

УДК 621.01

DYNAMICS OF TRANSITION PROCESSES IN DRIVES TECHNOLOGICAL MACHINES

O. Stepanets, V. Kostyuk, D. Pryhodii, J. Stupak*National University of Food Technologies***Key words:**

transient process,
dynamics,
recovery,
kinetic energy,
flywheel,
uniformity of machines,
useful resistance,
harmful resistance

Article history:

Received 10.04.2021
Received in revised form
16.06.2021
Accepted 01.07.2021

Corresponding author:

Mif63@i.ua

ABSTRACT

The article deals with the dynamics of transients and recovery of kinetic energy in runtime modes in cyclically operating equipment with the possibility of limiting the unevenness of the machines.

It is shown that energy costs in technological machines are associated with overcoming useful and harmful resistances. The consequence of overcoming useful resistances is the performance of technical tasks, and harmful supports are more often manifested in the form of friction forces. The end result in both cases ends in energy dissipation, which means the irreversibility of these losses. It is determined that the source of possible energy dissipation is kinetic energy in periods of runaways and regimes of forced braking, and the unevenness of the machines is associated with the inequality of driving forces and resistance forces in some areas of the leading links. The role of kinematic parameters in combination with their dynamic loads and energy costs and moving masses at restrictions of unevenness of a course of leading links and cars as a whole, including at the expense of installation of flywheels is emphasized. In general cases, the structure of technological machines, the latter perform the role of automatic accumulators of kinetic energy with parameters that depend on the average speed and mass.

Mathematical formalizations of interrelations between kinematic, dynamic and energy parameters are given. The role of the effects of gravity and inertia on the unevenness of the driving links in the drives and the feasibility of eliminating the effects of gravity due to the transition to systems with a horizontal orientation of the movements of moving parts. It is determined that an important measure for energy recovery is the creation and use of parallel flows with modes of operation of working bodies in antiphases and the fact that solving problems of kinetic energy recovery in cyclic systems simultaneously lead to limiting the unevenness of machines by translating inertia into driving factors.

An example of the implementation of a storage device system with multi-row flows in which asynchronous dynamic effects with their mutual total neutralization are generated is given. The conditions for the implementation of recovery modes are determined, taking into account the ratios of the work forces of useful and harmful resistances with the level of kinetic energy of the system at the beginning of the run-out modes.

The mathematical apparatus of separation of energy potentials in machines with partial stop of moving masses in the presence of masses in the modes of continuous motion is presented.

DOI: 10.24263/2225-2916-2021-29-9

ДИНАМІКА ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИВОДАХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

О. І. Степанець, канд. техн. наук

В. С. Костюк, канд. техн. наук

Д. В. Пригодій, канд. техн. наук

Ю. О. Ступак

Національний університет харчових технологій

У статті досліджено динаміку перехідних процесів і рекуперацію кінетичної енергії в режимах вибігів у циклічно діючому обладнанні з можливостями обмежень нерівномірності ходу машин. Наведено математичні формалізації взаємозв'язків між кінематичними, динамічними й енергетичними параметрами. Визначено умови реалізації режимів рекуперації з урахуванням співвідношень робіт сил корисного і шкідливого опорів з рівнем кінетичної енергії системи на початок режимів вибігу. Представлено математичний апарат поділу енергетичних потенціалів у машинах з частковою зупинкою рухомих мас за наявності мас у режимах неперервного руху.

Ключові слова: перехідний процес, динаміка, рекуперація, кінетична енергія, маховик, рівномірність ходу машин, корисний опір, шкідливий опір.

Постановка проблеми. Проектування і розрахунок технологічних машин починається зі структурного синтезу, який надалі продовжується кінематичним і динамічним синтезом. Вирішення першої задачі приводить до уявлення щодо загальної побудови машини, яка в класичному розумінні має складатися з двигуна (або двигунів), передавально-перетворювальних механізмів і робочого органа (органів). Використання поняття множини значною мірою стосується обладнання автоматизованих поточкових ліній підприємств харчової, мікробіологічної і фармацевтичної промисловостей. Часто одна машина може забезпечувати виконання кількох операцій і це означає наявність такої ж кількості робочих органів.

