

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С.Гулого
 Кафедра мехатроніки та пакувальної техніки
 Освітній ступінь магістр
 Спеціальність 131 Прикладна механіка
(код і назва)
 Освітньо-професійна програма Прикладна механіка
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МПТ

А.І. Соколенко

" 5 " 11 2020 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Жигана Дмитра Валентиновича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження динаміки і можливостей енергетичної рекуперації в машинах змішаної орієнтації

керівник роботи Костін Володимир Борисович, к.т.н., доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від " 5 " листопада 2020 р.
 № 925-кс.

2. Строк подання здобувачем роботи 2.02.2021 р.

3. Вихідні дані до роботи 1. Вид дослідження – аналітичні. 2. Досліджувані параметри системи – кінематичні, динамічні та енергетичні. 3. Припущення – загальноприйняті в теорії динаміки машин.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1. Реферат 2. Вступ 3. Чотири розділи аналітичних досліджень. 5. Висновки і рекомендації. 6. Перелік використаних літературних джерел

5. Перелік графічного матеріалу: Презентація доповіді

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 05.11.2020 р.**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Реферат	15.11.2020	
2.	Вступ	16.11.2020	
3.	Розділ 1	24.11.2020	
4.	Розділ 2	4.12.2020	
5.	Розділ 3	17.01.2021	
6.	Розділ 4	20.01.2021	
7.	Висновки і рекомендації	25.01.2021	
8.	Список використаних літературних джерел	25.01.2021	
9.	Підготовка презентації	27.01.2021	
10.	Підготовка доповіді	28.01.2021	

Здобувач

(підпис)

Жиган Д.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Костін В.Б.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна магістерська робота, 64 стор., 6 табл., 29 рис., 24 позиції літературних джерел.

ДИНАМІКА, ЕНЕРГЕТИЧНА РЕКУПЕРАЦІЯ, МАШИНИ ЗМІШАНОЇ ОРІЄНТАЦІЇ, НАВАНТАЖЕННЯ, ГРАВІТАЦІЙНИЙ СПУСК, СИНТЕЗ, КІНЕМАТИКА, РУШІЙНИЙ ФАКТОР.

Випускова магістерська робота "Дослідження динаміки і можливостей енергетичної рекуперації в машинах змішаної орієнтації" складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків та переліку використаних літературних джерел.

Динаміка і можливості обмеження енергетичних витрат всякої технологічної машини пов'язані з її структурою, орієнтацією рухомих ланок в гравітаційному полі, співвідношеннями рушійних факторів і факторів опору, динамікою проявів статичних навантажень, силами шкідливих опорів.

Змінна орієнтація рухомих ланок впливає на рівномірність ходу ведучих ланок і, очевидно, на коливальні процеси.

Мета дослідження визначена як пошук обмежень динамічних навантажень і перспектив енергетичної рекуперації.

Аналіз, наведений у вступі, дозволив сформулювати задачі досліджень.

У 1-му розділі виконана оцінка особливостей енергетичних трансформацій та енергетичних втрат в технологічних машинах змішаної орієнтації.

Другий розділ присвячено особливостям гравітаційних спусків вантажів, у тому числі в ролі енергоматеріальних накопичувальних систем.

Третій розділ стосується кінематичного синтезу гравітаційних опускних пристроїв.

В 4-му розділі наведено матеріали, які стосуються синтезу систем з обмеженими динамічними параметрами.

Висновки узагальнюють результати досліджень, а саме: виконано геометричні і силові розрахунки параметрів гравітаційних спусків вантажів; розроблено математичні моделі системи з обмеженими силовими параметрами і енергетичною рекуперацією.

ABSTRACT

Qualifying master's thesis, 64 pages, 6 tables, 29 figures, 24 positions of literary sources.

DYNAMICS, ENERGY RECOVERY, MIXED ORIENTATION MACHINES, LOADING, GRAVITY DOWN, SYNTHESIS, KINEMATICS, DRIVING FACTOR.

The master's thesis "Study of the dynamics and possibilities of energy recovery in machines of mixed orientation" consists of an introduction, four chapters, conclusions and a list of references.

The dynamics and possibilities of limiting the energy costs of any technological machine are related to its structure, orientation of moving parts in the gravitational field, the ratio of driving factors and resistance factors, the dynamics of static loads, the forces of harmful resistances.

The variable orientation of the moving links affects the uniformity of the leading links and, obviously, the oscillating processes.

The purpose of the study is defined as the search for limitations of dynamic loads and prospects for energy recovery.

The analysis presented in the introduction allowed to formulate research objectives.

In the 1st section the estimation of features of energy transformations and energy losses in technological machines of mixed orientation is executed.

The second section is devoted to the features of gravitational descents of goods, including the role of energy-storing storage systems.

The third section deals with the kinematic synthesis of gravitational lowering devices.

Section 4 presents materials related to the synthesis of systems with limited dynamic parameters.

The conclusions summarize the results of research, namely: geometric and force calculations of the parameters of gravitational descents of goods; mathematical models of the system with limited power parameters and energy recovery have been developed.

Зміст

	Стор.
Вступ.....	
Розділ 1. Особливості енергетичних трансформацій в технологічних машинах	
1.1. Енергетичні трансформації в технологічних машинах ліній пакування	
1.2. Навантаження і енергетичні витрати в машинах ліній пакування	
Розділ 2. Гравітаційні системи і гравітаційні енергоматеріальні накопичувальні системи	
2.1. Гравітаційні енергоматеріальні накопичувальні системи	
2.2. Коефіцієнти корисної дії похилих площин	
Розділ 3. Кінематичний синтез регульованих гравітаційних спускних пристроїв	
Розділ 4. Синтез систем з обмеженими силовими параметрами	
Висновки та рекомендації	
Перелік використаних літературних джерел	

ВСТУП

Машини транспортних систем і технологічні машини є основою сучасних виробництв і їх роль у більшості випадків є такою, що визначає показники питомих матеріальних, енергетичних витрат, якісні показники і економічну ефективність виробництв. Основним завданням машинного обладнання є забезпечення взаємодій матеріальних і енергетичних потоків. При цьому однією з важливих вимог до сукупності використовуваних машин є мінімально можливе споживання енергетичних ресурсів.

Відомо, що до числа складових енергетичних витрат, пов'язаних з роботою машин, є виконання роботи у зв'язку з подоланням сил корисного опору. Однак всякі переміщення складових машин і їх робочих органів пов'язані з необхідністю долати сили шкідливих опорів. Найчастіше до останніх відносяться сили тертя або дисипативні втрати, пов'язані з присутністю в машинах пружних елементів. І, нарешті, третьою важливою складовою є енергетичні витрати, пов'язані з перехідними процесами і необхідністю забезпечення переміщень всіх рухомих складових зі змінними швидкостями. В довільному але точному формулюванні третя складова енергетичних витрат пов'язана з необхідністю подолання сил інерції. Це означає, що в процесі розгону машини рушійна сила у відповідності до принципу Д'Аламбера-Лагранжа повинна дорівнювати сумі сил інерції, корисного і шкідливого опорів. Однак прискорення в системі може бути і додатним і від'ємним. За останньої умови сили інерції перетворюються в рушійні. Саме вони відповідальні за переміщення в машинах в режимах вибігу. Оскільки енергетичні витрати, пов'язані з необхідністю подолання сил шкідливого і корисного опору є незворотними, то це означає лише одну можливість рекуперативного повернення або використання для подальших переміщень кінетичної енергії рухомих ланок. При цьому важливо нагадати, що робота проти сил інерції пов'язана зі зростанням кінетичної енергії в системі. Таким чином, відносно машин замкнутий енергетичний контур може стосуватися лише кінетичної енергії, що означає необхід-

ність повернення до додаткової оцінки ролі маховиків як накопичувачів кінетичної енергії.

У загальному визначенні до числа складових машини відносяться двигун, передавально-перетворювальний механізм і робочий орган, а робота машини пов'язана з подоланням сил корисного і шкідливого опорів. Присутність перехідних режимів пуску і вибігу та усталених режимів роботи означає змінні співвідношення між силами рушійними і силами опору. При цьому закономірності у змінах сил технологічних (корисних) опорів можуть бути програмованими або знаходитися за межами таких. Це само по собі є причиною збурень кінематики і динаміки роботи машини, на які накладають відгуки збоку змін рушійних факторів, що розвиваються двигунами. У значній кількості випадків навіть періоди усталеного руху машин характеризуються змінними значеннями кінематики, а це означає присутність сил інерції. Якщо на момент появи останніх мала місце рівність між силами опору і рушійними силами, то зростання сил інерції цю рівність порушує. Наслідком останнього є зміна швидкості вхідної ланки і нерівномірність її ходу, яка визначається залежністю

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_c},$$

де відповідно ω_{\max} , ω_{\min} і ω_c – відповідно максимальна, мінімальна і середня кутові швидкості вхідної ланки машини.

При цьому показник δ залежить від мас рухомих ланок машини, що узагальнюються поняттям приведеної маси. Відомо, що визначення останньої здійснюється на основі принципу еквівалентності кінетичних енергій і доповнення її додатковою рухомою масою у формі маховика зміни швидкості обмежує за рахунок виконання ролі енергетичного накопичувача. Стосовно періодів усталеного руху методика визначення параметрів маховиків є цілком завершеною положеннями теорії механізмів і машин. Це методи Мерцалова і Реріха, Гут'яра, Вітенбауера [1-3]. Не відкидаючи можливостей цих методів, все ж слід відмітити їх деяку умовність. Так, наприклад, метод енергомас Ві-

тенбауера приводить до висновку, що момент сил рушійних не залежить від кінематичних параметрів навіть за їх змін в часі циклу. Однак промислові агрегати, які працюють в умовах різко зростаючих навантажень, устатковуються електродвигунами, моменти на роторах яких є функціями кутової швидкості. Це стосується і найбільш розповсюджених асинхронних двигунів, потужність яких приймають по середньому навантаженню за цикл на рівні $M_d = 1,2M_{Q_{\text{сер}}}$, де $M_{Q_{\text{сер}}}$ – середнє значення моменту сил опору за цикл. Найбільше значення M_d не повинно перевищувати максимальний момент двигуна M_m . Можливі зміни моменту M_d двигуна в межах стійкої частини статичної механічної характеристики означають відгуки його на зміни навантажень з боку технологічних проявів тимчасового або постійного характеру. Очевидно, що їх наслідком будуть додаткові інерційні навантаження, мінімізація яких є завданням, що повинно вирішуватися на етапі синтезу машин.

Оскільки у більшості випадків використання машин пов'язано з перетворенням рухів, то це означає доцільність такого вибору структури, за якої число передач, ланок і кінематичних пар буде обмеженим на користь зменшення сил тертя або підвищення загального ККД машини. Це означає необхідність зменшення силових дій в кінематичних парах за рахунок реакцій у взаємодії ланок, відповідного вибору матеріалів пар тертя, забезпечення режимів рідинного тертя тощо. При цьому на особливу увагу заслуговує обмеження сил інерції за рахунок зрівноваження обертових мас, регулювання ходу машин, зрівноваження сил інерції механізмів та обмеження нерівномірності ходу машин. Вказані прийоми і їх теоретичне підґрунтя базується на класичних положеннях, однак практично поза увагою залишаються можливості рекуперації кінетичної енергії руху ланок у випадках крокових переміщень складових машин. Частина останніх в потокових системах харчових виробництв є помітною і стосується машин, наприклад, з обертальними каруселями від сотень кілограмів до кількох тон. При цьому перехідні процеси пуску супроводжуються енергетичними витратами на подолання моментів сил іне-

рції, які є еквівалентними максимальному рівню кінетичної енергії.

Очевидно, що присутність сил інерції і моментів сил інерції в періоди перехідних процесів і усталених режимів роботи певним чином впливає на енергетичні витрати і їх зрівноваження може не лише обмежувати силові дії [4, 5]. У зв'язку з цим наведемо інформацію, що стосується визначення центрів тяжіння механізмів. За зрівноваження положення останнього повинно бути відомим для кожного значення координати початкової ланки [7]. Вважаючи масу механізму зібраною у центрі тяжіння, можливо знайти рівнодіючу сил інерції механізму як добуток маси останнього і прискорення сили тяжіння. Оскільки сили інерції ланок прикладаються в їх центрах тяжіння, і, відповідно, їх рівнодіюча прикладається в центрі тяжіння механізму, то цим не враховуються моменти сил інерції, які також здійснюють впливи на стояк. У багатьох випадках нехтування впливами моментів сил інерції на стояк виправдовується тим, що на останній, окрім того, здійснюють впливи моменти сил рушійних і сил опору, які додаються до незрівноважених моментів сил інерції. При цьому може статися так, що зрівноваження моментів сил інерції, які діють в тій же площині, що і моменти сил рушійних або сил опору, не зменшать, а, навпаки, збільшать вплив машини на фундамент.

Що стосується зрівноваження моментів сил інерції, які діють в перпендикулярних до перших площин, то їх зрівноваження визначається безумовно корисним.

Виконаний у вступі аналіз дозволив сформулювати **наступні задачі досліджень** відповідно до теми випускової магістерської роботи:

1. Проаналізувати особливості енергетичних трансформацій в технологічних машинах.
2. Дослідити гравітаційні системи і гравітаційні енергоматеріальні накопичувальні системи.
3. Виконати кінематичний синтез регульованих гравітаційних систем.
4. Виконати синтез систем з обмеженими силовими параметрами.

