

УДК 621.01

ENERGY RECOVERY AND ADJUSTMENT OF MOVE OF MACHINES

O. Stepanets, K. Vasylykivsky, S. Myronenko, I. Maksymenko*National University of Food Technologies***Key words:**

recuperation,
machine course,
packing film material,
roll,
flywheel,
coefficient of dynamism,
cyclic movement

Article history:

Received 08.11.2020

Received in revised form
25.11.2020

Accepted 15.12.2020

Corresponding author:

vasilkivski@voliacable.com

ABSTRACT

The article concerns the possibilities of regulating the course of machines with parallel measures for energy recovery. It is shown that the dynamics of technological machines of the food industry determines the ratio of productivity, loads of drives and working bodies, accuracy of reproduction of processes, specific energy costs. The latter are associated with the need for a given movement of moving parts to overcome the forces of useful and harmful resistance, which are represented by the forces of external friction in kinematic pairs and joints and internal friction during oscillatory processes. Indicators responsible for the dynamics of transients relate to the leading and driven masses, driving forces and resistance factors. Ensuring the conditions of the neighborhood and the appropriate synchronization of the components and working bodies of food packaging lines focused on the use of flexible packaging materials, is accompanied by instability of the moment of inertia of the driven mass of the roll of film material during its operation. It is proposed to limit this disadvantage by reducing the share of roll weight in the total mass of moving masses of machines.

Proposals for limiting dynamic loads and parameter selection in systems with the implementation of speed modes and organization of kinetic energy recovery processes in periodic machines or in the presence of moving masses with steady variable laws of motion in parallel flows are formulated.

The planned laws of movement of moving links and the corresponding transients are the root cause of the uneven course of the leading links. The limitation of the latter is achieved by machine provision of the laws of motion of the links, stabilization of the dynamic parameters of the systems, the logic of constructing an offset chronogram of synchronous movements in the modes of acceleration and run-out of parallel working bodies.

The choice in favor of the implementation in the system of uniformly accelerated and uniformly slow motions of moving masses at minimized speed meets the conditions of recovery of kinetic energy in parallel flows.

DOI: 10.24263/2225-2916-2020-28-20

ЕНЕРГЕТИЧНА РЕКУПЕРАЦІЯ І РЕГУЛЮВАННЯ ХОДУ МАШИН

О. І. Степанець, канд. техн. наук

К. В. Васильківський, канд. техн. наук

С. М. Мироненко

І. Ф. Максименко

Національний університет харчових технологій

Стаття стосується можливостей регулювання ходу машин з паралельними заходами щодо енергетичної рекуперації. Показано, що динаміка технологічних машин харчової промисловості визначає співвідношення продуктивності, навантажень приводів і робочих органів, точність відтворення процесів, питомі енергетичні витрати. Останні пов'язуються з необхідністю заданих переміщень рухомих ланок з подоланням сил корисних і шкідливих опорів, які представлені силами зовнішнього тертя в кінематичних парах та з'єднаннях і внутрішнього тертя при виникненні коливальних процесів.

Сформульовано пропозиції щодо обмеження динамічних навантажень і вибору параметрів у системах з реалізацією режимів швидкодії й організації процесів рекуперації кінетичної енергії в машинах періодичної дії або за наявності рухомих мас з усталеними змінними законами руху в паралельних потоках.

Ключові слова: рекуперація, хід машини, пакувальний плівковий матеріал, рулон, маховик, коефіцієнт динамічності, циклічне переміщення.

Постановка проблеми. Аналіз особливостей роботи будь-якої машинної системи пов'язаний з оцінками її відповідності технічному завданню, продуктивності, питомим масовими й енергетичним характеристиками, можливостями надійного виконання процесів, пов'язаних з подоланням технологічних або корисних і шкідливих опорів тощо [1—3]. Реалізація останніх потребує наявності рушійних факторів, які мають бути співрозмірними з факторами опору. Вказана співрозмірність відповідає відомому положенню про те, що робота сил рушійних і сил опору в одному циклі між собою рівні [4; 5]. Однак у середині таких циклів ця умова не виконується, що, власне, означає можливість існування перехідних процесів [6; 7], оскільки їх перебігу відповідає запис $P_{руш} \neq P_{оп}$. Очевидно, що умова $P_{руш} > P_{оп}$ означає реалізацію перехідного процесу розгону системи, в якому рушійна сила переважає силу опору, а перехідному процесу гальмування відповідає співвідношення $P_{руш} < P_{оп}$. Відсутність рушійного фактора за значення $P_{руш} = 0$ відповідає режиму вибігу системи [6; 7]. Очевидно, що фактор опору залежить від набору технічних задач, конструктивних параметрів робочих органів, системи передавання руху, влаштування системи в цілому.

