. — Вінниця: Nova Knyha, 2004. — 272 с.
3. Гавва О.М., Беспалько А.П., Волчко А.І. Пакувальне обладнання. — К.: — ІАЦ «Упаковка», 2008. — 436 с.
4. Павлов С.О., Соколенко А.І., Васильківський К.В., Піддубний В.А. Моделювання дисипативних явищ у пакувальному обладнанні // Упаковка. — 2009. — № 4. — С. 44–47. *Ж*

Синтез машин ліній упакування и энерго-сбережения

А.И. Соколенко, д.т.н., А.В. Мудрак, К.В. Васильковский, к.т.н., Н.В. Якимчук, к.т.н.

Статья посвящена особенностям и требованиям синтеза технологических машин в линиях упакування с достижением энергосбережения, технологического соответствия с назначением, качественными показателями, надежностью, производительностью, минимизированной массой, условиями соседства и т. д. Авторами приведены сведения о диссипативных расходах, показаны взаимосвязи между кинематическими и энергетическими параметрами в несколькокомасовых моделях, выполнена оценка влияния отдельных динамических параметров на энергосбережение в технологических операциях.

Ключевые слова: машина; энергосбережение; упаковка; продуктивность диссипации, параметры.

Synthesis of machines of packaging lines and energy-savings

A.I. Sokolenko, Dr., A.V. Mudrak, K.V. Vasilkovskiy, Ph.D., N.V. Yakimchuk, Ph.D.

The article is devoted features and requirements of synthesis of technological machines in the packaging lines with achievement of energy-savings, technological accordance with setting, high-quality indexes, reliability, productivity, minimized mass, by the terms of neighbourhood etc. Authors are result information about dissipative charges, intercommunications are showed between kinematics and power parameters in fewmass models. The estimation of influence of separate dynamic parameters is executed on an energy-savings in technological operations.

Key words: machine; energy-savings; packaging; productivity of dissipation, parameters.

Збільшення рухомих мас у складі машин

Позитивні впливи	Негативні впливи
Створення або збільшення рушійних сил у гравітаційному полі	Зростання статичних навантажень і сил тертя
Зменшення сил опору за рахунок противаг	Зростання динамічних навантажень і сил інерції
Обмеження нерівномірності ходу ланок	Зростання матеріалоемності
Зміни частоти власних коливаний у пружних системах	

Рис. 4. Схема до оцінки впливів збільшення рухомих мас у складі машин