РОЗДІЛ 1. ОСОБЛИВОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТРАНСФОРМАЦІЙ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИНАХ

1.1. Енергетичні трансформації в технологічних машинах ліній пакування

Основними завданнями технологічних машин є взаємодія і перетворення матеріальних потоків. Саме це визначає наявність в них технологічних опорів, які відносяться до корисних. Але при цьому мають місце і шкідливі опори, представлені силами тертя та пружними навантаженнями, які, переважно, характеризуються дисипативними енергетичними втратами.

При синтезі технологічних машин необхідно враховувати наступні вимоги: [8-10]:

технологічна відповідність за призначенням;

відповідність критеріям надійності та точності функціонування;

продуктивність або пропускна здатність;

мінімізація маси;

обмежені енергетичні та експлуатаційні витрати;

виконання умов сусідства з іншими машинами-автоматами потокової системи, у тому числі і надійної синхронізації з елементами транспортного обладнання.

Наведені вимоги можуть знаходитись у протиріччі, наприклад, продуктивність обладнання за інших рівних умов пов'язана з кінематичними параметрами в ланцюжку від двигуна до робочого органа, що в свою чергу вимагає певних енергетичних витрат. Під час виконання синтезу машин саме їх кінематичні параметри відіграють вирішальне значення. Це особливо актуально для машин циклічної дії, які є найбільшим класом у пакувальному обладнанні, оскільки поряд з перехідними процесами, пов'язаними з їх пуском і зупинкою, додаються перехідні процеси, пов'язані із зворотно-поступальними, коливальними або складними рухами ланок.

Тому аналіз співвідношень кінематичних параметрів і енергетичних

витрат з метою мінімізації останніх є актуальною задачею.

З точки зору динаміки навантажень і енергетичних витрат важливе значення має характер руху об'єктів маніпулювання і робочих органів машин, які з ними взаємодіють. Створення машин і систем з них у вигляді автоматизованих потокових ліній знаходить широке відображення на сучасних підприємствах пакувальної індустрії. В такому обладнанні циклічними можуть бути переміщення вантажів, рух робочих органів або каруселей машин-автоматів, операції піднімання або опускання вантажів тощо, які несуть на собі відбиток енергетичних витрат і динамічних складових навантажень.

Енергетичні трансформації в жорстких системах. Розглянемо приклад, що стосується циклічного переміщення вантажу з масою m по нерухомій опорній площині за заданим законом руху (рис. 40). Нехай величина перемі-

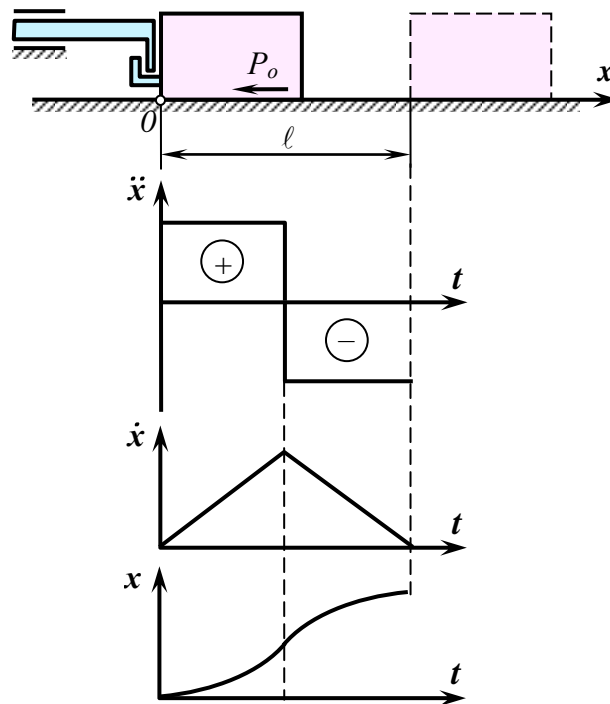


Рис. 1.1. Розрахункова схема і закони руху вантажу

щення за один цикл складає величину l , а закон відтворення прискорення \ddot{x} відповідає ділянкам рівноприскореного і рівносповільненого руху, які є рівними. Для забезпечення такого переміщення необхідно прикласти рушійну

силу P_p на першій ділянці для подолання сили опору P_o , на другій ділянці вантаж може переміщуватись за рахунок накопиченої енергії на першому етапі.

До подібної схеми на основі одномасової динамічної моделі можуть бути приведені елементи машин циклічної дії з обертальним або лінійним кроковим переміщенням робочих органів, що характерно для пакетоформуального та розформуального обладнання, машин, де здійснюється переміщення виробів від однієї технологічної операції до другої.

Для першої ділянки рівняння руху вантажу буде мати вид

$$m\ddot{x} = P_p - P_o. \quad (1.1)$$

При цьому першій ділянці відповідає кінцеве значення координати переміщення $x_{(к)}^I = 0,5l$, а також час $t_{(к)}^I$.

За початкових умов $t_{(п)} = 0$, $x_{(п)} = 0$ та $\dot{x}_{(п)} = 0$, очевидно, їх реалізація потребує певних співвідношень між масою m , прискоренням та силами P_p і P_o .

Знайдемо кінематичні параметри, перетворивши рівняння (1.1), а також двічі проінтегрувавши за вказаних початкових умов:

$$\ddot{x} = \frac{P_p}{m} - \frac{P_o}{m}; \quad \dot{x} = \left(\frac{P_p}{m} - \frac{P_o}{m} \right) t; \quad x = \left(\frac{P_p}{m} - \frac{P_o}{m} \right) \frac{t^2}{2}. \quad (1.2)$$

Визначимо рушійну силу на даному етапу. На основі залежності (1.2) маємо:

$$P_p = m\ddot{x} + P_o = \frac{\dot{x}}{t} m + P_o. \quad (1.3)$$

Енергетичні витрати на переміщення вантажу при цьому складуть:

$$E_x = P_p x = m\ddot{x}x + P_o x = \frac{\dot{x}x}{t} m + P_o x. \quad (1.4)$$

Одержані значення E_x рівняння (1.4) слід вважати динамічною і статичною складовими відповідно. Виконавши підстановку x до динамічної складової з виразу (1.2), і перетворивши, одержимо:

$$E_{x \text{ дин}} = \frac{\dot{x}m}{t} \left(\frac{P_p}{m} - \frac{P_o}{m} \right) \frac{t^2}{2} = m \frac{\dot{x}^2}{2}. \quad (1.5)$$

Останнє означає, що динамічна складова енергетичних витрат дорівнює кінетичній енергії переміщення маси m .

При цьому останнє твердження відповідає будь-якому іншому закону переміщення, або законам, якими представлені сили рушійні і сили опору. Вибором останніх можливо вплинути на динамічні складові навантажень або на час перебігу перехідного процесу, але енергетичні витрати на рівні кінетичної енергії пов'язані з подоланням сил інерції, що є своєрідною формою відображення закону збереження енергії. У відповідності із зазначеним записом вираз енергії переміщення вантажу:

$$E_x = m \frac{\dot{x}^2}{2} + P_o x. \quad (1.6)$$

Це означає можливість зниження динамічної складової енергетичних витрат за рахунок обмеження кінцевої швидкості $\dot{x}_{(к)}$.

Але за прийнятих законів (рис. 1.1) маємо

$$\dot{x}(t) = \ddot{x}t. \quad (1.7)$$

Таким чином, обмеження у величині E_x за рахунок динамічної складової потребує збільшення часу на перебіг I-го етапу.

При цьому потужність, що розвивається рушійною силою

$$N = P_p \dot{x} = \left(\frac{\dot{x}}{t} m + P_o \right) \dot{x} = \frac{P_p^2 - P_p P_o}{m} t, \quad (1.8)$$

зростає пропорційно часу t .

Якщо сила опору на другому етапі залишається постійною і рівною тій, яка мала місце на I-му етапі, то можливою стає реалізація переміщення вантажу на II-му етапі за рахунок накопиченої кінетичної енергії. Нехай величина кінцевого переміщення на II-му етапі складає $x_{(к)}^{II}$. Тоді їй відповідають енергетичні витрати

$$E_x^{II} = P_o x_{(к)}^{II}, \quad (1.9)$$

а накопичена кінетична енергія на початку II-го етапу складає

$$w_{x(\Pi)}^{\Pi} = w_{x(\kappa)}^{\text{I}} = m \frac{(\dot{x}_{(\kappa)}^{\text{I}})^2}{2}.$$

Звідси маємо необхідність виконання співвідношення

$$m \frac{(\dot{x}_{(\kappa)}^{\text{I}})^2}{2} = P_o x_{(\kappa)}^{\text{II}}. \quad (1.10)$$

За умовою задачі прийнято, що $x_{(\kappa)}^{\text{I}} = x_{(\kappa)}^{\text{II}} = \ell/2$, однак співвідношенню (1.10) можуть відповідати різні величини кінцевих переміщень. З рівняння (1.10) визначаємо

$$\dot{x}_{(\kappa)}^{\text{I}} = \sqrt{\frac{2P_o x_{(\kappa)}^{\text{II}}}{m}}. \quad (1.11)$$

Очевидно, що одночасно досягти виконання умов (1.10) та (1.11) можливо за рахунок рушійної сили за інших рівних умов. Для її знаходження скористаємося системою рівнянь

$$\begin{cases} \dot{x}_{(\kappa)}^{\text{I}} = \frac{P_p - P_o}{m} t; \\ x_{(\kappa)}^{\text{I}} = \frac{P_p - P_o}{m} t^2 \end{cases} \quad (1.12)$$

і звідси маємо

$$P_p = \frac{(\dot{x}_{(\kappa)}^{\text{I}})^2 m}{2x_{(\kappa)}^{\text{I}}} + P_o. \quad (1.13)$$

Знайдені співвідношення відповідають мінімізованим енергетичним витратам на виконання зазначеного процесу і при цьому стосовно другого етапу

$$E_{x \min}^{\text{II}} = P_o x_{(\kappa)}^{\text{II}}, \quad (1.14)$$

а загальні енергетичні витрати

$$E_{\text{зар}} = m \frac{(\dot{x}_{(\kappa)}^{\text{I}})^2}{2} + P_o x_{(\kappa)}^{\text{I}} + P_o x_{(\kappa)}^{\text{II}} = m \frac{(\dot{x}_{(\kappa)}^{\text{I}})^2}{2} + P_o \ell. \quad (1.15)$$

На рис. 1.2 наведено геометричну інтерпретацію залежності (1.15). З нього видно, що збільшення співвідношення $x_{(\kappa)}^{\text{II}}/x_{(\kappa)}^{\text{I}}$ приводить до зростан-

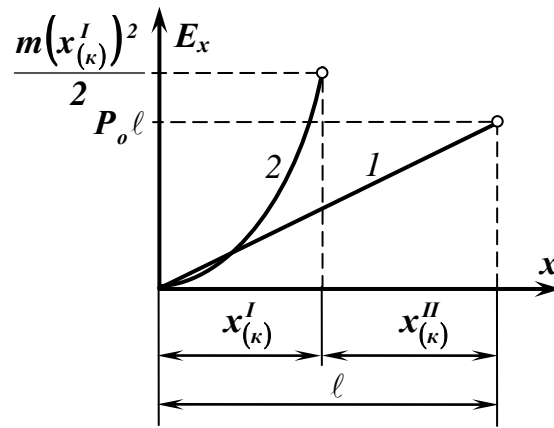


Рис. 1.2. Залежність енергетичних витрат E_x від величини переміщення вантажу x : 1 – статична складова енерговитрат; 2 – динамічна складова

ня динамічної складової енерговитрат при незмінному значенні статичної складової $P_o \ell$. Разом з тим відомо, що закону зміни прискорення по рис. 1.1 відповідає режим швидкодії з мінімізованими значеннями динамічних складових навантажень.

1.2. Навантаження і енергетичні витрати в машинах ліній пакування

Аналіз, що стосується понять "машина" і "механізм" [11, 12], приводить до висновку про їхню відмінність. Механізм використовується для здійснення заданих рухів робочих органів, тоді як призначення машин – виконання технологічних трансформацій матеріалів, форми, стану, положення тощо за допомогою робочого органу або з метою перетворення енергії з одного виду в інший.

У машині енергія двигуна перетворюється спочатку в механічну роботу, а потім у якийсь інший вид енергії. Це пов'язано з тим, що виконання технологічних трансформацій потребує деякої кількості механічної роботи, яка найчастіше перетворюється в теплову енергію і підлягає дисипації.

Проектування нових машин супроводжується розрахунками їхніх елементів на міцність, і розміри ланок визначаються у відповідності з тими силами, які на них діють. У зв'язку із цим перед виконанням розрахунків на мі-

цність необхідно здійснити визначення сил, що діють на ланку. Це означає, що до числа основних завдань відноситься визначення тих сил, які діють на елементи кінематичних пар і викликають деформації ланок у процесі роботи машини. Переміщення ланок механізмів можуть бути нерівномірним, результатом чого є додаткові навантаження на елементи кінематичних пар. У теорії механізмів замість урахування цих реакцій зв'язків здійснюють перехід до сил інерції, що означає перехід до методу кінетостатики. До початку розрахунків механізмів необхідно встановити закони технологічних і механічних опорів. Особлива увага повинна приділятися опорам у зв'язку із силами тертя в елементах кінематичних пар під дією нормальних складових реакцій.