Завдання виконання вказаної сукупності має вкладатися в часові рамки і виконуватися в певній послідовності, що забезпечується за рахунок використання жорстких кінематичних зв'язків і засобів електричного, пневматичного або електронного контролю й керування. Об'єднуючий термін цієї сукупності забезпечення відповідає назві «Мехатроніка».

Кількапроцесна структура машини на основі мехатроніки відповідає системам циклічної дії. Останнє супроводжується особливостями змінних значень кінематичних і динамічних параметрів, результат сполучення яких відображується на енергетичних витратах у бік зростання.

Звернемося до відомого положення про триєдину сукупність кінематичних, динамічних і енергетичних параметрів. Очевидно, що закономірності кінематичних параметрів, окрім їх ролі у визначенні продуктивності машини, визначають динамічні навантаження відповідно до другого закону Ньютона й одночасно енергетичний потенціал у формі кінетичної енергії рухомих мас.

У циклічно діючій машині виникає необхідність після зупинок рухомих ланок забезпечувати повторно зростання їх швидкостей до номінальних. В режимах таких процесів робота рушійних сил, пов'язана з подоланням сил інерції, і дорівнює кінетичній енергії рухомих ланок у кожний момент перебігу циклічного процесу. Чергування режимів розгону і вибігу та можливого гальмування, до яких додаються змінні

значення технологічних опорів, оцінюються як параметри впливу, відповідальні за нерівномірність ходу машини. Це означає, що ведуча ланка машини має нестабілізовану швидкість руху, що приводить до додаткових збурень руху рухомих мас.

Рух ведучих ланок має циклічні періодичні та неперіодичні коливання. Останні виникають у випадках непрогнозованих впливів корисних або шкідливих опорів. У динаміці машин обмеження нерівномірності ходу ведучих ланок досягають встановленням маховиків у ролі акумуляторів кінетичної енергії [1; 2]. Нерівномірність ходу є наслідком нерівності рушійних силових факторів M_p і моментів сил опору $M_{оп}$. Характер впливу останніх відображується рівнянням руху, записаного для приведених параметрів:

$$I_{пр} \varepsilon = M_p - M_{оп}, \quad (1)$$

звідки залежність кутового прискорення ε ведучої ланки оцінюється співвідношенням різниці моментів і приведенного моменту інерції $I_{пр}$ машини:

$$\varepsilon = \frac{M_p - M_{оп}}{I_{пр}}. \quad (2)$$

Відомі методи Періха, Мерцалова, Гутьєра та ін. [1—3] дають змогу вирішувати задачу стосовно маси і геометричних параметрів маховика, однак для машин з циклічним рухом ланок названі методи можуть оцінюватися лише відправними позиціями. Ситуація ще більш ускладнюється через наявність у приводах пружних ланок або хоча б ланок з обмеженою жорсткістю.

Особливості кінематики в русі робочих органів за наявності робочих і холостих ходів означають, що виконання кожного з них супроводжується етапами розгону і вибігу або гальмування, кожен з яких завершується зупинкою або зупинкою і вистосом у крайньому положенні [4; 5].

У машинах карусельного типу кожний робочий хід за наявності в ньому вказаних етапів завершується етапом вистою, протягом якого здійснюються синхронізовані операції, виконувані різними робочими органами. Реалізація таких крокових переміщень супроводжується відповідними кінематикою у формі певних законів, динамічними навантаженнями й енергетичними витратами. До останніх, окрім динамічних, додаються сили тертя, частіше у формі статичних, та силові фактори технологічних опорів.

У класичному розумінні динаміка машин присвячується регулюванню ходу й обмеженню динамічних навантажень [1—5] з практичною оцінкою енергетичних витрат, однак за відсутності варіантів щодо їх обмежень. Очевидно, що останнє пов'язано з відомим положенням про те, що робота сил рушійних і сил опору за цикл однакова, що дає змогу в існуючих методиках визначення параметрів маховиків нехтувати дією сил інерції і сил тяжіння. Разом з тим наявність етапів розгону означає змінні показники швидкості, максимальним значенням яких відповідають екстремуми кінетичних енергій. Оцінка можливостей подвійного обмеження динамічних навантажень і енергетичних витрат у перехідних режимах привернула увагу авторів у зв'язку з перспективою їх рекуперації [6—8]. Важливо, що результат поєднання двох вказаних напрямків відповідає обмеженню нерівномірностей ходу машин. Ця особливість визначає актуальність проблеми, що досліджується авторами цієї статті.