Сили опору представлені сумою складових, визначених як корисний опір $P_{к.о}$ і шкідливий опір $P_{ш.о}$, тобто

$$P_{оп} = P_{к.о} + P_{ш.о} \quad (1)$$

У більшості випадків сили шкідливого опору пов'язують з тертям і це означає, що енергетичні втрати, пов'язані з їх подоланням, є незворотними і дисипативними. Проте в окремих випадках ті ж сили тертя виступають у ролі корисних опорів. Прикладом такої ситуації є переміщення вантажів по рухомих або нерухомих площинах з горизонтальною орієнтацією або з відхиленням від останньої. Протягування гнучкої плівки для пакування продукції також пов'язано з необхідністю подолання сил

тертя на різних ділянках, де вони генеруються [8; 9]. Проте ті ж сили тертя часто є єдиною можливістю виконання ролі рушійної сили, на яку покладається завдання подолання опорів шкідливих, корисних і опорів сил інерції. З цієї точки зору енергетичні витрати, пов'язані з необхідністю подолання сил інерції на етапах перехідних процесів, вводяться в систему на рівнях, що відповідають кінетичній енергії рухомих мас. У загальному положенні теорії динаміки машин реалізується і використовується твердження про достатність урахування в оцінках енерговитрат робіт сил рушійних і сил опору в рамках циклу [10; 11]. Однак лише рекуперативне повернення енергетичних ресурсів, пов'язаних з подоланням сил тяжіння, не викликає сумнівів, але необхідність варіювання режимами гальмування або вибігу часто вимагає додаткових енерговитрат для реалізації заданих законів. Особливі ускладнення динаміки стосуються машин циклічної дії, оскільки на змінні навантаження в режимах перехідних процесів має місце реакція з боку генератора рушійних сил. Так, асинхронні двигуни з жорсткими статичними механічними характеристиками навіть за відсутності змін в навантаженнях відносно обмежено реагують змінами швидкостей, що можна вважати позитивним явищем. Однак та ж жорстка характеристика відповідає найбільш ускладненим режимам ударних навантажень.

Триєдина сукупність кінематичних, динамічних і енергетичних параметрів механічних систем має прояви, започатковані змінами швидкостей, прискорень, інерційними навантаженнями і, нарешті, енергетичними потенціалами. Пошуки можливостей регулювання ходу машин циклічної дії з використанням енергетичної рекуперації складають актуальність цього дослідження.

Мета дослідження: визначення можливостей поєднання процесів енергетичної рекуперації і регулювання ходу машин періодичної дії.

Матеріали і методи. Теоретичний аналіз особливостей перебігу перехідних процесів у машинних системах циклічної дії на основі положень і закономірностей щодо трансформацій матеріальних і енергетичних потоків.

Результати дослідження. Розрізняють два типи відхилень або коливань швидкостей ведучих ланок. До першого відносяться періодичні, у яких зміни швидкостей відбуваються в цілком визначених циклах і повтореннях. Важливо, що в більшості випадків тільки в повному циклі усталеного руху робота рушійних сил дорівнює роботі сил опору, тоді як усередині циклу така рівність не спостерігається.

Змінний характер рушійних сил і сил опору часто відображують характеристики двигунів і запроектовані значення сил опору аж до циклічних змін їх значень у режимах робочих і холостих ходів. В останньому випадку важливо, що наявність механізмів переривчастого ходу поділяє машину на дві частини. А саме: на частину, в якій ротор двигуна і частина ланок рух не припиняють, і на частину, в якій ланки здійснюють періодичні переміщення. Це означає, що в періоди холостого ходу і вистой сили технологічних опорів відсутні, на що реакцією з боку двигуна привода відповідно до властивостей його статичної механічної характеристики буде зростання кутової швидкості ротора. Оскільки таке зростання швидкості означає збільшення кінетичної енергії рухомої частини ланок, це вказує на можливість обмеження змін швидкості ведучої ланки за рахунок збільшення приведених мас, роль яких найчастіше виконують додаткові рухомі маси у формі маховиків [12; 13].