Важливим результатом синтезу машини є витрати енергії у процесі її роботи на подолання технологічних і механічних опорів. У багатьох випадках цей показник характеризується коефіцієнтом корисної дії.

Робота машини супроводжується наявністю рушійних сил, сил технологічних опорів, сил тяжіння ланок, механічних або додаткових опорів і сил інерції. Сили тяжіння ланок у формі їхніх рівнодіючих прикладаються в центрах мас ланок, і робота цих сил за цикл дорівнює нулю, оскільки центри тяжіння переміщуються по замкнених траєкторіях, а напрямки сили є незмінним. Однак у середині циклу руху механізму робота сили тяжіння є відмінною від нуля. Механічні або додаткові опори стосуються проявів середовищ або відносних переміщень елементів кінематичних пар. Сили інерції виникають за нерівномірного руху ланок, і методи їхнього визначення відомі. Реакції зв'язків у кінематичних парах є попарно зрівноваженими і в розрахунок не вводяться.

Очевидно, що за певного узагальнення до числа завдань синтезу машин слід віднести виконання технологічних вимог з одночасним обмеженням силових впливів на ланки і елементи кінематичних пар та обмеження енергетичних витрат. У першому наближенні здається, що названі дві задачі у своєму призначенні і методах досягнення практично збігаються, однак при цьому мають місце принципові відмінності.

У зв'язку з викладеним до числа завдань даного дослідження віднесено визначення методів обмеження силових впливів і енергетичних витрат, що стосуються перехідних і усталених режимів роботи машин у лініях пакування.

Відомо, що до числа перехідних режимів відносяться розгін і вибіг, які характеризуються змінними значеннями кінематичних і відповідно динамічних параметрів. Однак і періоди усталеного руху можуть бути представлені певними закономірностями тих самих параметрів, хоча вони будуть цілком прогнозованими і відповідними технологічному завданню.

Математичне моделювання перехідних процесів у машинах супроводжується створенням їхніх еквівалентних схем з використанням правил приведення мас і силових факторів [13]. Саме співвідношення мас, приведених рушійних сил і сил опору визначає динаміку перехідних процесів. Зменшення маси і збільшення різниці між рушійними силами і силами опору приводять до збільшення динамічних складових навантаження ланок і елементів кінематичних пар. Очевидно що названі фактори впливають і на час перебігу перехідних процесів, а скорочення останнього приводить до збільшення динамічного навантаження у формі сил інерції або моментів сил інерції. Оскільки перехідні процеси в машинах програмуються як технологічні, то це означає, що динамічних складових навантажень, пов'язаних з ними, не уникнути, рівно як і необхідності подолання сил корисного і шкідливого опорів. Проте один з різновидів сил інерції, пов'язаних з незрівноваженими обертовими масами, підлягає обмеженню і навіть повній ліквідації у своїх нормальних складових. В інших випадках сили інерції можуть лише обмежуватися за рахунок зменшення різниці між рушійними силами і силами опору або за рахунок програмованої кінематики.

На рис. 1.3 зображено схему симетричного подвоєного кривошипно-повзунного плоского механізму. Дана схема може бути запропонована, наприклад, у дозаторах в'язкої продукції, здвоєних роторах пакувальних машин тощо. Сили інерції в механізмі орієнтовані у протилежних напрямках, і при цьому досягається повне зрівноваження системи. Хоча у плоскому механізмі

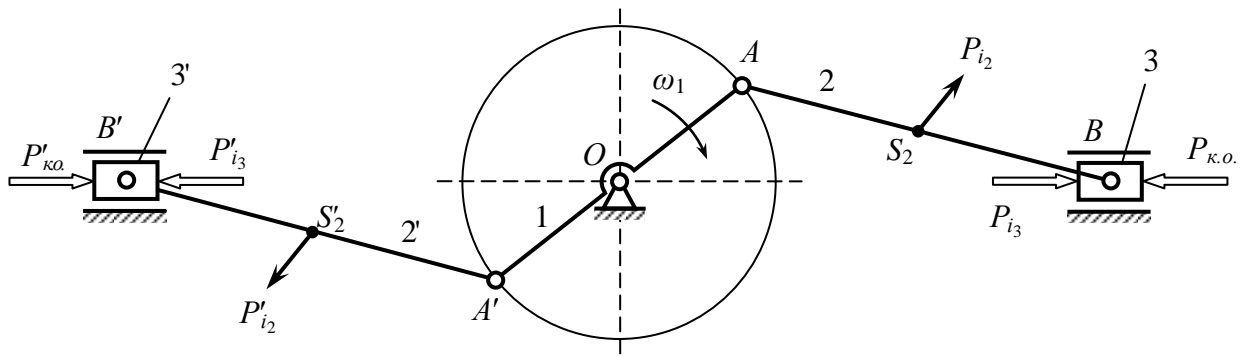


Рис. 1.3. Схема симетричного подвоєного кривошипно-повзунного плоского механізму

їхня сума дорівнює нулю, проте фізично вони присутні у своїй дії на ланки.

Якщо робочим ходом вихідної ланки (у даній статті ланок) вважати переміщення, на яких їхні швидкості і напрямки сил корисного опору є протилежними, то це означає присутність у робочому ході прискореного і сповільненого руху. При цьому у прискореному русі сила корисного опору і сила інерції будуть збігатися за напрямком, що означає необхідність зростання рушійних сил (рис. 1.4).

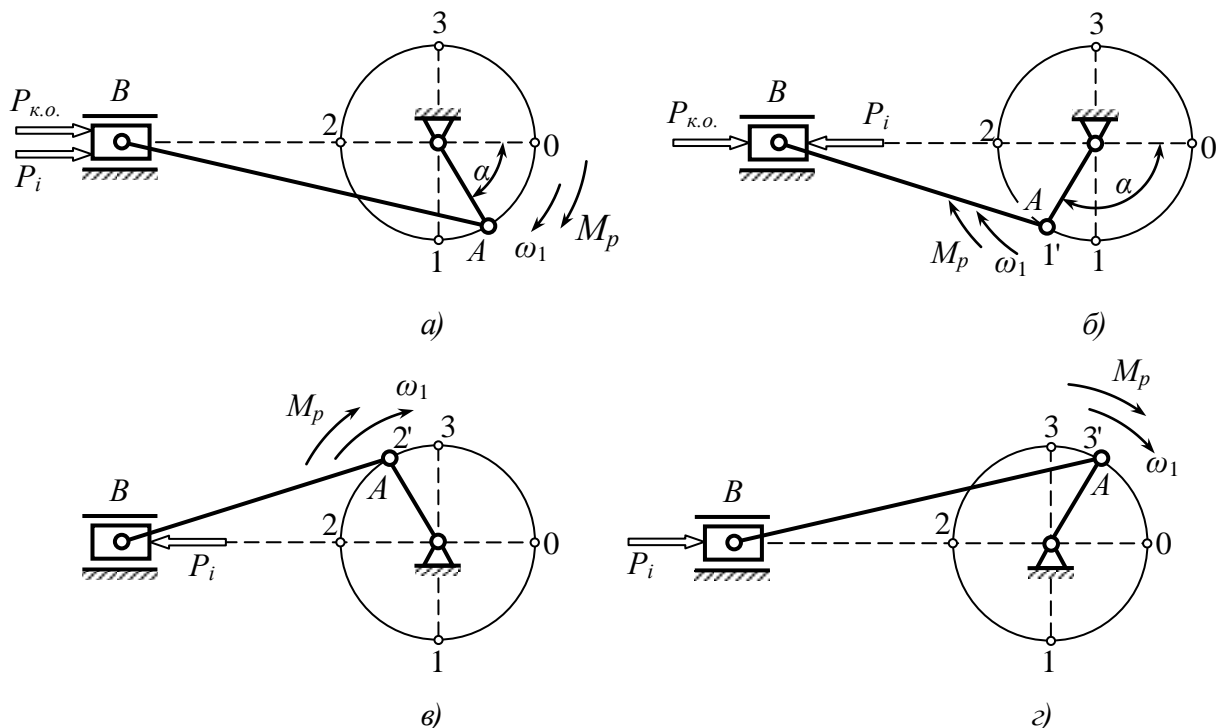


Рис. 1.4. Схеми із співставленням напрямків сил корисного опору і сил інерції, що прикладаються до вихідних ланок: робочого (а, б) та холостого (в, г) ходу

Такому співвідношенню відповідає поворот вхідної ланки на кут 90° між нульовим і першим положенням кривошипа. На ділянці 1–2 положень кривошипа рух вихідної ланки буде сповільненим, а сили $P_{к.о.}$ і P_i будуть різнонаправленими (рис. 1.4, б). Таким чином, на другій половині робочого ходу сила інерції P_i бере участь у подоланні сили корисного опору. На ділянці холостого ходу ведучої ланки (між положеннями 2–3–0, рис. 1.4, в та 1.4, г) також мають місце прискорений і сповільнений рухи вихідної ланки, що також відображується зміною напрямків P_i . При цьому на ділянці 2–3 (прискорений рух) сила інерції протидіє переміщенню повзуна, а на ділянці 3–0 має місце рекуперативний режим, у якому кінетична енергія повертається. Робота рушійних сил, пов'язана з подоланням сил інерції, визначається рівнем кінетичної енергії рухомих мас, який досягається на визначений момент часу.

Аналіз схем на рис. 1.4 приводить до висновку про доцільність влаштування механізмів двосторонньої дії, що на додаток позитивних загальних результатів буде супроводжуватися обмеженням нерівномірності ходу вхідної ланки механізму. Останнє твердження пов'язане з тим, що відсутність сили корисного опору на ділянці холостого ходу супроводжується прискоренням руху вхідної ланки.

З аналізу роботи кривошипно-повзунного механізму витікає, що за симетричних законів руху на ділянках прискореного і сповільненого рухів вихідної ланки сили інерції, що стосуються маси самої ланки, також відображаються симетричними законами. Проте навіть за відсутності такої симетрії на повноту енергетичної рекуперації це не впливає, оскільки початку і завершенню робочого ходу відповідають нульові швидкості вихідної ланки. Оскільки максимальному рівню кінетичної енергії відповідає точка 1 на траєкторії переміщення кінематичної пари A , то це означає, що в ній завершується накопичення кінетичної енергії повзуна і що саме цей її рівень повернеться за період сповільненого руху вихідної ланки. Таке твердження пов'язане з тим, що на момент завершення робочого ходу маємо нульовий рівень кінетичної енергії ($E = 0$). Звідси доходимо висновку, що з точки зору

інтересів енергетичних трансформацій закони руху вихідних ланок на ділянках робочого ходу значення не мають. Вони можуть бути симетричними, несиметричними, різними за формою і часом перебігу, але енергетичні витрати, пов'язані з подоланням сил інерції на ділянках робочого ходу, які стосуються безпосередньо маси вихідної ланки, компенсуються в режимах прискореного і сповільненого руху.

Очевидно, що величини динамічних складових навантажень при цьому пов'язані з кінематичними параметрами, обмеження яких можливе за рахунок використання спарених робочих органів.

РОЗДІЛ 2. ГРАВІТАЦІЙНІ СИСТЕМИ І ГРАВІТАЦІЙНІ ЕНЕРГОМАТЕРІАЛЬНІ НАКОПИЧУВАЛЬНІ СИСТЕМИ

2.1. Гравітаційні енергоматеріальні накопичувальні системи

Окремі елементи гравітаційних енергоматеріальних накопичувальних систем мають давню історію використання, що підтверджується збереженими до нашого часу водогонами, системами зрошування земельних угідь, гравітаційними спусками тощо. Останні, виконуючи функції складових в організації матеріальних потоків, разом з тим є енергетичними накопичувальними пристроями. Таке суміщення може стосуватися насипних і штучних вантажів і рідинних потоків. Енергетичний потенціал гравітаційних накопичувальних систем дозволяє здійснювати подальші переміщення матеріальних потоків на нижчі рівні за рахунок сил тяжіння. Транспортування насипних вантажів і рідинних середовищ при цьому здійснюється по трубопроводах, а переміщення штучних вантажів може виконуватися за допомогою гравітаційних елеваторів, нерухомих похилих опорних площин або роликів систем.

За відомих координат початкового і кінцевого положень вантажів або середовищ їх енергетичний потенціал визначається залежністю

$$\Delta E = mgh ,$$

де ΔE – зміна енергетичного потенціалу вантажу за переміщення його по вертикалі на рівень h , який визначається різницею координат його центра мас.

Переміщення вантажів пов'язано з подоланням сил тертя і трансформацією потенціальної енергії в кінетичну. При цьому сила тертя дорівнює (рис. 2.1)

$$F_T = fmg \cos \alpha ,$$

де f – коефіцієнт тертя, а робота проти сил тертя складає

$$A_T = F_T \frac{\ell}{\cos \alpha} = \ell fmg . \quad (2.1)$$

З останнього витікає наступний висновок: робота проти сил тертя на переміщеннях похилими площинами дорівнює роботі сил тертя fmg при пе-

реміщенні вантажів горизонтальними ділянками, довжина яких дорівнює проекціям похилих ділянок.