Метою дослідження є аналіз особливостей кінематики і динаміки машин циклічної дії з оцінкою можливостей рекуперації кінетичної енергії в режимах вибігів.

Матеріали і методи. Об'єктом досліджень є перехідні процеси в технологічних машинах циклічної дії із зіставленням динамічних навантажень як наслідків кінематичних параметрів та енергетичних витрат. На основі феноменологічних узагальнень оцінюються перспективи їх рекуперації.

Результати дослідження. Першопричиною динамічних навантажень у ланцюгу передавання руху від двигуна до робочого органа є різниця між рушійними факторами і параметрами опору. До числа останніх відносяться технологічні опори і шкідливі опори, частіше у формі сил тертя як на основній технологічній операції, так і в кінематичних парах. Прояви рушійних факторів з боку двигунів відповідають їх характеристикам, а змінна частина сил опору відображується законами руху, які реалізуються за рахунок приводів, у тому числі і за рахунок механізмів переривчастого ходу. Останні в значній кількості випадків поділяють машини на дві частини, а саме: на частину, в якій ротор двигуна деякі ланки руху не припиняють, і на частину ланок і робочого органа зі змінним характером руху і з зупинками. Це означає, що в період холостого ходу і в періоди вистоїв технологічні опори відсутні і кутова швидкість ротора двигуна відповідно до його статичної механічної характеристики зростає зі збільшенням кінетичної енергії рухомих ланок. Обмеження приросту швидкостей пов'язані з масою рухомих ланок, важливою складовою якої є ротор двигуна і маховик [9—11]. Кінетична енергія останнього пропорційна його моменту інерції I_m і квадрату кутової швидкості ω :

$$E_{\text{кін}} = I_m \frac{\omega^2}{2}. \quad (3)$$

Залежність швидкості в межах від $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$ від середнього значення $\omega_{\text{сеп}}$ відображує коефіцієнт нерівномірності ходу машини δ :

$$\delta = I_m \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}}. \quad (4)$$

Значення коефіцієнта δ наближено нормовані до класів машин з визначенням:

$$\omega_{\text{сеп}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}. \quad (5)$$

Розглянемо випадок технологічної машини карусельного типу, в якій найбільшу рухому масу має карусель з кроковим кутовим переміщенням з відповідним механізмом забезпечення за наявності фрикційної муфти у складі привода. Системою керування остання замикається в періоди передавання руху від двигуна до каруселі і розмикається на етапі вибігу або тільки на етапі вистою. У першому випадку досягається можливість рекуперації кінетичної енергії каруселі і рухомих ланок, які наявні на ділянці після фрикційної муфти, в режимі вибігу. При цьому двигун привода і рухомі ланки разом із муфтою продовжують перебувати у стані руху. Саме завдяки цій особливості на наступному етапі розгону каруселі і відповідного переміщення має місце обмеження енергетичних витрат. Нагадаємо, що будь-який етап розгону рухомих мас супроводжується дією сил інерції, робота рушійних сил проти яких дорівнює кінетичній енергії рухомих мас. Останнє логічно означає головний недолік циклічних систем, у яких необхідно багаторазово забезпечувати режими розгону.

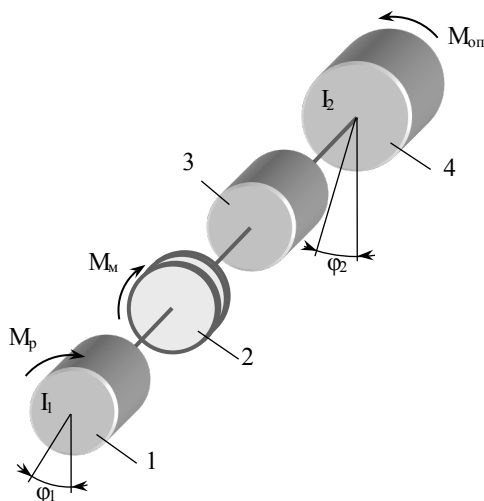


Рис. 1. Розрахункова схема привода машини з кроковим переміщенням веденої ланки:
1 — двигун; 2 — фрикційна муфта; 3 — механізм крокових переміщень; 4 — ведена маса