Маховики в ролі накопичувачів кінетичної енергії доцільно розміщувати на найбільш швидкохідних валах, оскільки їх кінетична енергія пропорційна квадрату швидкості:

$$E_{\text{кін}} = I_{\text{м}} \frac{\omega^2}{2}. \quad (2)$$

Технології визначення моментів інерції маховиків $I_{\text{м}}$ відпрацьовані [12; 13] і вони відповідають програмованим обмеженням значень коефіцієнтів нерівномірності ходу машин δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{сеп}}}, \quad (3)$$

де ω_{max} , ω_{min} та $\omega_{\text{сеп}}$ — відповідно, максимальна, мінімальна і середня швидкості ведучої ланки.

Значення коефіцієнтів нерівномірності ходу δ наближено нормовані до класів машин, а середнє значення швидкості пропонується визначати залежністю:

$$\omega_{\text{сеп}} = \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2}, \quad (4)$$

що дає змогу записати:

$$\omega_{\text{max}} = \omega_{\text{сеп}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right); \quad \omega_{\text{min}} = \omega_{\text{сеп}} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right). \quad (5)$$

Зміни кінетичної енергії дають змогу визначити можливості обмежень нерівномірності ходу машин:

$$I_{\text{сеп}} \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2} = I_{\text{сеп}} \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2} (\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}) = \delta \omega_{\text{сеп}}^2 I_{\text{сеп}} = A_{\text{max}}, \quad (6)$$

де $I_{\text{сеп}}$ — середнє значення моменту інерції за умови нехтування його змінами. Тоді найбільші і найменші значення кінетичної енергії відповідають ω_{max} і ω_{min} ; $A_{\text{max}} = A_{\text{max}}(\varphi)$ — надлишкова робота.

$$A_{\text{max}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{\text{руш}} + M_{\text{оп}}) d\varphi. \quad (7)$$

З (7) випливає, що за заданої середньої кутової швидкості $\omega_{\text{сеп}}$ і надлишкової роботи $A_{\text{max}}(\varphi)$ єдиним вільним параметром є приведений момент інерції, на який покладається роль регулятора δ .

Порівняльна оцінка динамічних властивостей механізмів і машин у періоди усталеного руху стосується коефіцієнта динамічності χ :

$$\chi = \frac{\epsilon_{\text{екс}}}{\omega_{\text{сеп}}^2}, \quad (8)$$

де $\epsilon_{\text{екс}}$ — екстремальне кутове прискорення ведучої ланки.

$$\chi = \frac{I_{\text{сеп}} \epsilon_{\text{екс}}}{I_{\text{сеп}} \omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{M_{\text{екс}}}{2T_{\text{сеп}}}, \quad (9)$$

де $M_{\text{екс}}$ — екстремальний момент сил інерції; $T_{\text{сеп}}$ — середнє значення кінетичної енергії.

З останнього виразу випливає, що збільшення кінетичної енергії в системі «машина-двигун, передавальний механізм-робочий орган» обмежує нерівномірність ходу ведучої ланки. Окрім того, обмеження значення $\omega_{\max}$ на початок робочого ходу у випадку гнучких зв'язків між ведучою і веденою масами є корисним з точки зору зменшення пружних навантажень в них.

Неперіодичність коливання швидкостей вхідних ланок механізмів і машин є наслідком непрогнозованих впливів корисних або шкідливих опорів, підключенням додаткових мас тощо.

