

ABOUT THE POSSIBILITY OF RESOURCE RECOVERY OF KINETIC ENERGY IN MACHINES AND MECHANISMS

A. Sokolenko, K. Vasilkovskiy, V. Kostyuk

National University of Food Technologies

Key words:	ABSTRACT
recovery, kinetic energy, machine, mechanism, dispersal, ran, kinematics	Among the tasks synthesis mechanisms and technological machines include achieving a given performance-based selection of geometric and kinematic parameters of possible minimizing dynamic loads. The list of tasks is complemented by demand recovery of mechanical energy in cars cyclic action on the basis that the driving forces work against the forces of inertia equal to the kinetic energy of moving masses.
Article history: Received 18.04.2016 Received in revised form 29.05.2016 Accepted 2.06.2016	The study shows that the simple use of inertial coasting phases in most cases unsuitable due to the lack of guarantees according to the sequence diagram options. Determined that the counter provided two masses, one of which is under acceleration, and the second - during coasting, recovery will limit the equality of kinematic energy. Especially high energy cost efficiency of recovery work must accompany doubled mechanisms (machines) retroactive effect.
Corresponding author: vasilkivski@voliacable.com	

ПРО МОЖЛИВОСТІ РЕКУПЕРАЦІЇ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В МАШИНАХ І МЕХАНІЗМАХ

A.I. Соколенко, д-р техн. наук,

K.B. Васильківський, канд. техн. наук,

V.C. Костюк, канд. техн. наук

Національний університет харчових технологій

До числа задач синтезу механізмів і технологічних машин відносяться досягнення заданої продуктивності на основі вибору геометричних і кінематичних параметрів з можливою мінімізацією динамічних навантажень. Цей перелік завдань доповнюється вимогою рекуперації механічної енергії в машинах циклічної дії на тій основі, що робота рушійних сил проти сил інерції дорівнює кінетичній енергії рухомих мас. В дослідженні показано, що просте використання фаз інерційного вибігу у більшості випадків непридатне через відсутність гарантій відповідності до параметрів циклограм. Визначено, що за умови протидії двох мас, одна з яких знаходиться на етапі розгону, а друга — на етапі вибігу, межею рекуперації буде рівність їх кінематичних енергій. Особливо велика енергоекономічна ефективність рекуперації має супроводжувати роботу подвоєних механізмів (машин) зворотної дії.

Ключові слова: рекуперація, кінетична енергія, машина, механізм, розгін, вибіг, кінематика.

Вступ. Енергетичні потоки в технологічних машинах взагалі і зокрема в машинах харчової промисловості представлені роботами сил рушійних і сил корисного та шкідливого опорів. Вказані потоки існують у формі кінетичної енергії рухомих мас та потенціальної

енергії тих же мас, що змінюють свої положення в гравітаційному полі. Одночасно потенціальна енергія присутня у формі енергії деформації пружних зв'язків і мас. При цьому очевидно, що і кінетична і потенціальна енергії є змінними у зв'язку зі змінними кінематичними параметрами як в перехідних процесах, так і в усталених режимах. Останнє є характерним у обладнанні періодичної дії, коли існують робочі і холості ходи, які можуть доповнюватися фазами вистоїв, а реалізація заданих законів руху досягається набором різних механізмів, наприклад, кулачкових, мальтійських, важільних, гідравлічних, пневматичних тощо [1, 2]. Присутність змінних кінематичних параметрів в русі робочих органів, рушійних сил або сил корисних опорів приводить до нерівномірності ходу вхідних ведучих ланок та до додаткових динамічних навантажень і деформацій, порушень законів руху, точності переміщень і додаткових енергетичних витрат.

Метою цього дослідження є аналіз і розроблення пропозицій щодо синтезу механічних систем з рекуперацією кінетичної енергії та обмеженнями нерівномірності ходу ведучих ланок.

Методика досліджень обрана у формі поглибленого вивчення перехідних процесів в машинах і механізмах з врахуванням енергетичних трансформацій.