Мінімальним енергетичним витратам відповідав би разовий пуск системи, а тому наявність вказаної муфти, що ділить привод машини на дві частини, є проміжним варіантом. Розрахункова схема такого випадку наведена на рис. 1. Приймаємо, що в приводі машини використовується асинхронний двигун з параметрами пускового M_p , максимального M_m і номінального M_n моментів і частотами обертання відповідно кутовим швидкостям ω_m , ω_n і ω_0 . Сумарний момент інерції ротора і ведучої частини муфти позначимо як I_1 . Аналогічно суму моментів інерції каруселі машини, механізму крокового переміщення і веденої частини муфти позначимо як I_2 . Переміщенням ведучих і ведених мас відповідають кутові координати φ_1 та φ_2 .

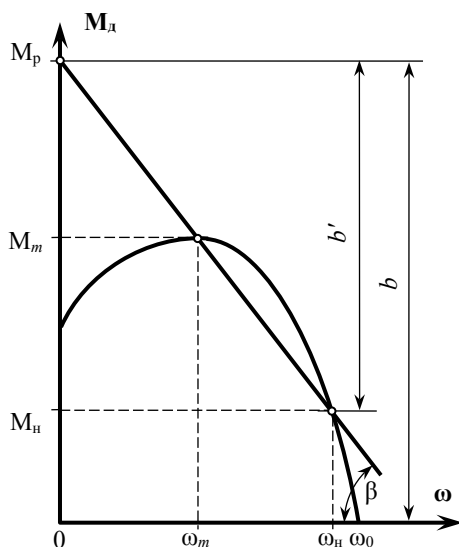


Рис. 2. Статична механічна характеристика асинхронного двигуна

Момент рушійних сил представлено величиною M_p , момент, що передається муфтою, — M_m і момент сил опору з боку веденої маси — M_{on} . На рис. 2 наведено загальний вид статичної механічної характеристики.

Змінні навантаження двигуна з боку веденої маси в режимах першого і другого етапів та вистою відображаються змінами M_p і відповідними значеннями ω на жорсткій частині характеристики. Для можливості відображення цих змін у математичних моделях виконаємо апроксимацію характеристики значеннями, що відповідають моментам M_n і M_m і кутовим швидкостям ω_n та ω_m . Кут нахилу апроксимуючої лінії β :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{M_m - M_n}{\omega_n - \omega_m}. \quad (6)$$

Координату b знайдемо з умови:

$$b = b' + M_n = \omega_n \operatorname{tg} \beta + M_n = \omega_n \frac{M_m - M_n}{\omega_n - \omega_m} + M_n. \quad (7)$$

Тоді закон відображення плинного значення рушійного моменту двигуна приводиться до виду:

$$M_p = b - \frac{M_m - M_n}{\omega_n - \omega_m} \omega. \quad (8)$$

Розглянемо умови перебігу першого етапу, особливості якого визначаються наявністю фрикційної муфти. Налаштування останньої на певний граничний момент сил тертя визначає обмеження, що стосуються незалежності в русі ведучої і веденої мас. У зв'язку з цим одержуємо два незалежних рівняння:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 = b - \frac{M_m - M_n}{\omega_n - \omega_m} \dot{\phi}_1 - M_n; \quad (9)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 = M_n - M_{on}. \quad (10)$$

Розв'язання і аналіз умови (9) приводить до наступного за перетворень:

$$\ddot{\phi}_1 + \frac{k \dot{\phi}_1}{I_1} = \frac{b - M_n}{I_1}. \quad (11)$$

Вид розв'язання диференціального рівняння (11) знайдемо, визначивши корені його характеристичного рівняння:

$$r^2 + \frac{k}{I_1} r = 0, \quad (12)$$

$$\text{де } k = \frac{M_m - M_n}{\omega_n - \omega_m} \text{ і } r \left(r + \frac{k}{I_1} \right) = 0. \text{ Звідси } r_1 = 0; \quad r_2 = -\frac{k}{I_1}.$$

За дійсних нерівних коренів r_1 і r_2 загальний вид розв'язання умови (11) має вид:

$$\phi_1 = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t}; \quad (13)$$

при $r_1 = 0$ маємо

$$\phi_1 = C_1 + C_2 e^{r_2 t}. \quad (14)$$

Сталі інтегрування C_1 і C_2 визначимо з урахуванням початкових умов:

$$t_{(n)} = 0; \quad \phi_{1(n)} = 0; \quad \dot{\phi}_{1(n)} = \omega_{(n)}, \quad (15)$$