Важливою складовою харчових технологій є автоматизовані поточкові лінії, укомплектовані машинами-автоматами, об'єднаними транспортними зв'язками з функціями накопичувальних пристроїв. Кількапоточковість таких зв'язків відкриває перспективи обмеження динамічних навантажень, нерівномірності ходу машини і навіть рекуперації кінетичної енергії рухомих мас. Демонстрацією такого випадку може бути розробка до патенту на корисну модель UA № 58946. Патент стосується пристрою для переміщення вантажів, який складається з каркаса, ведучого і веденого валів із зірочками та паралельно встановлених ланцюгів. Недоліком таких пристроїв є нерівномірні швидкості переміщення ланцюгів з генеруванням динамічних навантажень на ведучий вал і елементи привода, зниження надійності та довговічності роботи.

Формула корисної моделі пропонує ведучі зірочки на ведучому валу встановлювати з послідовним зміщенням у відносному положенні на кут $\beta = 360/zn$, де z — число зубців на зірочці, n — кількість зірочок на ведучому валу або потоків ланцюгів (рис. 1). Таке розташування зірочок приводить до того, що інерційні складові навантажень на вал і елементи привода виявляються розподіленими в часі, що забезпечує попередньо вказані три переваги.

У дослідженні [4] виконано аналіз механічних систем при взаємодії ведучих і ведених мас з оцінкою динамічних навантажень на основі принципу Лагранжа-Д'Аламбера та енергетичних витрат за різних законів руху. Змінні значення швидкостей дають змогу відслідковувати рівні кінетичної енергії ланок, а наявність режимів вибігу можливості її рекуперативного використання. З точки зору можливості оцінки рівня кінетичної енергії значення має величина швидкості переміщення маси і, очевидно, найбільша швидкість її руху. При цьому закони переміщення значення не мають. Однак оцінка динамічних інерційних навантажень здійснюється на основі саме показника швидкості зміни швидкості, тобто прискорення.

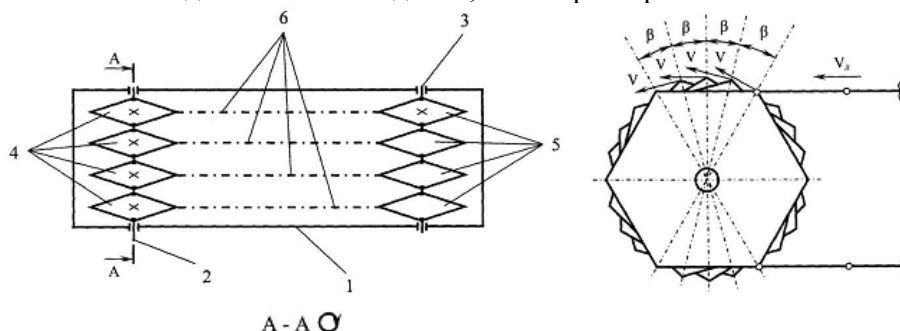


Рис. 1. Пристрій для переміщення вантажів: 1 — каркас; 2 — ведучий і 3 — ведений вали; 4 — ведучі і 5 — ведені зірочки; 6 — тягові ланцюги

У рекуперативних режимах кінетична енергія трансформується в роботу на виконання переміщення за вибігу як певна частка роботи рушійних сил. Співрозмірність значень кінетичної енергії з роботою на подолання сил технологічного опору в сумі зі шкідливим опором свідчить про реалізацію енергетичної рекуперації в самопливному режимі. Якщо переміщення маси відбувається в заданому кінематичному режимі, то при цьому можуть мати місце три випадки:

$$w_{\text{кін}} = P_{\text{т.о.}} s + P_{\text{ш.о.}} s; \quad (10)$$

$$w_{\text{кін}} > P_{\text{т.о.}} s + P_{\text{ш.о.}} s; \quad (11)$$

$$w_{\text{кін}} < P_{\text{т.о.}} s + P_{\text{ш.о.}} s; \quad (12)$$

де $P_{\text{т.о.}}$ і $P_{\text{ш.о.}}$ — відповідно, технологічний опір і шкідливий опір; s — величина переміщення.

Очевидно, що в першому і третьому випадках існує можливість повної рекуперації кінетичної енергії, а в другому — лише часткова.