Результати досліджень. Перехідні процеси в технологічних машинах супроводжуються динамічними явищами і додатковими навантаженнями.

Традиційним рішенням щодо останніх є встановлення маховикових мас або зрівноваження ланок, що приймають участь в обертальних, коливальних або складних переміщеннях. Проте нагромадження додаткових мас в складі передавально-перетворювальних механізмів є не найкращим рішенням проблем і подальші пошуки нетрадиційних рішень є актуальними.

Робочі органи машин-автоматів можуть виконувати рухи поступальні, зворотно-поступальні, обертальні, коливальні, зворотно-обертальні, складні тощо. Проте в побудові машин в різних випадках передбачається наявність робочого ходу з різними законами, який складається з двох частин. На першій з них переміщення робочого органа є прискореним, а на другій — сповільненим. Вказане стосується як поступальних, так і обертальних крокових переміщень.

У більшості випадків досліджень динаміки механічних систем вирішуються задачі визначення співвідношень між кінематичними і динамічними параметрами взаємодіючих мас. І хоча порівняно з силовими параметрами оцінки енергетичних витрат є еквівалентними у своїх значеннях, однак, у більшості задач можливості рекуперації кінетичної енергії не розглядаються.

До числа припущень у цих дослідженнях приймемо те, що точками прикладання силових факторів приймаються центри мас ланок.

Подвійний інтерес до перехідних процесів пов'язаний, по-перше, з динамічними складовими навантажень, які є реакціями систем на прискорений або сповільнений рух мас, а, по-друге, зміна швидкостей, означає наявність енергетичних трансформацій. Очевидно, що такі показники між собою взаємопов'язані, оскільки величина кінетичної енергії $mV_{\max}^2/2$ визначає енергетичні витрати на розгін системи з приведеною масою m . Це приводить до можливості порівняльної оцінки систем з різними законами на основі швидкостей або аналогів швидкостей. Одночасно динамічні складові навантажень відображаються амплітудами в залежностях, що відповідають прискоренням [3, 4].

Для попередньої оцінки можливості рекуперації кінетичної енергії в механізмах зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки звернемося до прикладу кривошипно-повзунного механізму (рис. 1.), хоча це не принципово і стосується різних інших випадків. Важливо лише, щоб приведена або фізична маса m виконувала б зворотно-поступальний рух. Останнє означає, що на момент початку і завершення робочого ходу швидкості її дорівнюють нулю [5]. При цьому закони руху маси m мають значення з точки зору оцінки інерційних навантажень, однак їх різні форми на можливість вказаної рекуперації принципово не впливають. Покажемо це на обраному прикладі (рис. 1.). Робочому ходу вихідної ланки відповідають переміщення кривошипа з положенням OA_0 до положення OA_4 і положення точок B_0 і B_4 вихідної ланки. Очевидно, що кут повороту кривошипа при цьому складає 180° , а першій частині переміщення повзуна відповідають кут повороту $\varphi = 90^\circ$ і позитивні значення прискорення маси m на ділянці $B_0 - B_2$. На ділянці кута повороту кривошипа від $\varphi = 90^\circ$ до $\varphi = 180^\circ$ рух маси m буде сповільненим. Це означає, що на першій частині робочого ходу сила інерції P_i вихідної ланки буде спрямована проти рушійної сили у формі реакції з боку шатуна (або у формі рушійного моменту M_p , прикладеного до кривошипа).

Проте на другій частині переміщення від $\varphi = 90^\circ$ до $\varphi = 180^\circ$ (від B_2 до B_4 вихідної ланки) сила інерції співпадає з напрямком дії рушійної сили (рушійного моменту) і виконує роль якоїсь частки рушійної сили. Оскільки кінематика механізму побудована на основі жорстких зв'язків між ланками і сила інерції P_i обов'язково реалізується на обох ділянках робочого ходу зі змінними напрямками, то це за інших рівних умов викликає нерівномірність ходу ведучої ланки з відповідними наслідками.