Швидкість трансформації потенціальної енергії в кінетичну на похилій ділянці залежить від кута нахилу її до лінії горизонту і значення коефіцієнта тертя f між вантажем і опорною площиною. Визначитися з нею можливо на основі аналізу рівняння руху. Нехай точка A (рис. 2.1) співпадає з точкою O початку осі OX і рівняння руху матиме вид

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha - fmg \cos \alpha .$$

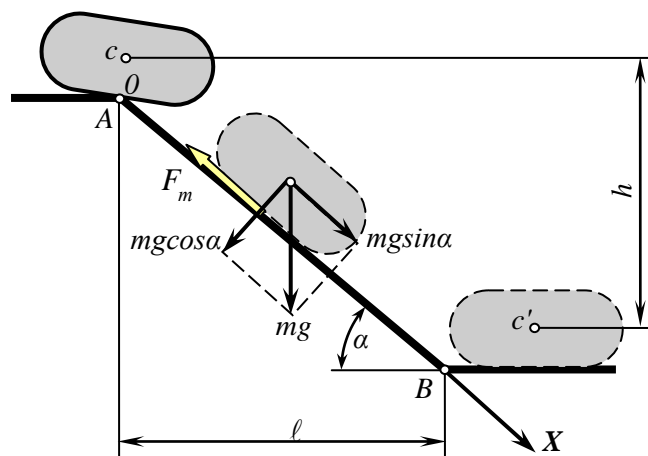


Рис. 2.1. Розрахункова схема гравітаційного опускного пристрою

З розв'язання цієї умови і за початкових параметрів

$$t_{(n)} = 0; \quad x_{(n)} = 0; \quad \dot{x}_{(n)} = 0.$$

одержуємо

$$\dot{x} = (g \sin \alpha - fg \cos \alpha)t; \quad x = (g \sin \alpha - fg \cos \alpha) \frac{t^2}{2};$$

Тоді динаміка зростання кінетичної енергії буде відображатися формулою

$$E_{\text{кін}} = m(g \sin \alpha - fg \cos \alpha)^2 \frac{t^2}{2},$$

а робота проти сил тертя

$$A_{\text{т}} = fmgx \cos \alpha .$$

Оскільки переміщення x відбувається за час

$$t = \sqrt{\frac{2x}{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}},$$

то час завершення переміщення по похилій ділянці становитиме

$$t_{(к)} = \sqrt{\frac{2\ell}{g(\sin \alpha - f \cos \alpha) \cos \alpha}},$$

Потенціальна енергія в процесі переміщення становитиме

$$E_{\text{пот}} = mg \left(\frac{\ell}{\cos \alpha} - x \right) \sin \alpha = mg \left(\frac{\ell}{\cos \alpha} - g(\sin \alpha - f \cos \alpha) \frac{t^2}{2} \right) \sin \alpha,$$

а її зменшення від початку переміщення визначається формулою

$$E_{\text{пот}}(t) = mgl \operatorname{tg} \alpha - mg \left(\frac{\ell}{\cos \alpha} - g(\sin \alpha - f \cos \alpha) \frac{t^2}{2} \right) \sin \alpha,$$

Разом з тим з енергетичного балансу витікає, що $\Delta E_{\text{пот}}(t) = A_{\text{т}}(t) + E_{\text{кін}}(t)$. При цьому $A_{\text{т}}(t) = fmg^2 \cos \alpha (\sin \alpha - f \cos \alpha) \frac{t^2}{2}$.

Повернувшись до формули (2.1) змінимо формулювання висновку з неї, не порушуючи суті ідеологеми, до форми: робота проти сил тертя не залежить від форми ломаної площини, якою оформлено гравітаційний спуск.

Останнє, якщо знехтувати впливом відцентрових сил, буде стосуватися і криволінійних спусків (рис. 2.2).

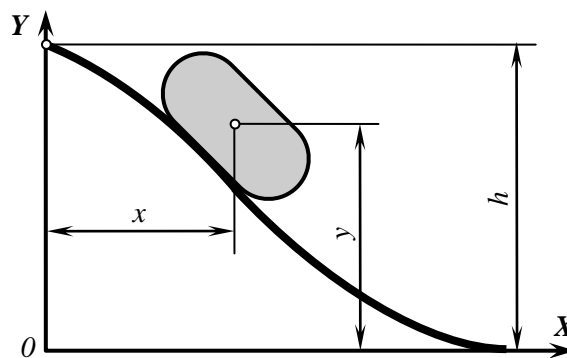


Рис. 2.2. Розрахункова схема криволінійного гравітаційного спуску

За неврахування сил тертя у відповідності до закону Галілея швидкість тіла в точці з координатами x та y повинна визначатися умовою

$$v' = g \sqrt{2y/g} \quad (2.2)$$

і їй повинен відповідати рівень кінетичної енергії

$$E'_{\text{кін}} = m \frac{v'^2}{2} = mgy. \quad (2.3)$$

Однак за наявності сил інерції величина кінетичної енергії $E'_{\text{кін}}$ повинна бути зменшена на складову $A_T = fmgx$, тобто

$$E_{\text{кін}} = E'_{\text{кін}} - A_T = mgy - fmgx. \quad (2.4)$$

Тоді за значенням $E_{\text{кін}}$ знайдемо дійсну швидкість тіла v_d :

$$mgy - fmgx = m \frac{v_d^2}{2}; \quad v_d = \sqrt{2(gy - fgx)}. \quad (2.5)$$

Якщо профіль спуску задано залежністю $y = y(x)$, то це означає можливість визначити функцію

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dy}{dx}(x) \quad (2.6)$$

і тангенс кута нахилу дотичної до кривої профілю спуску з віссю OX , а разом з цим і складові швидкості \dot{x} та \dot{y} .

При цьому

$$\dot{x} = v_d \cos \arctg \frac{dy}{dx}; \quad \dot{y} = v_d \sin \arctg \frac{dy}{dx}; \quad (2.7)$$

або а розгорнутому вигляді

$$\dot{x} = \sqrt{2(gy - fgx)} \cos \arctg \frac{dy}{dx}; \quad \dot{y} = \sqrt{2(gy - fgx)} \sin \arctg \frac{dy}{dx}. \quad (123)$$

Окрім того знайдені закономірності між енергетичними і геометричними параметрами для випадків комбінації похилих ділянок спусків і горизонтальних ділянок дають можливість у спрощеній формі прогнозувати величину максимальної горизонтальної координати

$$x_{\text{max}} = \frac{mgh}{fmg} = \frac{h}{f}. \quad (2.9)$$

Запропоновану методику розрахунків, яка представлена сукупністю рівнянь (2.2) – (2.9), одержано за нехтування відцентровими силами, які виникають при переміщенні вантажів криволінійними ділянками. Оскільки відцент-

рові сили

$$P_i = m \frac{v_d^2}{r},$$

де r – радіус кривини опорної площини, то положення вектора \bar{P}_i є цілком визначене і таке, що завжди перпендикулярне до опорної поверхні. Це означає, що відцентрова сила не може виступати в якості рушійної, але через вплив на реакцію опорної площини може приводити до збільшення або зменшення сили тертя.

Сумарна дія складової сили тяжіння і відцентрової сили визначається залежністю

$$P_{\text{сум}} = mg \cos \arctg \frac{dy}{dx} \pm m \frac{v_d^2}{r}.$$

Знак « \leftarrow » в цій умові відповідає випадку переміщення вантажу по опуклій поверхні, а « \rightarrow » – випадку ввігнутої поверхні.

За таких умов сила тертя визначається формулою

$$F_T(x, y) = fmg \cos \arctg \frac{dy}{dx} \pm fm \frac{v_d^2}{r}. \quad (2.10)$$

і залежить від координати та швидкості руху вантажу.

Очевидно, що сила тертя $F_T(x, y)$ є функцією координат x та y , однак робота проти сил тертя, обчислена за першою складовою правої частини рівняння (2.10), на всякому проміжку буде визначатися, як $A'_T = fmgx$. Оскільки відцентрова складова змінюється за формулою

$$v_d = \sqrt{2(gy(x) - fgx)}$$

і у зв'язку з тим, що вона на рівні вертикальної проекції доповнює силу тяжіння mg , то вплив такої вертикальної складової на роботу для подолання сил тертя визначатиметься залежністю

$$A'_{TB} = \int_0^{x(k)} \frac{fm}{r} \sin \left(90 - \arctg \frac{dy}{dx} \right) (gy(x) - fgx) dx,$$

де $x_{(k)}$ – максимальна або спеціально визначена величина горизонтальної прое-

кції ділянки гравітаційного спуску.

Тоді для обраних координат x та y маємо

$$\Delta E_{\text{пот}}(x) = mgh - fmgx \pm \int_0^{x(k)} \frac{fm}{r} \sin\left(90 - \arctg \frac{dy}{dx}\right) (gy(x) - fgx) dx.$$

Наведені співвідношення між енергетичними, силовими і геометричними параметрами дають можливість визначення кінематичних параметрів переміщення вантажів криволінійними спусками, у тому числі і зі змінними радіусами кривини.

Перехід від енергетичних співвідношень у поєднанні з принципами Д'Аламбера, можливих переміщень і суперпозиції дозволяють використовувати різні форми в описі динаміки і кінематики переміщення тіл. Наслідками таких різних підходів є аналіз систем на основі запису рівнянь руху, розрахунок транспортних систем з використанням методу обходу по контуру, методи кінетостатики тощо.

З аналізу фізичної основи переміщення вантажів в гравітаційних пристроях витікає, що можливості впливати на їх кінематику можуть мати геометрія спуску і коефіцієнти тертя. Так запропоновано конструктивне впровадження, яке дозволяє реалізувати змінні значення сил тертя на основі поняття приведенного коефіцієнта тертя [14, 15].

У зв'язку з цим гравітаційний спуск в перерізі виконується двограним з кутами сходження граней 2γ , які по довжині можуть змінюватися (рис. 2.3).

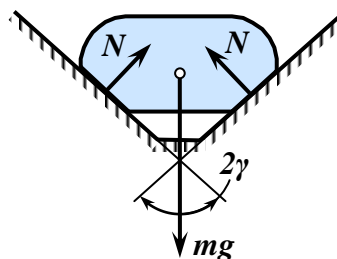


Рис. 2.3. Схема перерізу гравітаційного спуску для реалізації приведенного коефіцієнта тертя

При цьому приведений коефіцієнт тертя дорівнює:

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\sin \gamma},$$

а змінне по довжині спуску значення 2γ дозволяє змінювати реакції N на гранях, а рівно і сили тертя. Це означає можливість регулювання кінематичних параметрів вантажів.

Пошуки впливів на вказану кінематику, проте, заслуговують на застереження. Останнє пов'язано з тим, що за умови встановлення спуску до лінії горизонту під кутом більшим за кут тертя визначається прискорений характер руху вантажу. Це означає, що інтервал розташування вантажів на спуску з їх опусканням буде зростати, однак часовий інтервал в їх проходженні не змінюється за різних значень $\alpha > \varphi$, де φ – кут тертя в парі "вантаж – опорна площина" (рис. 2.4).

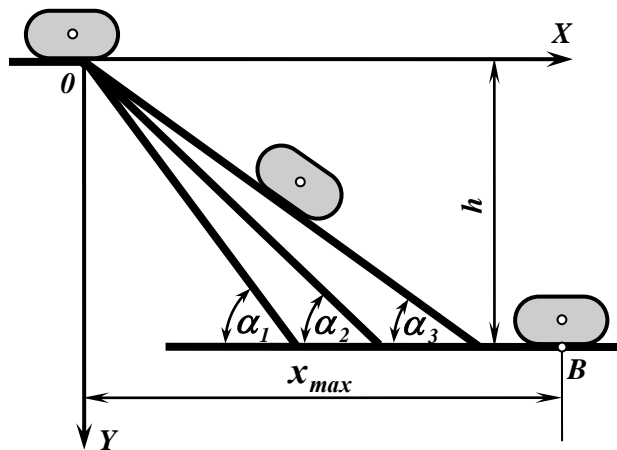


Рис. 2.4. Схеми прямолінійних спусків

При цьому для системи з $h = \text{const}$ і значеннями $\alpha_1 \neq \alpha_2 \neq \alpha_3$ або $\alpha_1 > \alpha_2 > \alpha_3 > \varphi$ величина x_{max} , яка відповідає максимальному вибігу, буде однаковою для всіх вказаних випадків. Збільшення або зменшення величини x_{max} пов'язано зі збільшенням або зменшенням різниці рівнів h .

Очевидно, що для випадків використання пристроїв з приведеним коефіцієнтом тертя воно трансформується до виду $x_{\text{max}} = \frac{h}{f_{\text{пр}}}$.

Закономірності, представлені для випадків опускання вантажів певним чином можуть бути застосовані і до випадків їх піднімання, але з певними застереженнями. Останні стосуються лінії дії рушійної сили, яка повинна бути паралельною опорній площині (рис. 2.5).