підстановка яких приводить до наступного:

$$C_1 + C_2 = 0.$$

Диференціюванням умови (14) одержуємо:

$$\dot{\varphi}_1 = C_2 r_2 e^{r_2 t}. \quad (16)$$

Тоді з урахуванням початкових умов (15) отримаємо:

$$\omega_{(n)} = C_2 r_2; \quad C_2 = \frac{\omega_{(n)}}{r_2}; \quad C_1 = -\frac{\omega_{(n)}}{r_2}$$

Або, підставивши значення $r_2 = -k / I_1$, одержуємо:

$$C_1 = \frac{\omega_{(n)} I_1}{k} \quad C_1 = -\frac{\omega_{(n)} I_1}{k} \quad (17)$$

і звідси

$$\varphi_1 = \frac{\omega_{(n)} I_1}{k} - \frac{\omega_{(n)} I_1}{k} e^{-(k/I_1)t}. \quad (18)$$

Тоді швидкість руху ведучої маси:

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_{(n)} e^{-(k/I_1)t}. \quad (19)$$

Одержаний результат вказує на те, що від початку взаємодії з веденою масою на першому етапі ведуча маса знижує швидкість і при цій взаємодії частина кінетичної енергії передається веденій масі. При цьому кількість такої переданої енергії залежить від різниці початкової $\omega_{(n)}$ кутової швидкості ведучої ланки і кінцевої швидкості $\omega_{(k)}^I$, що відповідає завершенню першого етапу. В цьому діапазоні трансформацій важливе значення має приведений момент інерції ведучої маси.

Кількість рекуперованої енергії при цьому визначається залежністю:

$$E_{\text{рек.}} = I_1 \frac{(\omega_{(n)} - \omega_{(k)}^I)^2}{2}. \quad (20)$$

Значення $\omega_{(k)}^I$ відповідає кінцевому часу, визначення якого можливо здійснити на основі аналізу руху веденої маси. Поруч з цим необхідно визначити $\omega_{(n)}$. Очевидно, що на другому етапі і в період вистою значення швидкості ω має тенденцію до зростання. При цьому до ротора двигуна, який має переважну частку в приведеному моменті інерції I_1 , прикладається рушійний момент з боку статора, а опір переміщенню чинить приведений момент сил тертя, що діють на рухомі маси. За таких умов швидкість зростатиме в межах від плинної, якою може бути номінальна ω_m у напрямку до синхронної швидкості ω_0 зі зростанням кінетичної енергії ведучої маси з моментом інерції I_1 .

У пошуках $\omega_{(k)}^I$ у першому наближенні можливо скористатися наведеною раніше апроксимацією залежності $M_p = M_p(\omega)$ або здійснити додатковий пошук за апроксимаційними точками, що відповідають координатам значень M_n і ω_n та $M = 0$ і ω_0 .

Рух веденої маси на першому етапі моделюється умовою:

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = M_m - M_{on}, \quad (21)$$

яка трансформується відповідним розв'язанням:

$$\ddot{\phi}_2 = \frac{M_M - M_{on}}{I_2}, \quad (22)$$

що за сталих значень правої частини вказує на рівномірно прискорене переміщення. Йому відповідає розв'язання за початкових умов:

$$t_{(n)} = 0; \quad \phi_2 = 0; \quad \dot{\phi}_2 = 0. \quad (23)$$

Тоді інтегруванням (22) одержуємо:

$$\dot{\phi}_2 = \frac{M_M - M_{on}}{I_2} t; \quad \phi_2 = \frac{M_M - M_{on}}{2I_2} t^2. \quad (24)$$