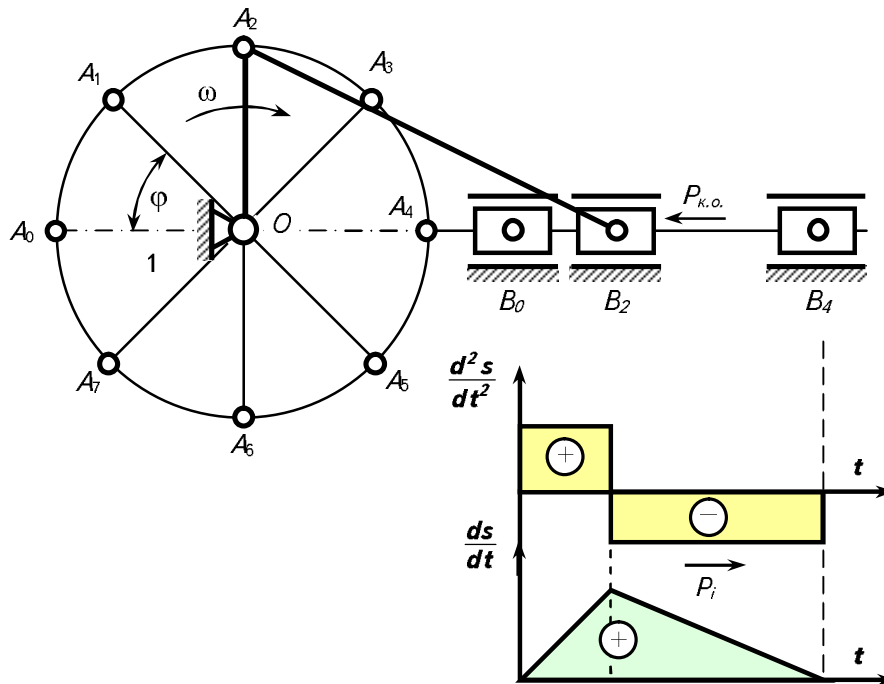


Рис. 1. Схема кривошипно-повзунного механізму з діаграмами прискорення і швидкості робочого ходу повзуна

На ділянці зворотного ходу повзуна за кута повороту кривошипа в межах $\varphi = 180^\circ - 270^\circ$ сила інерції вихідної ланки спрямована проти рушійної сили, а на ділянці $\varphi = 270^\circ - 360^\circ$ сила інерції співпадає за напрямком з рушійною силою.

В режимах робочого ходу окрім приведених мас механізмів можуть приймати участь різні вантажі на відміну від режимів холостого ходу. Вибір кінематичних параметрів при цьому здійснюється з врахуванням пропускну здатності системи з врахуванням динамічних явищ. Додаткові маси вантажів можуть переміщуватися за законами руху робочих органів або в окремих випадках їх переміщення на других частинах робочих ходів можуть супроводжуватися додатковими вибігами. Вибір тієї або іншої схеми доцільно здійснювати на досягнення зовнішніх вимог.

Аналітичні моделі переміщень приведених мас на першій і другій частинах робочих ходів відображаються умовами (1) та (2) відповідно:

$$P_p^I(t) = m\ddot{x}(t) + P_{on}(t) \quad (1)$$

та

$$P_p^{II}(t) = P_{on}(t) - m\ddot{x}(t) \quad (2)$$

де $P_{on}(t)$ є сумою сил корисного $P_{к.о.}(t)$ і шкідливого $P_{ш.о.}(t)$ опорів.

Очевидно, що вказані силові параметри можуть бути функціями часу, узагальнених координат, швидкостей або бути сталими. Проте у всіх випадках названі стани у формі перших і других частин робочих ходів обов'язково присутні.