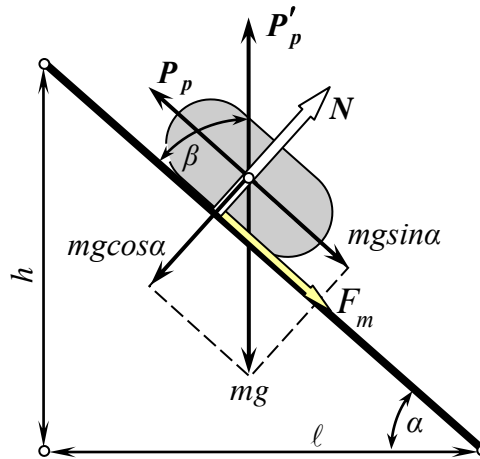


Рис. 2.5. Схема сил, що відповідає підніманню вантажу

Умовою рівномірного руху при цьому є рівняння виду

$$P_p = mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha . \quad (2.11)$$

При цьому робота рушійної сили буде визначена як

$$A_p = P_p \frac{\ell}{\cos \alpha} ,$$

а робота сил тяжіння та тертя відповідно як

$$A_T = \frac{\ell}{\cos \alpha} fmg \cos \alpha = \ell fmg ; \quad A_{\text{тяж}} = \frac{\ell}{\cos \alpha} mg \sin \alpha = mgh .$$

Таким чином, робота сил тертя, як і раніше, визначається комплексом ℓfmg , а виконана робота проти сил тяжіння створює потенціал mgh . Очевидно, що зміна напрямку рушійної сили приведе до змін в розрахункових формулах.

Якщо рушійна сила P'_p (рис. 2.5) прикладається під кутом β , що відраховується від опорної площини, то маємо

$$P_p = P'_p \cos \beta ; \quad N = mg \cos \alpha - P'_p \sin \beta ;$$

$$P'_p \cos\beta = mh \sin\alpha + f(mg \cos\alpha - P'_p \sin\beta);$$

Звідси знайдемо

$$P'_p (\cos\beta + f \sin\beta) = mg \sin\alpha + fmg \cos\alpha;$$

$$P'_p = \frac{mg \sin\alpha + fmg \cos\alpha}{\cos\beta + f \sin\beta}. \quad (2.12)$$

За умови, що $\beta = 0$, вираз (2.12) приводиться до виду (2.11).

Мінімальному значенню P'_p за інших рівних умов відповідає максимальний результат знаменника у виразі (2.12). Для знаходження цього екстремуму знайдемо похідну Φ і прирівняємо її до нуля.

$$\Phi = \cos\beta + f \sin\beta; \quad \Phi' = -\sin\beta + f \cos\beta.$$

Тоді

$$\beta = \arctg f.$$

Саме за такого значення отримаємо мінімізовану рушійну силу

$$P'_{p\min} = \frac{mg \sin\alpha + fmg \cos\alpha}{\cos\arctg f + f \sin\arctg f}. \quad (2.13)$$

Результати розрахунків по визначенню функції Φ наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Значення функції $\Phi = \cos\beta + f\sin\beta$

$\beta, ^\circ$	10	20	30	45	$\arctg 0,2 = 11^\circ 20'$
Φ	1,019	1,008	0,966	0,848	1,0198

Розвиток математичної теорії тертя привів до створення так званих активованих гравітаційних спусків, які дозволяють переміщення по них вантажів навіть тоді, коли вони встановлені в межах кута тертя у підрахунку від лінії горизонту. Такий підхід виявився плідним стосовно перевантажувальних пристроїв в лініях транспортування скляної тари та інших вантажів, в оформленні перехідних містків, пристроїв для формування масивів виробів різної форми і розмірів.

Активування опорних площин при цьому досягається за рахунок їх усталеного відносного переміщення по відношенню до виробів або зворотно-

поступального руху [72].

2.2. Коефіцієнти корисної дії похилих площин

Важливим доповненням до числа характеристик похилих площин є їх коефіцієнти корисної дії. Розглянемо вантаж масою m на похилій площині, розташованій під кутом α до лінії горизонту. Переміщення вантажу здійснюється під дією сили P , лінія дії якої розташована під кутом β до напрямку переміщення вантажу.

Загальний результат величини ККД похилої площини залежить від співвідношення силових факторів, що діють на вантажі і кута нахилу до лінії горизонту. При цьому одна з сил є рушійною і виконує корисну роботу, а інша виконує роль сили опору, подолання якої потребує витрат деякої частини роботи, що виконується рушійною силою. Окрім того мають місце енерговитрати, пов'язані з необхідністю долати сили тертя.

ККД похилої площини залежить від напрямку переміщення вантажу.

Випадок руху вантажу опорною похилою площиною зверху вниз. Розрахункова схема цього випадку наведена на рис. 2.6.

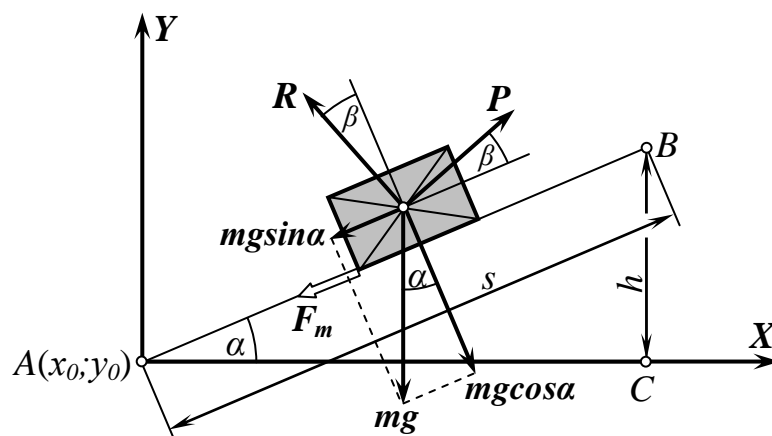


Рис. 2.6. Схема до визначення параметрів переміщення вантажу по похилій площині

Рушійною силою при цьому є складова сили тяжіння $mgsina$. У зв'язку з подоланням сили опору P витрачається корисна робота

$$A_p = Ps \cos\beta, \quad (2.14)$$

а повна робота рушійної сили тяжіння дорівнює

$$A_{mg} = mgh. \quad (2.15)$$

Звідси ККД складає

$$\eta = \frac{A_p}{A_{mg}} = \frac{P \cos\beta}{mgh} \quad (2.16)$$

і маючи на увазі, що $h/s = \sin\alpha$ P дорівнює:

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

За випадку горизонтального прикладання сили P під кутом $\beta = -\alpha$,

отримуємо вираз:
$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg}\alpha}. \quad (2.17)$$

При цьому відомо, що похила площина є самогальмівною, якщо $\alpha \leq \rho$.

З останнього витікає, що за умови самогальмування ККД $\eta \leq 0$.

Випадок руху вантажу опорною похилою площиною догори. У цьому випадку корисну роботу виконує сила P , а сила тяжіння mg є силою опору. Корисна робота $A_{mg} = mgh$, а повна робота – $A_p = P \cos\beta$. Звідси ККД

$$\eta = \frac{A_{mg}}{A_p} = \frac{mgh}{P \cos\beta}.$$

Оскільки $h/s = \sin\alpha$ і

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

то

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

У випадку горизонтально діючої сили одержуємо

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}. \quad (2.18)$$

Самогальмування вантажу на похилій площині можливе і у цьому випадку. Умові самогальмування, у відповідності до останнього виразу, повинні відповідати $\operatorname{tg}\alpha = 0$ або $\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \infty$. Перша умова не має фізичного змісту, оскільки їй відповідає умова $\alpha = 0$ і тоді рушійна сила корисної роботи не

виконує. А з другої умови витікає $\alpha + \rho = \pi/2$ або $\alpha = \pi/2 - \rho$. Враховуючи, що ККД похилої площини залежить від кута α і нульові значення η відповідають вказаним $\alpha = 0$ і $\alpha = \pi/2 - \rho$, слід прийти до висновку про існування максимального значення η у вказаному інтервалі. Значення α_m знайдемо, прирівнявши $d\eta/d\alpha$ до нуля. За руху тіла догори похилою площиною маємо:

$$\frac{d\eta}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \right) = 0.$$

Виконавши диференціювання, отримаємо:

$$\frac{d\eta}{d\alpha} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) \frac{1}{\cos^2 \alpha} + \operatorname{tg}\alpha \frac{1}{\cos^2(\alpha + \rho)}}{\operatorname{tg}^2(\alpha + \rho)},$$

або звідси
$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) \frac{1}{\cos^2 \alpha} - \operatorname{tg}\alpha \frac{1}{\cos^2(\alpha + \rho)} = 0. \quad (2.19)$$

Замінивши тангенси співвідношеннями \sin і \cos і привівши вирази до спільного знаменника, отримаємо:

$$\sin 2(\alpha + \rho) - \sin 2\alpha = 0.$$

Останній вираз задовольняється лише тоді, коли $2(\alpha + \rho) = \pi - 2\alpha$, тому що $\sin 2\alpha = \sin(\pi - 2\alpha)$. Тоді максимальний ККД відповідає куту

$$\alpha_m = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}.$$

За руху зверху до низу маємо:

$$\alpha_m = \frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}. \quad (2.20)$$

Геометричні параметри влаштування систем з використанням гравітаційних пристроїв можуть бути фіксованими і наперед заданими. Задовольнити при цьому співвідношення між геометричними, кінематичними і силовими параметрами можливо за рахунок жолобчастих похилих площин або використанням активованих опорних похилих площин, приведених, наприклад, в рух з визначеними параметрами.

РОЗДІЛ 3. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ РЕГУЛЬОВАНИХ ГРАВІТАЦІЙНИХ СПУСКНИХ ПРИСТРОЇВ

В теорії механізмів і машин відомим є поняття приведеного коефіцієнта тертя. Воно стосується тертя в клинчастих повзунах і приведений коефіцієнт тертя (рис. 3.1) визначається за формулою

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\sin \gamma},$$

де γ – кут розклинки жолоба (табл. 4.1).

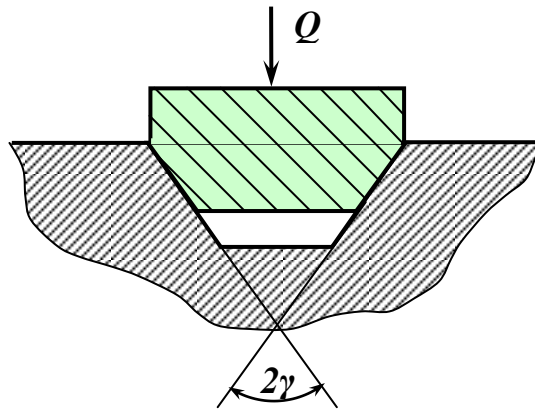


Рис. 3.1 Схема до визначення приведеного коефіцієнта тертя

Якщо гравітаційний опускний пристрій виконати з опорною поверхнею у вигляді жолобу, то для вантажів у м'якій упаковці і для насипних вантажів ефект приведеного коефіцієнта тертя буде мати місце.

Таблиця 3.1. Залежність приведеного коефіцієнта тертя $f_{\text{пр}}$

від величини f і γ $\left(f_{\text{пр}} = \frac{f}{\sin \gamma} \right)$

$f \backslash \gamma$	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
0,1	0,576	0,386	0,292	0,237	0,2	0,1743	0,156	0,1414	0,13	0,122	0,115	0,11	0,106
0,15	0,864	0,58	0,439	0,355	0,3	0,262	0,233	0,212	0,196	0,183	0,173	0,166	0,16
0,2	1,152	0,773	0,583	0,471	0,4	0,349	0,311	0,283	0,261	0,244	0,231	0,221	0,213

0,25	1,44	0,966	0,730	0,592	0,5	0,436	0,389	0,354	0,326	0,305	0,289	0,276	0,266
0,3	1,728	1,159	0,877	0,71	0,6	0,523	0,467	0,4243	0,392	0,366	0,346	0,331	0,319

У зв'язку з цим виникає можливість силу опору переміщення (силу тертя) зробити змінною і регульованою. Оскільки рушійна сила визначається значенням $mg \sin \alpha$, то за рахунок зміни кута α одержуємо можливість змінювати і її. Таким чином, існує можливість, наприклад, на прямолінійному гравітаційному опускному пристрої реалізувати сталу швидкість переміщення вантажу. Покажемо це. Рівняння руху вантажу на останньому пристрої

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha - fmg \cos \alpha. \quad (3.1)$$

Руху тіла з прискоренням $\ddot{x} = 0$ відповідає умова

$$mg \sin \alpha = fmg \cos \alpha \quad \text{або} \quad \sin \alpha = f \cos \alpha.$$

З останнього виразу одержуємо

$$\operatorname{tg} \alpha = f = \operatorname{tg} \rho, \quad (3.2)$$

де ρ – кут тертя в парі утвореній вантажем і опорною площиною.