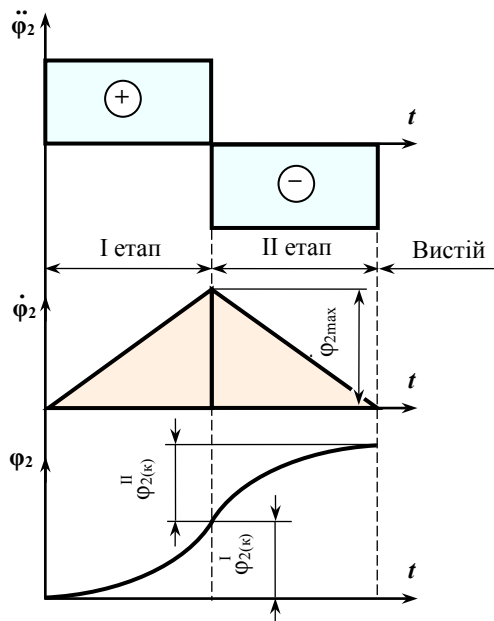


Рис. 3. Кінематичні діаграми переміщення I_2 на I і II етапах

Графічне представлення кінематичних діаграм наведено на рис. 3. В режимі вибігу веденої маси доцільно використати потенціал кінетичної енергії, максимальне значення якого відповідає ϕ_{2max} . За умови відключення від ведучої маси на момент часу $t_{(k)}^I$ переміщення веденої відображується залежністю:

$$I_2 \ddot{\phi}_2^{\text{II}} = -M_{on}, \quad (25)$$

початкові умови якої мають вид:

$$t_{(n)}^{\text{II}} = 0; \quad \phi_{2(n)}^{\text{II}} = 0; \quad \dot{\phi}_{2(n)}^{\text{II}} = \phi_{2max}. \quad (26)$$

Звідси маємо:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_2^{\text{II}} &= -\frac{M_{on}}{I_2}; \quad \dot{\phi}_2^{\text{II}} = \phi_{2max} - \frac{M_{on}}{I_2} t^{\text{II}}; \\ \phi_2^{\text{II}} &= \phi_{2max} t^{\text{II}} - \frac{M_{on}}{2I_2} (t^{\text{II}})^2. \end{aligned} \quad (27)$$

Кінцевому значенню $\varphi_{2(k)}^{\text{II}}$ II етапу відповідає значення $\dot{\varphi}_{2(k)} = 0$. Тоді:

$$\begin{aligned}\dot{\varphi}_{2(k)}^{\text{II}} = 0 &= \varphi_{2\text{max}} - \frac{M_{\text{on}}}{I_2} t_{(k)}^{\text{II}}; \\ t_{(k)}^{\text{II}} &= \varphi_{2\text{max}} \frac{I_2}{M_{\text{on}}}.\end{aligned}\quad (28)$$

Тоді кут повороту веденої маси за період другого етапу становить:

$$\varphi_{2(k)}^{\text{II}} = \dot{\varphi}_{2\text{max}}^{\text{II}} t_{(k)}^{\text{II}} - \frac{M_{\text{on}}}{2 I_2} \left(t_{(k)}^{\text{II}} \right)^2. \quad (29)$$

За відомого значення кута повороту веденої ланки $\varphi_{2(\text{зар})}$ кінцеве переміщення на I етапі має становити:

$$\varphi_{2(k)}^{\text{I}} = \varphi_{2(\text{зар})} - \varphi_{2(k)}^{\text{II}}. \quad (30)$$

Звертаючись до умови (24) з урахуванням (30), запишемо:

$$\varphi_{2(k)}^{\text{I}} = \frac{M_{\text{м}} - M_{\text{on}}}{2 I_2} \left(t_{(k)}^{\text{I}} \right)^2 \quad (31)$$

і звідси:

$$t_{(k)}^{\text{I}} = \varphi_{2(k)}^{\text{I}} \frac{2 I_2}{M_{\text{м}} - M_{\text{on}}}. \quad (32)$$

Загалом, слід очікувати на досягнення умови $t_{(k)}^{\text{I}} \neq t_{(k)}^{\text{II}}$. Виконання умов (25)—(32) вказують на можливість повної рекуперації кінетичної енергії на рівні:

$$E_{\text{кін}}^{\text{II}} = I_2 \frac{(\dot{\varphi}_{2\text{max}})^2}{2}. \quad (33)$$

За час перебігу II етапу і вистою ведуча маса одержить швидкість $\omega_{(n)}$, що відповідає I етапу.

Отже, в умовах циклічних переміщень веденої маси доцільним є неперервний рух ведучої, наслідком чого є подвійна можливість рекуперації кінетичної енергії й обмеження енерговитрат на багаторазові перехідні процеси розгону веденої маси каруселі. При цьому має значення співвідношення моментів інерції ведучої і веденої мас, яке може бути покращене встановленням маховика до складу ведучої. Останнє забезпечить покращення показника нерівномірності ходу машини.