Зміна рушійних факторів у зв'язку з переходом від першої до другої частин відображується залежністю:

$$\Delta P_p = P_{p\max} - P_{p\min} = 2m\ddot{x} \quad (3)$$

за умови сталих законів $P_{p\max}$ і $P_{p\min}$, а за змінних симетричних законів маємо:

$$\Delta P_p(t) = P_p'(t) - P_p''(t) \quad (4)$$

Відомо, що графіки прискорень дають можливість аналізу динамічних явищ, а залежності графіків швидкості відображають кінетичну енергію рухомих мас або приведеної маси машини. Цьому твердженню відповідає правило визначення приведеної маси, відоме як принцип еквівалентності кінетичних енергій у формі:

$$\frac{m_{\text{пр}} V_{\text{пр}}^2}{2} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{m_i V_i^2}{2} + \sum_{k=1}^{k=n} \frac{I_k \omega_k^2}{2}, \quad (5)$$

де $V_{\text{пр}}$ — швидкість точки прикладання приведеної маси, м/с; V_i — швидкість точки центра мас i -тої маси m_i , м/с; ω_k — кутова швидкість ланки з моментом інерції I_k , с^{-1} .

Таким чином, зростання лінійних швидкостей центрів мас ланок і кутових швидкостей ланок однозначно відображають їх кінетичні енергії рівно як і приведена маса. Звідси витікає, що на першому етапі робочого ходу рівно як і на першому етапі холостого ходу кінетична енергія механічних систем зростає, а на їх других етапах кінетична енергія зменшується. Синхронно з цими енергетичними змінами змінюється робота рушійних сил. В залежності від характеристик двигунів така енергетична трансформація може здійснюватись за рахунок сталих або змінних швидкостей ведучих ланок. Відгуком асинхронного електричного двигуна на перші етапи є певне зменшення кутової швидкості ротора і зростання його моменту $M_{\text{дв}}$, а за синхронного двигуна кутова швидкість ротора залишається сталою.

Проте в обох випадках за переходів від одного етапу до іншого або навіть в середині етапів системи генерують змінні ΔP_p , що формулює вимогу пошуку умов рекуперації кінетичної енергії. Важливо, що така рекуперація може супроводжуватися обмеженнями нерівномірностей ходу ведучих ланок.

Напрямок синтезу подвоєних механізмів знайшов поширене використання в кількациліндрових двигунах, компресорах, насосах тощо. З метою повного або часткового зрівноваження використовують відповідно з'єднані між собою однакові кривошипно-повзунні механізми за певного розташування кривошипів, заклиненних на одному валу. В таких випадках пристрої виконуються як однорідні з однаковими розмірами і масами повзунів (поршнів) і шатунів. На рис. 2, 3 і 4 наведені схеми відповідно подвоєного кривошипно-повзунного механізму, повністю зрівноваженого двоциліндрового механізму та механізму чотирициліндрового двигуна.