Одержані співвідношення підтверджують, що кінематичний і динамічний синтез механізмів і машин з циклічними переміщеннями доцільно доповнювати розрахунками енергетичних балансів. Якщо режим вибігу починається з максимальним значенням $w_{\text{кін.макс}}$, то йому відповідає максимальна швидкість приведеної маси $V_{\text{макс}}$:

$$V_{\text{макс}} = \sqrt{\frac{2P_{\text{т.о.}} s + P_{\text{ш.о.}} s}{m}}. \quad (13)$$

За наведених умов дослідження [14] здійснено кінематичну оцінку вибігу і визначено час його завершення. Оскільки кінетична енергія $mV_{\text{макс}}^2/2$ досягається на першому етапі, то це означає можливість порівняння систем з різними законами на основі амплітуд швидкостей або аналогів швидкостей. Одночасно за прискореннями визначаються екстремуми динамічних навантажень. Виконані авторами порівняльні розрахунки стосувалися лінійного, параболічного симетричного і несиметричного законів, модифікованого лінійного, трикутного, косинусоїдального, синусоїдального, рівномірнозменшувального і трапецеїдального законів, що дало змогу до висновку про те, що жоден з них не відповідає обом сформульованим екстремальним умовам найменших енергетичних витрат і найменшим динамічним навантаженням. Проте найкраще співвідношення стосується трапецеїдального закону за комбінацією швидкостей і прискорень.

Наведена інформація щодо використовуваних методів обмеження динамічних складових навантажень дає змогу зробити висновки, які стосуються одномасових систем у формі:

- зниження сил інерції (моментів сил інерції) досягається зменшення різниці між рушійними силами і силами опору, що діють на приведену масу системи;
- збільшення приведеної маси системи приводить до зменшення інерційних навантажень за інших рівних умов;
- пуск системи в перехідному процесі бажано здійснювати без технологічного навантаження;
- у режимах розгону рух доцільно мати рівноприскореним, що досягається сталими значеннями сил рушійних, сил опору і приведених мас.

Названі позиції висновків відображаються залежністю:

$$\ddot{x}_1 = \frac{P_{\text{руш}} - P_{\text{оп}}}{m_{\text{пр}}} \quad (14)$$

для лінійної моделі, яка для випадку крутної моделі має такий вигляд:

$$\ddot{\phi}_1 = \frac{M_{\text{руш}} - M_{\text{оп}}}{I_{\text{пр}}} \quad (15)$$

Вигоди рівноприскореного руху на етапі розгону приведеної маси і рівносповільненого на етапі зменшення швидкості пов'язані з тим, що саме за таких умов реалізуються режими швидкодії за найменш можливих прискорень і динамічних навантажень (рис. 2).

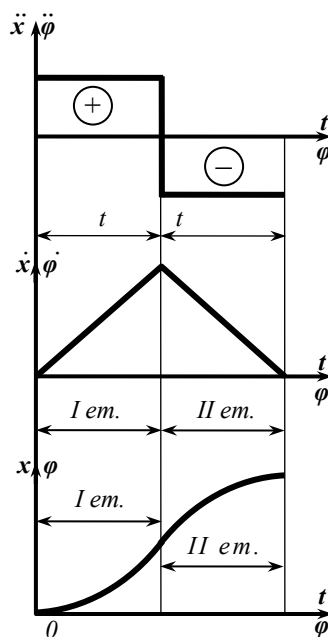


Рис. 2. Кінематичні діаграми двох етапів руху приведеної маси

Рівняння (15) стосується першого етапу, але на другому етапі воно трансформується до вигляду:

$$\ddot{\phi}_{II} = -\frac{M_{\text{оп}}}{I_{\text{пр}}} \quad (16)$$

Важливою умовою цього випадку є рівність модулів кутових прискорень:

$$|\ddot{\phi}_I| = |-\ddot{\phi}_{II}| \quad (17)$$

Це означає необхідність виконання умови:

$$|M_{\text{руш}} - M_{\text{оп}}| = |M_{\text{оп}}|, \quad (18)$$

або звідси

$$|M_{\text{руш}}| = |-2M_{\text{оп}}|. \quad (19)$$

Тоді співвідношення силових факторів складатимуть ряди:

$M_{оп}, Нм$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M_{руш}, Нм$	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$M_{руш} - M_{оп}, Нм$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Це означає, що збільшення рушійного фактора (і кутового прискорення) у 2, 3, 4, ... рази потребує такого ж збільшення моменту сил опору, що складно з першого погляду вважати позитивним досягненням. Однак та обставина, що до складу $M_{оп}$ входить і величина технологічного опору ситуацію нівелює. Звідси випливає, що визначення параметрів перехідного процесу потрібно починати з силового параметра опору, до якого, окрім технологічного, потрібно додати показник шкідливого опору. При цьому дія двох останніх складових опорів розповсюджується на обидва етапи і досягається можливість визначення $M_{руш}$. Конструкція системи привода і об'єкта в цілому повинні забезпечувати умови $M_{оп} = \text{const}$ і $M_{руш} = \text{const}$. З урахуванням статичних механічних характеристик електричних двигунів стабілізації $M_{руш}$ можливо досягти використанням серводвигунів, фрикційних муфт граничних моментів або сучасних електронних систем.

Однак переваги рівноприскорених і рівносповільнених законів переміщень певною мірою нівелюються наявністю м'яких ударів, яким відповідають позиції стрибкоподібних змін прискорень. Ліквідацію цього недоліку доцільно здійснювати шляхом використання трапецеїдальних законів у рухах робочих органів [4].

Однак перехід до динаміки машин зі значними веденими масами ускладнюється наявністю в них частин з постійним рухом елементів привода і частин, пов'язаних з дискретними переміщеннями і паузами. Принцип адитивності при цьому вказує на ту ж стрибкоподібну зміну моментів інерції системи, що потребує дещо особливих підходів при оцінці змін параметрів таких систем. Так, у системі з жорсткими кінематичними зв'язками зупинка каруселі автомата означає виключення частини приведенного моменту інерції, там само, як і наступне включення. Такі зміни можливо оцінити на основі закону збереження енергії.

Припустимо, що на період зупинки дискретної частини машини вона характеризується приведеним моментом інерції I_0 і кутовою швидкістю ланки приведення ω_0 . Це означає, що кінетична енергія рухомих мас складає:

$$E_0 = I_0 \frac{\omega_0^2}{2}. \quad (20)$$

Від початку руху дискретної частини момент інерції системи зміниться і складе значення:

$$I_{\text{маш}} = I_0 + I_{\text{д.ч.}}. \quad (21)$$

Тоді за неврахування енергетичних втрат взаємодії між рухомою і дискретною частинами перерозподіл кінетичної енергії призведе до співвідношення:

$$E_0 = (I_0 + I_{\text{д.ч.}}) \frac{\omega_{(к)}^2}{2}, \quad (22)$$

де $\omega_{(к)}$ — кінцева кутова швидкість ланки приведення.

З останнього рівняння знаходимо:

$$\omega_{(к)} = \sqrt{2E_0 / (I_0 + I_{\text{д.ч.}})}. \quad (23)$$

Отже, в обмеженому часі $t_{(к)}$ зміна кутової швидкості складе:

$$\Delta\omega = \omega_0 - \omega_{(к)} \quad (24)$$

і цій зміні відповідає середнє кутове прискорення:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{t_{(к)}} = \frac{\omega_0 - \omega_{(к)}}{t_{(к)}}. \quad (25)$$

Йому відповідає додатковий динамічний момент:

$$M_{д} = (I_0 + I_{д.ч.}) \frac{\omega_0 - \omega_{(к)}}{t_{(к)}}. \quad (26)$$

Енергія E_0 є тією складовою, яка не втрачається в процесі експлуатації машини і має в кожному циклі доповнюватися до значення:

$$E_{доп} = (I_0 + I_{д.ч.}) \frac{\omega_{\max}^2}{2}. \quad (27)$$

Різниця доповнювання складає:

$$\Delta E_{доп} = (I_0 + I_{д.ч.}) \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{(к)}^2}{2}. \quad (28)$$

Отримані енергетичні витрати коригуються відповідно до ККД:

$$E_{доп} = (I_0 + I_{д.ч.}) \frac{\omega_{\max}^2}{2\eta}. \quad (29)$$

Додаткові можливості щодо рекуперації кінетичної енергії і, одночасно, до обмеження динамічних навантажень та нерівномірності ходу ланок стосуються випадків паралельних робочих органів або навіть паралельних ліній. Основні ідеї таких рішень [6; 7] стосуються синхронізованих переміщень робочих органів або машин із зсувом у часі на фази розгону і сповільненого руху на ділянках робочих ходів, які чергуються без вистойів або з вистоями (рис. 3 та 4).