Висновки. 1. В машинах циклічної дії сама структура їх влаштування є причиною нерівномірності ходу та підвищених енергетичних витрат. Останні пов'язані з необхідністю багатократних перехідних процесів пуску і вибігу ведених мас.

2. Можливості режимів вибігу не завжди відповідають складовим у циклах роботи машин і тому вони доповнюються примусовими гальмуваннями, що додатково підвищують енерговитрати на рівнях дисипації.

3. Влаштування циклічної частини доцільно організовувати для веденої маси за неперервної дії ведучої за їх поділу керованою фрикційною муфтою. За таких умов досягається подвійний ефект, що складається з відсутності необхідності перехідного процесу руху ведучої маси і часткової передачі кінетичної енергії від ведучої маси до веденої на етапі розгону останньої.

4. Кінетична енергія веденої маси на II етапі після відключення ведучої забезпечує режим вибігу веденої, що відповідає явищу її рекуперативного використання.

5. Включення маховика до ділянки ведучої маси забезпечує обмеження нерівномірності її ходу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / Кожевников С. Н. — М.: Машиностроение, 1993. — 591 с.
2. Попов С. А., Тимофеев Г. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Попов С. А., Тимофеев Г. А. — М.: Высшая школа, 1998. — 351 с.
3. Теория механизмов и машин: учебник для ВУЗов. 2-е изд. перераб. и доп. / Фролов К. В. и др. — М.: Высшая школа, 1998. — 500 с.
4. Кодра В. В., Стоцько З. А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання / Кодра В. В., Стоцько З. А. — Львів: Львівська політехніка, 2004. — 468 с.
5. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування / Соколенко А. І. та ін. — К.: Люксар, 2005. — 252 с.
6. Соколенко А. І., Васильківський К. В., Костюк В. С. Про можливості рекуперації кінетичної енергії в машинах і механізмах / Соколенко А. І., Васильківський К. В., Костюк В. С. // Харчова промисловість. — 2016. — № 19. — С. 92—99.
7. Соколенко А. І., Васильківський К. В., Степанець О. І. Рекуперація кінетичної енергії в технологічних машинах / Соколенко А. І., Васильківський К. В., Степанець О. І. // Харчова промисловість. — 2016. — № 20. — С. 138—145.
8. Соколенко А. І., Степанець О. І., Пригодій Д. В. Регулювання ходу машин / Соколенко А. І., Степанець О. І., Пригодій Д. В. // Харчова промисловість. — 2017. — № 21. — С. 155—163.
9. Пристрій для переміщення вантажів: патент на корисну модель 58946 Україна: МПК В65В 5/10 (2006.01) / Соколенко А. І. та ін.; власник НУХТ. № u201012737; заявл. 27.10.2010; опубл. 6.04.2011. — Бюл. № 8.
10. Динаміка і рекуперація вторинних енергетичних ресурсів у механічних системах / В. М. Криворотько, А. І. Соколенко, С. А. Бут та ін. // Наукові праці НУХТ. — 2014. — Т. 20, № 1. — С. 171—180.
11. Моделювання процесів пакування / А. І. Соколенко та ін. — Вінниця: Нова книга, 2004. — 272 с.

ДИНАМИКА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРИВОДАХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

О. И. Степанец, В. С. Костюк, Д. В. Пригодий, Ю. А. Ступак
Национальный университет пищевых технологий

Статья касается динамики переходных процессов и рекуперации кинетической энергии в режиме выбега в циклически действующем оборудовании с возможностью ограничения неравномерности хода машин.

Приведены математические формализации взаимосвязей между кинематическими, динамическими и энергетическими параметрами. Определены условия реализации режимов рекуперации с учетом соотношений работ сил полезного и вредного сопротивлений с уровнем кинетической энергии системы на начало режимов выбега.

Представлен математический аппарат разделения энергетических потенциалов в машинах с частичной остановкой движущихся масс в присутствии масс в режимах непрерывного движения.

Ключевые слова: переходный процесс, динамика, рекуперація, кінетическа енергія, маховик, рівномірність ходу машин, корисне опору, шкідливе опору.