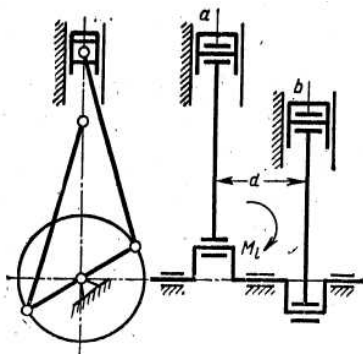


Рис. 2. Подвоєний кривошипно-повзунний механізм

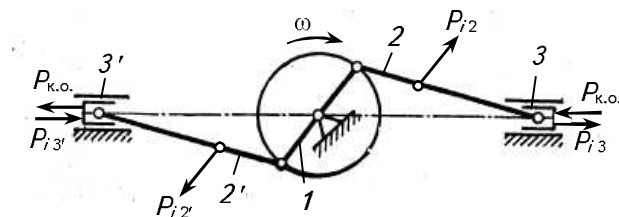


Рис. 3. Повністю зрівноважений двоциліндровий механізм

За виконання механізму двоциліндрового двигуна по схемі рис. 2 зрівноважуються сили інерції першого порядку, а всі інші залишаються незрівноваженими. За зміщення циліндрів в напрямку осі вала на величину d з'являється незрівноважена пара сил інерції $M_i = P_i d$. Повне зрівноваження досягається за з'єднання кривошипів по схемі рис. 3, за якого сили інерції зрівноважуються завдяки симетричності. Однак таке зрівноваження не означає відсутність сил і моментів сил інерції і їх подолання пов'язане з відповідними енергетичними витратами. В механізмі по рис. 4 окрім сил інерції першого порядку зрівноважується момент $M_i = P_i d$, який відповідає двоциліндровому двигуну.

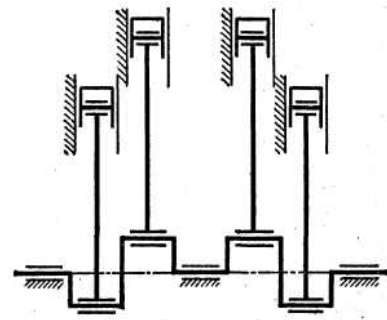


Рис. 4. Механізм чотирициліндрового двигуна

З наведених прикладів видно, що заклинювання кривошипів під кутом 180° на колінчастих валах дозволяє в певній мірі вирішувати завдання зрівноваження механізмів, однак це не вирішує задач енергетичної рекуперації, оскільки за таких умов їх робочі і холості ходи чергуються послідовно або співпадають. На рис. 5 наведені діаграми швидкостей вихідних ланок механізмів з різним чергуванням. Наведені варіанти чергувань робочих і холостих ходів можуть стосуватися компресорів або технологічних машин. Важливо, що за обох варіантів енергетичні витрати на подолання сил інерції, пов'язаних з кінематикою механізмів, визначаються сумою для обох механізмів. Це означає, що на перших етапах робочого і холостого ходів енергетичні витрати, пов'язані з подоланням сил інерції складуть подвійну величину:

$$E = E_1' + E_2' = m_1 \frac{V_{\max}^2}{2} + m_2 \frac{V_{\max}^2}{2} = m V_{\max}^2, \quad (6)$$

якщо приведені маси першого m_1 і другого m_2 механізмів між собою рівні, де V_{\max} — максимальні швидкості приведених мас.

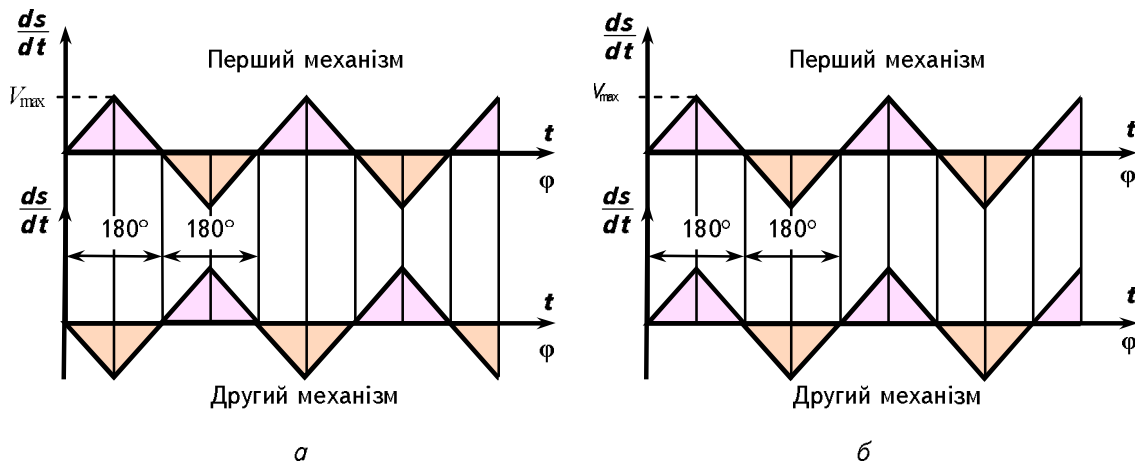


Рис. 5. Діаграми швидкостей вихідних ланок за умови заклинювання кривошипів під кутом 180° : а — перший варіант; б — другий варіант