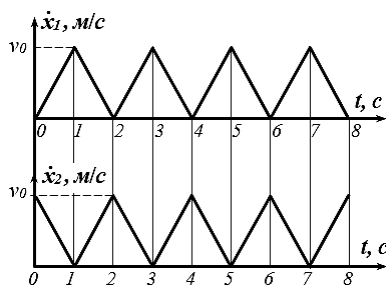


Рис. 3. Діаграми швидкостей переміщень робочих органів 1 і 2 із зсувом на пів фази

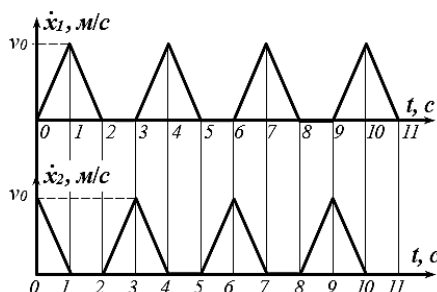


Рис. 4. Діаграми швидкостей переміщень робочих органів 1 і 2 із зсувом на пів фази за наявності

Рекупераційні прояви складаються з двох ефектів. По-перше, режими розгону у всіх випадках не збігаються, що означає можливість обмеження рушійних факторів. По-друге, на ділянках сповільнених рухів сили інерції виступають у ролі рушійних. Окрім того, з'являються додаткові можливості обмеження нерівномірності ходу ведучої ланки з відповідними позитивними наслідками.

Так, для випадку зі зсувом робочих ходів на півфази, зображеному на рис. 3, видно, що за однакових приведених мас робочих органів їх кінетична енергія у будь-який момент часу складає:

$$E_{\text{кін}} = \frac{m_1}{2} (\dot{x}_1)^2 + \frac{m_2}{2} (\dot{x}_2)^2. \quad (30)$$

Якщо прийняти $\dot{x}_1 = kt$ на першій півфазі і $\dot{x}_2 = v_0 - kt$, то

$$\begin{aligned} E_{\text{кін}} &= \frac{m_1}{2} (kt)^2 + \frac{m_2}{2} (v_0 - kt)^2 = \frac{m_1}{2} (kt)^2 + \frac{m_2}{2} v_0^2 - m_2 v_0 kt + \frac{m_2}{2} (kt)^2 = \\ &= \left(\frac{m_1}{2} + \frac{m_2}{2} \right) (kt)^2 + \frac{m_2}{2} v_0^2 - m_2 v_0 kt. \end{aligned} \quad (31)$$

З одержаної залежності і при $t=0$ маємо:

$$E_{\text{кін}} = \frac{m_2}{2} v_0^2. \quad (32)$$

Кінцевому часу півфази відповідає:

$$t_{(к)} = \frac{v_0}{k} \quad \text{і} \quad E_{(к)\text{кін}} = \frac{m_1}{2} v_0^2. \quad (33)$$

Це означає виконання умови $E_{\text{кін}}^{\text{кін}} > 0$ за будь-якого часу t_i і зменшення коефіцієнта динамічності пристрою.

Наявність вистойв у циклах роботи машини (рис. 4) приводить до погіршення ситуації, оскільки мають місце проміжки часу зупинки робочих органів з нульовим рівнем їх кінетичної енергії. Однак і при цьому позитивні ефекти від суміщення в часі пів фаз з вистоями і між собою мають місце. Очевидно, що у випадку диференціального приводу рух ведучих ланок має бути синхронізованим з однаковими кутowymi швидкостями.

Висновки. Вирішення задач обмеження коливань швидкості в рухах ведучих, ведених і проміжних мас логічно поєднується з можливостями рециркуляції енергетичних потоків та обмеженням енергетичних витрат.

З цієї точки зору на особливу увагу заслуговують машини періодичної дії, оскільки кожний період пуску системи рухомих мас означає наявність енерговитрат на доведення до номінальних значень швидкостей і відповідних кінетичних енергій.