Таким чином, для забезпечення переміщення вантажу зі сталою швидкістю необхідно кут нахилу опускного прямолінійного пристрою вибрати рівним куту тертя. Перехід до жолобчатого профілю дозволяє суттєво підвищити коефіцієнт тертя $f_{\text{пр}}$ і тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = f_{\text{пр}} \quad \text{і} \quad \alpha = \operatorname{arctg} f_{\text{пр}}, \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{f}{\sin \gamma}.$$

Таблиця 3.2. Значення α , за яких забезпечується переміщення вантажів

зі сталою швидкістю $\left(\alpha = \operatorname{arctg} \frac{f}{\sin \gamma} \right)$

$f \backslash \gamma$	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
0,1	30°	21°15'	16°15'	13°20'	11°20'	9°55'	8°50'	8°5'	7°25'	6°55'	6°30'	6°15'	6°8'
0,15	40°50'	30°	23°40'	19°32'	16°4'	14°40'	13°5'	12°	11°5'	10°25'	9°50'	9°25'	9°
0,2	49°	37°40'	30°15'	25°20'	22°	19°20'	17°15'	15°15'	14°40'	13°40'	13°	12°30'	12°
0,25	55°20'	44°	36°	30°40'	26°35'	23°30'	21°20'	19°30'	18°	17°	16°10'	15°30'	14°
0,3	59°52'	49°12'	41°16'	35°30'	31°	27°35'	25°	23°	21°25'	20°5'	19°	18°20'	17°40'

Переміщення вантажу зі швидкістю $\dot{x} = \text{const}$ можливе, якщо йому буде задано початкову швидкість \dot{x} , або пристрій буде мати ділянку розгону, на якій $f'_{\text{пр}} < f_{\text{пр}}$. При цьому кут α буде залишатися сталим. Можливим є й інший варіант, за якого на ділянці $\alpha_{\text{розг}} > \alpha = \text{arctg} \frac{f}{\sin \gamma}$.

Розглянемо кінематику переміщення вантажу на пристрої, у якого всю трасу розбито на дві частини (рис. 4.5).

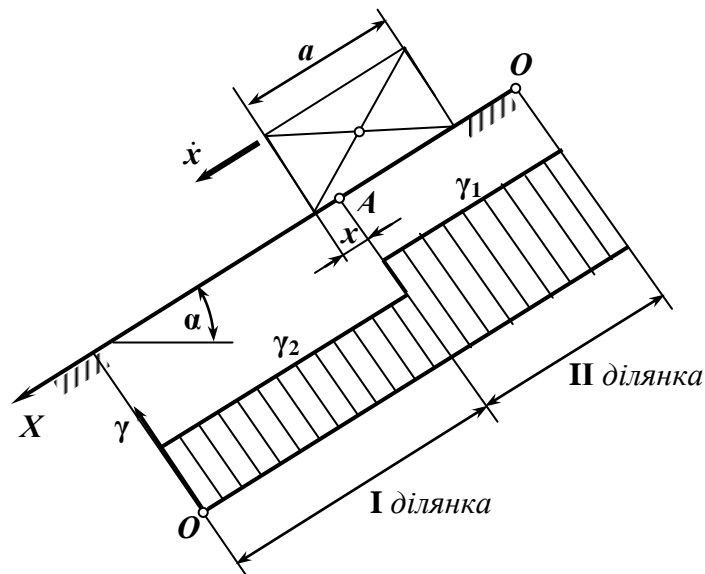


Рис. 3.2. Розрахункова схема до пристрою з двома ділянками

На ділянці траси I жолоб характеризується кутом розклинки γ_1 , а на ділянці II – кутом γ_2 і при цьому $\gamma_1 > \gamma_2$. разом з тим має місце співвідношення

$$\alpha = \text{arctg} \frac{f}{\sin \gamma_2}. \quad (3.3)$$

В такому випадку на ділянці I рух вантажу буде прискореним і до досягнення передньою його гранню точки A описується рівняннями

$$\dot{x} = g \sin \alpha \cdot t - f_{\text{пр1}} g \cos \alpha \cdot t + V_0, \quad (3.4)$$

де V_0 – початкова швидкість, яку вантаж має в точці O;

$$f_{\text{пр1}} = \frac{f}{\sin \gamma_1}.$$

Інтегруванням виразу (3.4) одержуємо

$$x = g \frac{t^2}{2} \sin \alpha - f_{\text{пр1}} \frac{t^2}{2} \cos \alpha + V_0 t. \quad (3.5)$$

Якщо довжина першої ділянки l_1 , то кінцевою умовою руху вантажу по ній є $x_{(к)}^I = l_1$. Підстановкою $x = x_{(к)}^I = l_1$ і розв'язанням умови (3.5) відносно часу знайдемо $t_{(к)}^I$. Підстановкою $t_{(к)}^I$ до виразу (3.4) знайдемо значення $\dot{x}_{(к)}^I$. Розв'язуючи питання синтезу доцільним може бути призначення кінцевої швидкості $\dot{x}_{(к)}^I$ і тоді з формули (3.4) при $\dot{x} = \dot{x}_{(к)}^I$ необхідно знайти $t_{(к)}^I$. Підстановкою $t_{(к)}^I$ в рівняння (3.5) визначається $x_{(к)} = l_1$.

Максимальну швидкість $\dot{x}_{(к)}^I$, можна одержати за інших рівних умов, якщо вибрати $\gamma_1 = 90^\circ$.

На другому етапі руху прискорення \ddot{x} буде зменшуватись від значення

$$\ddot{x} = g \sin \alpha - f_{\text{пр1}} g \cos \alpha \quad (3.6)$$

до значення $\ddot{x} = 0$. Другому етапу відповідає переміщення вантажу на відстань, рівну його довжині а від моменту завершення першого етапу.

Тут рівняння руху запишемо у вигляді

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha - f_{\text{пр1}} mg \cos \alpha \frac{a-x}{a} - f_{\text{пр2}} mg \cos \alpha \frac{x}{a}. \quad (3.7)$$

Звідси знайдемо

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= g \sin \alpha - f_{\text{пр1}} g \cos \alpha - f_{\text{пр1}} g \frac{x}{a} \cos \alpha - f_{\text{пр2}} g \frac{x}{a} \cos \alpha; \\ \ddot{x} + \frac{gx}{a} \cos \alpha (f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}) &= g \sin \alpha - f_{\text{пр1}} g \cos \alpha. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Характеристичне рівняння останнього диференціального рівняння записується у формі

$$r^2 + \frac{g \cos \alpha}{a} (f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}) = 0.$$

Це означає, що корені характеристичного рівняння

$$r_{1,2} = \pm i \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{a} (f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}})} = 0$$

є уявними, а тому розв'язання рівняння (3.8) записуємо так:

$$x = A \sin \beta t + B \cos \beta t + \frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}}, \quad (3.9)$$

$$\text{де } \beta = \sqrt{\frac{g(f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}) \cos \alpha}{a}}.$$

Сталі інтегрування А та В знайдемо за початкових умов:

$$t_{(\text{п})}^{\text{II}} = 0; \quad x_{(\text{п})}^{\text{II}} = 0; \quad \dot{x}_{(\text{п})}^{\text{II}} = \dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}}.$$

Підставивши початкові умови в рівняння (3.9), одержуємо

$$B = -\frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}}. \quad (3.10)$$

Для знаходження сталої інтегрування А виконаємо диференціювання рівняння (3.9):

$$\dot{x} = A \beta \cos \beta t - B \beta \sin \beta t;$$

$$\dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}} = A \beta \quad \text{і} \quad A = \frac{\dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}}}{\beta} = \dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}} \sqrt{\frac{a}{g(f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}) \cos \alpha}}. \quad (3.11)$$

Тоді остаточно одержуємо:

$$x = \dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}} \sqrt{\frac{a}{g(f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}) \cos \alpha}} \sin \beta t - \frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}} \cos \beta t + \frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}}. \quad (3.120)$$

$$x = \dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}} \cos \beta t + \frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр1}} + f_{\text{пр2}}} \sin \beta. \quad (3.13)$$

Другий етап руху завершується за умови

$$x = x_{(\text{к})}^{\text{II}} = a = \dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}} \sqrt{\frac{a}{g(f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}) \cos \alpha}} \sin \beta t_{(\text{к})}^{\text{II}} - \frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}} \cos \beta t_{(\text{к})}^{\text{II}} + \frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}}. \quad (3.14)$$

Тоді подальший рух вантажу буде відбуватися зі сталою швидкістю

$$\dot{x} = \dot{x}_{(\text{к})}^{\text{II}} = \dot{x}_{(\text{к})}^{\text{I}} \cos \beta t_{(\text{к})}^{\text{II}} + \beta \frac{(\sin \alpha - f_{\text{пр1}} \cos \alpha) a}{f_{\text{пр2}} - f_{\text{пр1}}} \sin \beta t_{(\text{к})}^{\text{II}}. \quad (3.15)$$

Таким чином, на першій ділянці переміщення за виключенням гранич-

ної частини де відбувається другий перехідний етап маємо сталі значення прискорення, максимальна величина якого складає для вибраного α

$$\ddot{x}_{\max} = g \sin \alpha - f \cos \alpha,$$

якщо $\gamma = 90^\circ$. Збільшити значення $\ddot{x} = \text{const}$ можливо тільки за рахунок зростання кута нахилу α .

Макимум максимум значень \ddot{x} відповідає величині прискорення g вільного падіння, проте це вже не буде стосуватися гравітаційного спуску.

Графіки залежностей $\ddot{x} = \ddot{x}(t)$; $\dot{x} = \dot{x}(t)$ або $\ddot{x} = \ddot{x}(x)$; $\dot{x} = \dot{x}(x)$ показано на рис. 3.3. Ділянка а відповідає перехідному процесу.

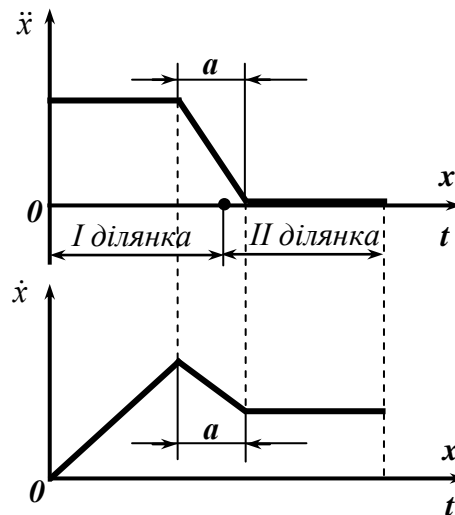


Рис. 3.3. Графіки зміни прискорення і швидкості руху вантажу на двох ділянках

Для досягнення стабілізованої швидкості $\dot{x} = \text{const}$ на II ділянці необхідно забезпечити значення

$$\gamma = \arcsin \frac{f}{\text{tg} \alpha}. \quad (3.16)$$

За необхідності можливо вибрати геометричні параметри спуска, які забезпечать рівноприскорений рух на ділянці I і рівносповільнений рух на ділянці II.

Графіки прискорення і швидкості для такого випадку показано на рис. 3.4.

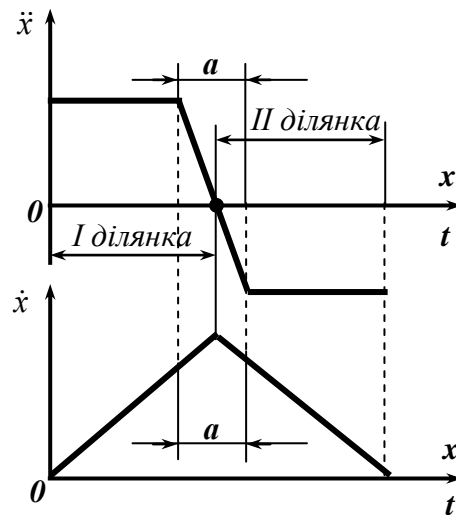


Рис. 3.4. Графіки кінематичних параметрів рівноприскореного і рівносповільненого рухів вантажу

Вказана закономірність зміни прискорення наближена до випадку реалізації найбільшої швидкодії.

Якщо для другої ділянки руху прийняти $\ddot{x} = -\ddot{x}^{\text{II}}$; то

$$-\ddot{x}^{\text{II}} = g \sin \alpha - \frac{f}{\sin \gamma} g \cos \alpha. \quad (3.17)$$

Звідси знайдемо

$$\gamma = \arcsin \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha + \ddot{x}^{\text{II}}}. \quad (3.18)$$

Таблиця 3.3. Залежність кута $\gamma = \arcsin \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha + \ddot{x}^{\text{II}}}$ від величини \ddot{x}^{II} при $f = 0,2$

\ddot{x}^{II} м/с ² α, град	1	2	3	4	5	6	7	8
20	25°	20°10'	16°50'	14°30'	12°40'	11°20'	10°12'	9°20'
30	16°30'	14°	12°11'	10°45'	9°40'	8°50'	8°	7°30'
40	11°50'	10°20'	9°20'	8°20'	7°40'	7°5'	6°30'	6°
50	8°30'	7°50'	6°25'	6°15'	5°45'	5°25'	4°55'	4°35'
60	5°55'	5°25'	4°55'	4°30'	4°10'	3°55'	3°35'	3°25'

В цьому випадку одержуємо кінцеве значення $\dot{x}_{(к)}=0$, проте можливою є реалізація геометрії спуску, за якою $\dot{x}_{(к)}>0$. (рис. 3.5).

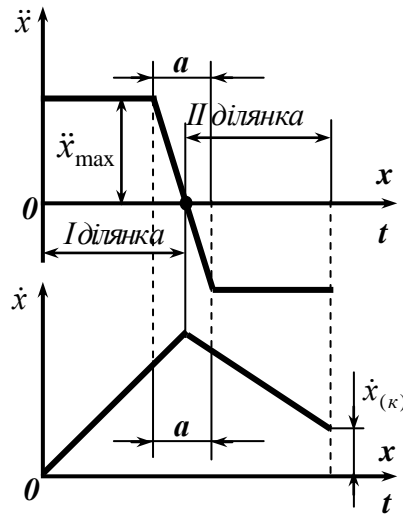


Рис. 3.5. Графіки кінематичних параметрів руху вантажів з одержанням на II ділянці $\dot{x}_{(к)}$

Розглянемо випадок, коли необхідно забезпечити лінійний закон зміни прискорення (рис. 3.6).