Розглянемо особливості навантажень вихідних ланок і переміщуваних вантажів силами інерції. Механізм (рис. 6) виконано як двокривошипний і роль кривошипів виконують кінематично зв'язані зубчасті колеса з однаковими числами зубців і геометричними параметрами, які забезпечують жорсткі кінематичні зв'язки.

Робочим ходам відповідають переміщення повзунів на ділянках $B_1 - B_5$ і $D_1 - D_5$. При цьому першим етапам відповідають ділянки $B_1 - B_3$ та $D_1 - D_3$ та положення уявних кривошипів лівого і правого механізмів в зазначених перших квадрантах. Однак взаємне положення кривошипів є різним, оскільки в лівому механізмі воно відповідає початку робочого ходу. Це означає, що кут зсуву у взаємних положеннях складає 90° . За повороту

від $\varphi(n) = 0$ на 90° має місце прискорений рух вихідної ланки лівого механізму і сповільнений — правого. За таких прискорень сили інерції на повзунах протидіють по різному. На лівому вона спрямована проти швидкості руху, а на правому сила інерції з напрямком руху співпадає. Це одночасно означає, що на лівому механізмі за положень кривошипа в квадранті I сила інерції протидіє рушійному моменту $M_{p,1}$, а на правому за положень кривошипа в квадраті II сила інерції сприяє дії $M_{p,2}$. На рис. 6 позначено квадранти I, II, III та IV. Їх нумерація позначена від початку і в напрямку робочого ходу і в кожному з них присутня позначка + або -. Знак + означає, що за перебування кривошипа в цьому квадранті сила інерції виступає рушійною, а від'ємний знак - що сила інерції протидіє рушійній. За початкового зміщення кривошипа правого механізму по напрямку руху на 90° одночасні положення кривошипів мають місце в квадрантах за табл. 1, наведеною нижче.

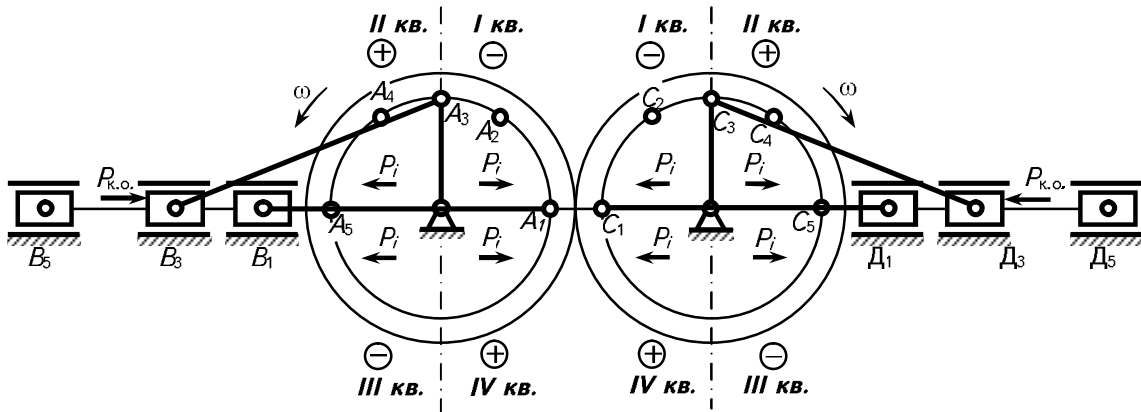


Рис. 6. Подвоєний важільно-зубчатий механізм

Таблиця 1. Дані щодо перебування кривошипів подвоєних механізмів в квадрантах I—IV з інформацією про знаки прискорень.