Заплановані закони переміщень рухомих ланок і відповідні їм перехідні процеси є першопричиною нерівномірності ходу ведучих ланок. Обмеження останньої досягається машинним забезпеченням законів руху ланок, стабілізацією динамічних параметрів систем, логікою побудови зміщеної хронограми синхронних переміщень у режимах розгону та вибігу паралельних робочих органів.

Вибір на користь реалізації в системі рівноприскорених і рівносповільнених переміщень рухомих мас за мінімізованої швидкодії відповідає умовам рекуперації кінетичної енергії в паралельних потоках.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гавва О. М. Пристрої подачі рулонного пакувального матеріалу / Гавва О. М., Масло М. А., Яровий В. Л. // Упаковка. — 2003. — № 5. — С. 46—54.

2. Пристрої формування упаковки із термозварних рулонних матеріалів / Гавва О. М. та ін. // Упаковка. — 2005. — № 1. — С. 30—32.
3. Упаковывание пищевых продуктов в гибкие материалы / Галкин А. А. и др. // Упаковка. — 2014. — № 1. — С. 39—42.
4. Динаміка і рекуперация вторинних енергетичних ресурсів у механічних системах / Криворотко В. М. та ін. // Наукові праці НУХТ. — 2014. — Т. 20, № 1. — С. 171—180.
5. Павлов С. О. Удосконалення методів розрахунку пакувального обладнання харчових виробництв з робочими елементами змінної жорсткості: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.12: захист 28.11.2012 / наук. кер. Соколенко А. І. Київ: НУХТ, 2012. 177 с.
6. Синтез машин ліній пакування та енергозбереження / Соколенко А. І. та ін. // Упаковка. — 2012. — № 3. — С. 53—55.
7. Соколенко А. І. Рекуперация кінетичної енергії в технологічних машинах / Соколенко А. І., Васильківський К. В., Степанець О. І. // Харчова промисловість. — 2016. — № 20. — С. 138—145.
8. Соколенко А., Васильковский К., Костюк В. Ограничение динамических нагрузок в приводах технологических машин линий упаковываний / Соколенко А., Васильковский К., Костюк В. // Научни трудове на университет по хранителни технологии. — 2015. — Том LXII. — С. 777—781.
9. Справочник механика пищевой промышленности / А. И. Соколенко и др.; под ред. проф. А. И. Соколенко. — Киев: АртЭк, 2004. — 304 с.
10. Стоцько З. А. Моделювання технологічних систем / Стоцько З. А. — Львів: Львівська політехніка, 2013. — 188 с.
11. Степанець О. І. Динаміка і енергетична рекуперация в технологічних машинах / Степанець О. І., Пригодій Д. В., Ткачук Н. А. // Наукові праці НУХТ. — 2017. — Том 23, № 5. Ч. 2. — С. 26—32.
12. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учебник для ВТУЗов / Артоболевский И. И.; 4-е издание перераб. и доп. — Москва: Наука, 1988. — 640 с.
13. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / Кожевников С. Н. — Москва: Машиностроение, 1993. — 591 С.
14. Моделювання процесів пакування / А. І. Соколенко та ін. — Вінниця: Нова книга, 2004. — 272 с.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ РЕКУПЕРАЦИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ХОДА МАШИН

О. И. Степанец, К. В. Васильковский, С. М. Мироненко, И. Ф. Максименко
Национальный университет пищевых технологий

Статья касается возможностей регулирования хода машин с параллельными мерами по энергетической рекуперации. Показано, что динамика технологических машин пищевой промышленности определяет соотношение производительности, нагрузок приводов и рабочих органов, точность воспроизведения процессов, удельные энергетические затраты. Последние связываются с необходимостью заданных перемещений подвижных звеньев с преодолением сил полезных и вредных сопротивлений, которые представлены силами внешнего трения в кинематических парах и соединениях и внутреннего трения при возникновении колебательных процессов.

Сформулированы предложения по ограничению динамических нагрузок и выбору параметров систем с реализацией режимов быстрого действия и организации процессов рекуперации кинетической энергии в машинах периодического действия или в присутствии движущихся масс с устоявшимися законами движения в параллельных потоках.

Ключевые слова: рекуперация, ход машины, упаковочный пленочный материал, рулон, маховик, коэффициент динамичности, циклическое перемещение.