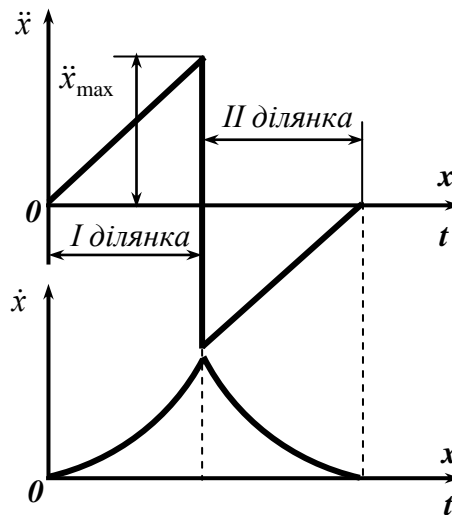


Рис. 3.6. Графіки кінематичних параметрів, що відповідають лінійному закону зміни прискорення

На ділянці I маємо

$$\ddot{x} = k_1 x. \quad (3.19)$$

Тому

$$k_{Ix} = g \sin \alpha - \frac{f}{\sin \gamma} g \cos \alpha; \quad \frac{f}{\sin \gamma} g \cos \alpha = g \sin \alpha - k_{Ix};$$

$$\sin \gamma = \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha - k_{Ix}}; \quad \gamma = \arcsin \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha - k_{Ix}}. \quad (3.20)$$

З виразу (3.20) видно, що кут γ повинен змінюватись по довжині спуску.

Для ділянки II маємо залежність

$$\ddot{x} = -\ddot{x}_{\min} + k_{II}x. \quad (3.21)$$

Відповідною підстановкою одержимо

$$-\ddot{x}_{\min} + k_{II}x = g \sin \alpha - \frac{f}{\sin \gamma} g \cos \alpha; \quad (3.22)$$

$$\frac{f}{\sin \gamma} g \cos \alpha = g \sin \alpha + \ddot{x}_{\min} - k_{II}x; \quad \sin \gamma = \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha + \ddot{x}_{\min} - k_{II}x}.$$

Оскільки маємо $k_{II} = \frac{\ddot{x}_{\min}}{l_{II}}$, то

$$\gamma = \arcsin \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha + \ddot{x}_{\min} - \frac{\ddot{x}_{\min}}{l_{II}}x}. \quad (3.23)$$

З врахуванням того, що $k_{II} = \frac{\ddot{x}_{\min}}{l_I}$, то для першої ділянки

$$\gamma = \arcsin \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha + \ddot{x}_{\min} - \frac{\ddot{x}_{\min}}{l_I}x}. \quad (3.24)$$

За одержаними залежностями, здійснюючі перебирання параметра x в межах від $x = 0$ до $x = l_I$, знайдемо залежність $\gamma = \gamma(x)$ для першої ділянки (вираз (3.24)), а для другої ділянки – за виразом (3.23). Завдяки змінним значенням γ будуть реалізовані закони руху, які відповідають залежностям по рис. 3.6. У зв'язку з тим, що завдяки відповідному пошуку геометричних параметрів досягаються певні закони руху вантажів, то такий пошук слід вважати кінематичним синтезом гравітаційних опускних пристроїв.

До числа недоліків розглянутих законів руху належить стрибкоподібна зміна прискорення. В динаміці машин таку зміну прийнято називати м'якими

ударами. Уникнути їх можливо за рахунок комбінації лінійних законів, або синусоїдальних законів руху.

На рис. 3.7 наведено трапецеїдальний закон руху вантажу.

Для випадку трапецеїдального закону зміни прискорення траса гравітаційного опускного пристрою розбивається на шість частин, а саме (0-1); (1-2); (2-3); (3-4); (4-5); і (5-6). На ділянках (0-1), (2-4) та (5-6) маємо лінійні закони, а на частинах (1-2) та (4-5) прискорення сталі і рух вантажів відповідно рівноприскорені та рівносповільнені. Методики визначення на вказаних частинах залежностей $\gamma = \gamma(x)$ наведені в умовах (3.18), (3.20), (3.23), (3.24).

Синусоїдальному закону руху вантажів відповідає графік на рис. 3.8.

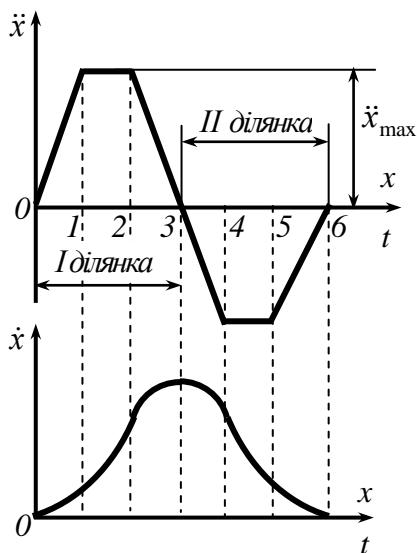


Рис. 3.7. Графіки кінематичних параметрів з трапецеїдальним законом зміни прискорення

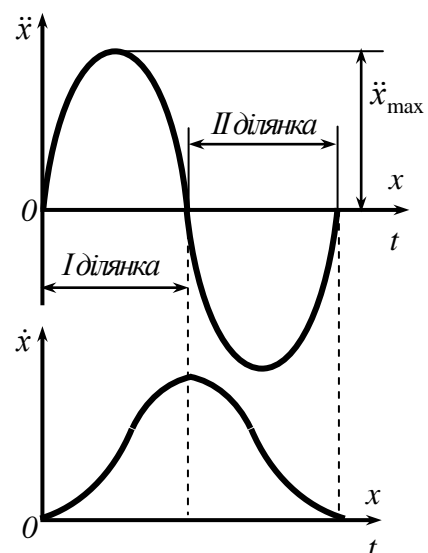


Рис. 3.8. Графіки кінематичних параметрів з синусоїдальним законом зміни прискорення

Закон зміни прискорення на всій трасі переміщення

$$\ddot{x} = \ddot{x}_{\max} \sin 2\pi \frac{x}{l_I + l_{II}}. \quad (3.25)$$

Повернувшись до рівняння руху, запишемо:

$$\ddot{x}_{\max} \sin 2\pi \frac{x}{l_I + l_{II}} = g \sin \alpha - \frac{f}{\sin \gamma} g \cos \alpha; \quad (3.26)$$

$$\frac{f}{\sin \gamma} g \cos \alpha = g \sin \alpha - \ddot{x}_{\max} \sin 2\pi \frac{x}{l_I + l_{II}};$$

$$\frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha - \ddot{x}_{\max} \sin 2\pi \frac{x}{l_I + l_{II}}} = \sin \gamma;$$

$$\gamma = \arcsin \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha - \ddot{x}_{\max} \sin 2\pi \frac{x}{l_I + l_{II}}}. \quad (3.27)$$

Аналогічно для косинусоїдального закону одержуємо

$$\ddot{x} = \ddot{x}_{\max} \cos \frac{2\pi}{l_I + l_{II}} x; \quad (3.28)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{fg \cos \alpha}{g \sin \alpha - \ddot{x}_{\max} \cos \frac{2\pi}{l_I + l_{II}} x}. \quad (4.60)$$

Кожен з наведених законів руху характеризуються максимальною величиною прискорення \ddot{x}_{\max} . За законів руху зі сталими прискореннями \ddot{x}_{\max} будуть найменшими (рис. 3.9). Порівняно з цим випадком за лінійного закону і за інших рівних умов максимальні прискорення будуть вдвічі більшими.

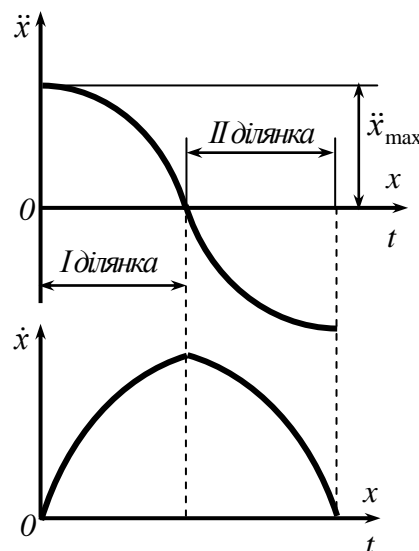


Рис. 3.9. Графіки кінематичних параметрів руху вантажів з косинусоїдальним законом зміни прискорення

Співставлення по відношенню максимальних прискорень для рівно-прискореного-рівносповільненого законів руху, косинусоїдального і синусо-

соїдального законів дає ряд 1 : 1,23 : 1,57. Таким чином, найбільш суттєве обмеження за максимумами інерційних навантажень досягається використанням рівноприскореного-рівносповільненого законів руху.

Розглянутими в цьому розділі питаннями кінематичного синтезу зроблено одночасно оцінку меж впливу такого геометричного параметру, як кут γ . Діапазон значень кута γ в загальній оцінці може обиратися від 20 до 90°, проте для певних вантажів з врахуванням характеристик останніх він може бути значно меншим.

Певні можливості регулювання кінематичних параметрів руху вантажів можуть досягатися за рахунок використання поворотного жолобу.

Визначення зв'язків між геометричними і кінематичними параметрами опускних пристроїв з поворотними жолобами

Жолоб опускного пристрою (рис. 3.10) виконано поворотним навколо осі O_1 . За зміни кута δ відбувається перерозподіл між нормальними реакціями N_1 та N_2 , що в результаті приводить до можливості регулювання сили опору P_{on} переміщенню, яка визначається силами тертя F_1 та F_2 на гранях жолобу.

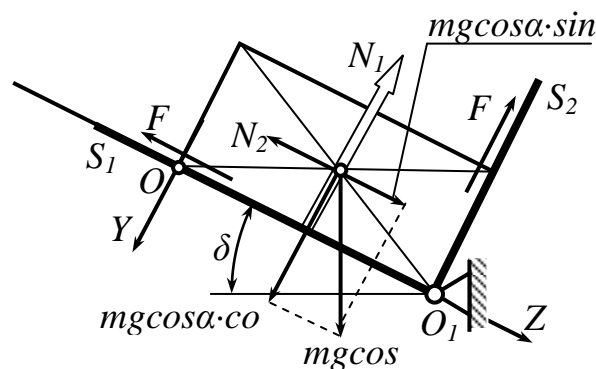


Рис. 3.10. Розрахункова схема до визначення параметрів поворотного жолобу

Зображені на рис. 3.10 напрямки F_1 та F_2 відповідають нерухомому вантажу. При цьому існує певний вплив F_1 та F_2 на нормальні реакції N_1 та N_2 . Числові співвідношення між вказаними параметрами та складовою сил тя-

жіння вантажу знайдено з умов його рівноваги. Маючи на увазі, що кут нахилу осі жолоба до лінії горизонту складає величину α , складову сили тяжіння визначимо, як $mg \cos \alpha$. Тоді проекція $mg \cos \alpha$ на площину $S_2 - mg \cos \alpha \cos \delta$, а на площину $S_1 - mg \cos \alpha \sin \delta$.