Механізм	Квадрант і знак прискорення			
	Лівий	I — мінус	II — плюс	III — мінус
Правий	II — плюс	III — мінус	IV — плюс	I — мінус
Рекуперація присутня				

Послідовність перебування кривошипів у вказаних квадрантах, що стосується першого і другого етапів за їх синхронізованих переміщень, вказує на присутність рекуперації кінетичної енергії.

Розглянемо інший випадок, коли напрямки обертання кривошипів будуть однаковими з кутом защемлення 180° (рис. 7).

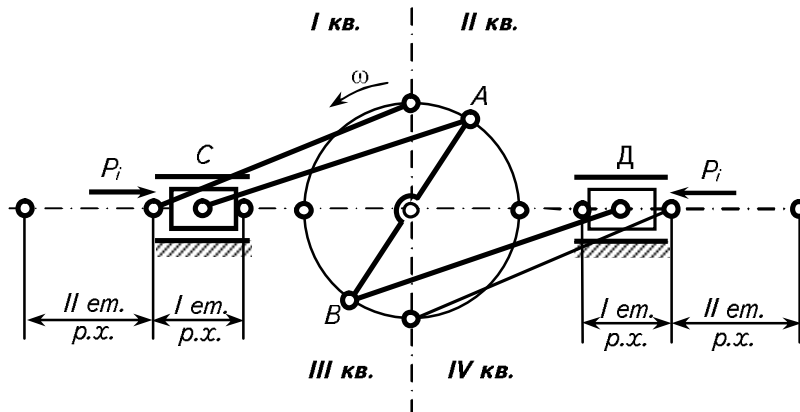


Рис. 7. Подвоєний кривошипно-повзунний механізм

Як було показано, перевагою механізму за такою схемою є зрівноваженість сил інерції: Однак при цьому перші і другі етапи робочих і холостих ходів співпадають, що знайшло своє відображення в табл. 2.

За сполучень положень кривошипів в квадрантах I—II і III—I енергетична рекуперация відсутня і протидія рушійним силам досягає максимальних значень. Хоча в цьому випадку у зв'язку зі специфічною геометрією зв'язків сили інерції в загальній оцінці компенсуються, однак в лівому і правому механізмах вони існують і рушійний фактор мусить їх долати.

Таблиця 2. Дані щодо оцінки можливості рекуперативної кінетичної енергії в механізмі за схемою по рис.7

Механізм	Квадрант і знак прискорення			
Лівий	I — мінус	II — плюс	III — мінус	IV — плюс
Правий	II — мінус	III — плюс	IV — мінус	I — плюс
Рекуперация відсутня				

Якщо за положень кривошипа OA в першому квадранті кривошип OB змістити в четвертий квадрант, то їх взаємні положення будуть відображені табл. 3.

Таблиця 3. Дані щодо можливості рекуперативної кінетичної енергії в механізмі за схемою по рис.7 з заклинюванням кривошипів під кутом 90°

Механізм	Квадрант і знак прискорення			
Лівий	I — мінус	II — плюс	III — мінус	IV — плюс
Правий	II — плюс	III — мінус	IV — плюс	I — мінус
Рекуперация присутня				

За зміщенням кривошипа OB в другий квадрант за інших рівних умов результат відображується табл. 4.

В цьому випадку рекуперация кінетичної енергії в машинах циклічної дії також є можливою.

Таблиця 4. Дані щодо оцінки можливості рекуперативної кінетичної енергії за заклинювання кривошипів під кутом 90° в першому і другому квадрантах

Механізм	Квадрант і знак прискорення			
Лівий	I — мінус	II — плюс	III — мінус	IV — плюс
Правий	II — плюс	III — мінус	IV — плюс	I — мінус
Рекуперация присутня				

Висновки. Виконаний аналіз циклічно діючих машин і механізмів дозволив сформулювати наступне.

Рекуперация кінетичної енергії в циклічно діючих машинах і механізмах стосується періодів, в яких швидкості їх приведених мас зменшуються. При цьому враховується положення про те, що робота сил рушійних проти сил інерції дорівнює кінетичній енергії рухомих мас у зв'язку з перехідним режимом розгону. Останнє дозволяє оцінювати енергетичний потенціал можливої рекуперативної енергії.

Запропонований варіант рекуперативної кінетичної енергії має перспективи застосування для випадків циклічних рухів робочих органів і вантажів в лінійних, обертових і коливальних переміщеннях. Умовою рекуперативної енергії є використання подвоєних робочих органів в машинах або подвоєних машин з синхронізацією переміщень на основі жорстких кінематичних зв'язків або за використання елементів механотроніки.

Просте використання фаз інерційного вибігу, на яких виключається дія рушійних сил, у більшості випадків непридатне через відсутність гарантій щодо забезпечення умов циклограм і заданої продуктивності. По мірі вибігу приведеної маси на елементарному часі dt одночасно зменшується енергетичний потенціал і рушійна сила. За умови, що має місце протидія двох мас, одна з яких знаходиться на етапі розгону а друга — на етапі вибігу, межею рекуперативної енергії буде рівність їх кінетичних енергій. За рівності обох мас такій ситуації відповідає рівність їх швидкостей і їй відповідає умовний аналог другого закону термодинаміки, за яким теплову енергію від нагрітого тіла до менш нагрітого не можливо передати самопливом без компенсаційного процесу.

Кількість кінетичної енергії в системі з двох взаємодіючих мас має визначатися за принципом суперпозиції і роль «компенсаційного механізму» мають відігравати кінематичні зв'язки, які дозволяють здійснення рекуперації кінетичної енергії за умови $E_2 > E_1$, $E_2 < E_1$.

Особливо збільшена енергоекономічна ефективність має супроводжувати роботу подвоєних машин (механізмів) зворотної дії.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Теория механизмов и машин* / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. — М.: Высшая школа, 1987. — 496 с.
2. *Пальчевський Б.О.* Дослідження технологічних систем. Моделювання, проектування, оптимізація: навч. посіб. для студ. техн. спец. вищ. навч. закл. / Б.О. Пальчевський. — Львів: «Світ», 2001. — 231 с.
3. *Моделювання процесів пакування: підруч.* / А.І. Соколенко, В.Л. Яровий, В.А. Піддубний та ін. — Вінниця: Нова книга, 2004. — 272 с.
4. *Механічні процеси і обладнання переробного і харчового виробництва. Частина 1* / П.С. Берник, З.А. Стоцько, І.П. Паламарчук та ін. — Львів: «Львівська політехніка», 2004. — 336 с.
5. *Бурдо О.Г.* Прикладное моделирование процессов переноса в технологических системах / О.Г. Бурдо, Л.Г. Калинин. — Одесса: Друк, 2008. — 348 с.

О ВОЗМОЖНОСТЯХ РЕКУПЕРАЦИИ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

А.И. Соколенко, К.В. Васильковський, В.С. Костюк

Национальный университет пищевых технологий

К числу задач синтеза механизмов и технологических машин относятся достижение заданной производительности на основе выбора геометрических и кинематических параметров с возможной минимизацией динамических нагрузок. Этот перечень задач дополняется требованием рекуперации механической энергии в машинах циклического действия на том основании, что работа движущих сил против сил инерции равна кинетической энергии движущихся масс.

В исследовании показано, что простое использование фаз инерционного выбега в большинстве случаев непригодно из-за отсутствия гарантий соответствия с параметрами циклограмм. Определено, что при противодействии двух масс, одна из которых находится на этапе разгона, а вторая — на этапе выбега, пределом рекуперации будет равенство их кинематических энергий. Особенно большая энергоэкономическая эффективность рекуперации должна сопровождать работу удвоенных механизмов (машин) обратного действия.

Ключевые слова: рекуперация, кинетическая энергия, машина, механизм, разгон, выбег, кинематика.