Нормальні реакції опорних площин показано як N_1 та N_2 і визначимо їх за умов

$$\sum Z = mg \cos \alpha \sin \delta - N_2 - F_1 = 0; \quad (3.30)$$

$$\sum Y = mg \cos \alpha \cos \delta - N_1 - F_2 = 0. \quad (3.31)$$

Оскільки $F_1 = f_1 N_1$; $F_2 = f_2 N_2$, де f_1 та f_2 – відповідні коефіцієнти тертя, то

$$\begin{cases} mg \cos \alpha \cdot \sin \delta - N_2 - f_1 N_1 = 0; \\ mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - N_1 - f_2 N_2 = 0. \end{cases}$$

Звідси:

$$N_1 = \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} - \frac{N_2}{f_1}. \quad (3.32)$$

$$mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} + \frac{N_2}{f_1} - f_2 N_2 = 0; \quad (3.33)$$

$$N_2 = \left(mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} \right) \frac{f_1}{f_1 \cdot f_2 - 1};$$

$$mg \cos \alpha \cdot \sin \delta - \left(mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} \right) \frac{f_1}{f_1 \cdot f_2 - 1} - f_1 N_1 = 0; \quad (3.34)$$

$$N_1 = \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} - \left(mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} \right) \frac{f_1}{f_1 (f_1 \cdot f_2 - 1)}. \quad (3.35)$$

За значеннями нормальних реакцій N_1 та N_2 знайдемо відповідні сили тертя:

$$F_1 = mg \cos \alpha \cdot \sin \delta - \left(mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} \right) \frac{f_1}{f_1 \cdot f_2 - 1}; \quad (3.36)$$

$$F_2 = \left(mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{f_1} \right) \frac{f_1}{f_1 \cdot f_2 - 1}. \quad (3.37)$$

Вказаний перерозподіл сил має місце за умови, що кут δ більший за кут

тертя і за відсутності переміщення вантажу. Від початку руху вантажу впо-
довж осі OX вектори сил тертя F_1 та F_2 змінюють свій напрямок на такий,
який є протилежним вектору відносної швидкості ковзання. Це означає, що і
нормальні реакції N_1 та N_2 також змінять свою величину. Оскільки за руху
вантажю проекції F_1 та F_2 на осі OZ і OY дорівнюють нулю, то умови рівнова-
ги запишемо у формі:

$$\sum Z = mg \cos \alpha \cdot \sin \delta - N_2 = 0;$$

$$\sum Y = mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - N_1 = 0.$$

Звідси знайдемо:

$$N_2 = mg \cos \alpha \cdot \sin \delta; \quad (3.38)$$

$$N_1 = mg \cos \alpha \cdot \cos \delta. \quad (3.39)$$

Зі схеми на рис (3.11) видно, що сили тертя повинні визначатися за ви-
разом

$$F_1 = f_1 mg \cos \alpha \cdot \cos \delta; \quad (3.40)$$

$$F_2 = f_2 mg \cos \alpha \cdot \sin \delta. \quad (3.41)$$

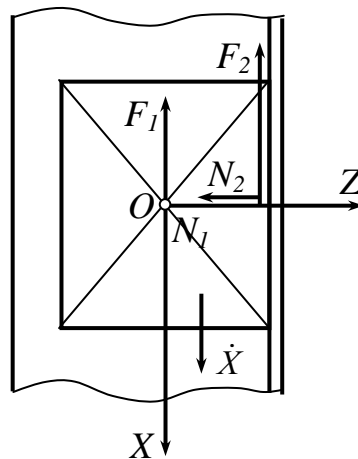


Рис. 3.11. Схема до розрахунку параметрів руху вантажу в поворотному жо-
лобі

Тоді загальний опір переміщенню складає

$$P_{\text{оп}} = F_1 + F_2 = mg \cos \alpha (f_1 \cos \delta + f_2 \sin \delta).$$

Для визначення екстремумів функції $P_{оп} = P_{ок}(\delta)$ виконаємо диференціювання останнього виразу:

$$\dot{P}_{оп} = mg \cos \alpha (f_2 \cos \delta - f_1 \sin \delta). \quad (3.42)$$

Прирівнявши до нуля праву частину виразу (3.42) запишемо:

$$mg \cos \alpha (f_2 \cos \delta - f_1 \sin \delta) = 0; \quad f_2 \cos \delta - f_1 \sin \delta = 0;$$

$$\frac{f_2}{f_1} = \operatorname{tg} \delta \quad \text{і} \quad \delta = \operatorname{arctg} \frac{f_2}{f_1}. \quad (3.43)$$

Якщо коефіцієнти тертя f_1 і f_2 однакові, то це означає, що екстремум функції досягається при значенні $\delta = 45^\circ$. Найменше значення $P_{оп}$ одержимо за умови $\delta = 0$.

Діапазон можливих значень $P_{оп}$ залежить від співвідношення коефіцієнтів тертя f_1 і f_2 .

Позначимо $\frac{f_2}{f_1} = k$, тоді

$$f_2 = f_1 k \quad \text{і} \quad \dot{P}_{оп} = mg \cos \alpha f_1 (\cos \delta - k \sin \delta). \quad (3.44)$$

Таким чином, функції $\Phi = (\cos \delta + k \sin \delta)$ є визначальною і збільшення параметра k супроводжується зростанням діапазону зміни $P_{оп}$.

Значення складових функції $\Phi = \Phi(\delta)$ і самої функції наведено в табл. 3.4. та в табл. 3.5.

Таблиця 3.4. Значення складових і функцій $\Phi = \Phi(\delta)$ за умови $k = 1$

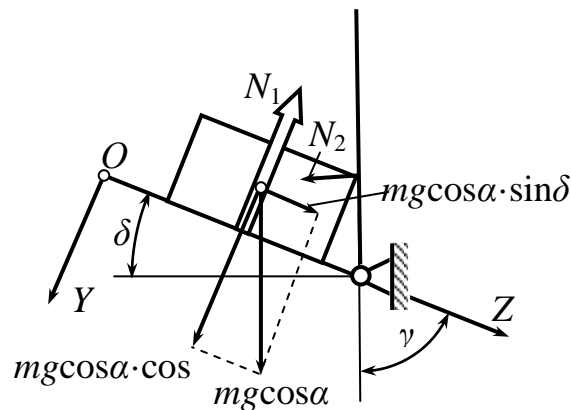
	К у т δ , г р а д .									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$\sin \delta$	0,0872	0,174	0,259	0,342	0,423	0,5	0,574	0,643	0,707	0,766
$\cos \delta$	0,996	0,985	0,966	0,94	0,906	0,866	0,819	0,766	0,707	0,673
$\Phi(\delta)$	1,083	1,159	1,225	1,282	1,329	1,366	1,393	1,409	1,414	1,409

Збільшення величини k приводить до зростання кута $\delta_{екс}$, що відповідає екстремуму $P_{оп}$, а максимальне значення δ складає 90° .

Таблиця 3.5. Значення складових і функції $\Phi = \Phi(\delta)$ за умови $k = 2$

	К у т δ , г р а д .										
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
$k \sin \delta$	0,174	0,348	0,518	0,684	0,846	1,0	1,148	1,284	1,414	1,532	1,634
$\cos \delta$	0,996	0,985	0,966	0,94	0,906	0,866	0,819	0,766	0,707	0,873	0,574
$\Phi(\delta)$	1,170	1,334	1,484	1,624	1,752	1,866	1,967	2,05	2,121	2,205	2,208

Певні резерви в розширені діапазону по величині P_{on} є у виконанні кута перетину опорних площин $\gamma < 90^\circ$ (рис 4.15). Порівняно з попереднім ви-

Рис. 3.12. Схема до розрахунку поворотного жолобу з кутом $\gamma < 90^\circ$

падком тут маємо зміну лінії дії результуючої нормальної реакції N_2 . Умови рівноваги при цьому запишемо у формі

$$\sum Z = mg \cos \alpha \cdot \sin \delta - N_2 \cdot \sin \gamma = 0; \quad (3.45)$$

$$\sum Y = mg \cos \alpha \cdot \cos \delta - N_1 + N_2 \cos \gamma. \quad (3.46)$$

Звідси знайдемо:

$$N_2 = \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{\sin \gamma}; \quad (3.47)$$

$$mg \cos \alpha \cos \delta - N_1 + \frac{mg \cos \alpha \sin \delta}{\sin \gamma} \cos \gamma = 0;$$

$$N_1 = mg \cos \alpha \cos \delta + \frac{mg \cos \alpha \sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (3.48)$$

Тоді маємо:

$$F_1 = f_1 mg \cos \alpha \cdot \cos \delta + \frac{f_1 mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma}; \quad (3.49)$$

$$F_2 = f_2 \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (3.50)$$

Загальний опір переміщенню визначається

$$P_{\text{оп}} = F_1 + F_2 = f_1 mg \cos \alpha \cdot \cos \delta + \frac{f_1 mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} + f_2 \frac{mg \cos \alpha \cdot \sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} = \quad (3.51)$$

$$= mg \cos \alpha \left(f_1 \cos \delta + f_1 \frac{\sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} + f_2 \frac{\sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} \right).$$

Введемо позначку $f_2 = k f_1$. Тоді:

$$P_{\text{оп}} = f_1 mg \cos \alpha \left(\cos \delta + \frac{\sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} + k \frac{\sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} \right). \quad (3.52)$$

Позначимо

$$\Phi_1 = \cos \delta + \frac{\sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} + k \frac{\sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (3.53)$$

та візьмемо похідну від Φ_1 за кутом δ :

$$\frac{d\Phi_1}{d\delta} = -\sin \delta + \frac{\cos \delta}{\operatorname{tg} \gamma} + k \frac{\cos \delta}{\operatorname{tg} \gamma}.$$

Прирівнявши до нуля результат диференціювання, одержимо:

$$\cos \delta_e \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} + \frac{k}{\operatorname{tg} \gamma} \right) = \sin \delta_e; \quad \operatorname{tg} \delta_e = \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} + \frac{k}{\operatorname{tg} \gamma} \right);$$

$$\delta_e = \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} + \frac{k}{\operatorname{tg} \gamma} \right). \quad (3.54)$$

Таким чином, функція Φ_1 досягає екстремуму за умови, що $\delta = \delta_e$.

Одержані для випадків $\gamma < 90^\circ$ результати легко трансформуються в залежності (3.38)-(3.43) при підстановці $\gamma = 90^\circ$.

Для порівняння визначимо значення функції Φ при значеннях $\gamma=45^\circ$ і $\delta=45^\circ$; $k=1$; $k=2$:

$$\cos 45 + \frac{\sin 45}{\operatorname{tg} 45} + 1 \frac{\sin 45}{\sin 45} = 0,707 + 0,707 + 1 = 2,414 ;$$

$$\cos 45 + \frac{\sin 45}{\operatorname{tg} 45} + 2 \frac{\sin 45}{\sin 45} = 0,707 + 0,707 + 2 = 3,414 .$$

Подвійний вплив кутів γ і δ , як бачимо, приводить до ґрунтового розширення.

Значення функції Φ і до зростання можливості в керуванні процесом.

Виконані в розділі 3 дослідження і розрахунки дозволяють сформулювати такі основні результати і висновки:

1. Запропоновані для розрахунків гравітаційних опускних пристроїв розрахункові формули ґрунтуються на законі збереження енергії, однак робота сил тертя при цьому не враховується взагалі, або враховується з похибками. Останні пов'язані, як правило, з неврахуванням відцентрових сил, що виникають під час переміщення вантажів на криволінійних спусках.

2. Створено математичну модель процесів переміщень вантажів у вигляді рівнянь руху, яка дозволяє визначити їх кінематичні параметри за вибраної траси спусків.

3. Вперше вирішена задача кінематичного синтезу гравітаційних прямолінійних спусків жолобчастої форми. Відповідним і змінним по довжині спуску вибором кута γ досягається можливість реалізації різних законів руху вантажів. Одержано залежності якими має визначатися кут γ по довжині спуску з метою одержання різних законів руху.

4. Вперше запропоновано досягти можливості регулювання законів руху вантажів за рахунок використання поворотних жолобів. Встановлено залежності між геометричними і кінематичними параметрами системи, визначено межі керуючих впливів.

РОЗДІЛ 4. СИНТЕЗ СИСТЕМ З ОБМЕЖЕНИМИ СИЛОВИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Одним із заходів обмеження режимів ударних навантажень у взаємодії між ведучими і веденими масами є включення в систему пружних елементів обмеженої жорсткості. У зв'язку з цим деформації пружних елементів зростають, що має відображення в потенціальних енергіях деформацій і система перетворюється в слабозатухаючу, що є недоліком. Але цей недолік можливо перетворити в перевагу, якщо після навантаження системи і відповідних комбінацій переміщень здійснювати вкладання вантажів з обмеженням швидкостей контактування. В таких процесах використовується потенціальна енергія деформованого пружного елемента в режимі відповідної рекуперації.

Вирішення задач синтезу технологічних машин традиційно пов'язується з вибором структури, аналізом кінематики і динаміки з необхідністю обмежень нерівномірностей ходу ведучих ланок, навантажень перехідних процесів і енергетичних витрат. Така сукупність характеристик параметрів систем має в собі внутрішнє протиріччя. З одного боку бажано обмежувати масові характеристики обладнання, динамічні навантаження і енергетичні витрати, з другого боку вирішення задачі заданої продуктивності вимагає нарощування кінематичних параметрів і разом з ними інерційних навантажень. Очевидно, що останні вимоги обов'язково пов'язані з перехідними процесами в режимах розгону і вибігу. Динаміка їх здійснення зазнає енергетичних трансформацій і витрат, оскільки робота рушійних сил на подолання сил інерції відповідає приросту кінетичної енергії рухомих мас системи [13, 16].

Оскільки перебіг перехідних процесів відбувається в гравітаційному полі, то до числа силових параметрів, присутніх в системі, відносяться сили тяжіння, рушійні силові фактори і фактори опору (сили і моменти сил), сили і моменти сил інерції та пружні силові фактори. Останні відносяться до поля сил пружності. Так для лінійної сили пружності, яка підпорядковується закону Гука, за яким силова дія $\bar{F} = -c\bar{\Delta}$, де c – коефіцієнт жорсткості; $\bar{\Delta}$ – відс-

тань від центра мас, на яку діє сила \bar{F} , до положення його статичної рівноваги при $\bar{F}=0$. У випадку лінійної деформації пружна сила відображується частковою похідною від енергетичного потенціалу [17]:

$$\frac{\partial u}{\partial \Delta} = F = -c\Delta. \quad (4.1)$$

Інтегрування останньої умови дозволяє записати:

$$u = -\frac{c\Delta^2}{2} + \text{const}. \quad (4.2)$$

З врахуванням того, що $\Delta^2 = x^2 + y^2 + z^2$, остаточно маємо:

$$u = -\frac{c\Delta^2}{2} + \text{const} = -\frac{c}{2}(x^2 + y^2 + z^2) + \text{const}. \quad (4.3)$$

Характеристика потенціального силового поля доцільно доповнюється функцією, яка визначає запас енергії в даній точці поля, тобто потенціальну енергію системи в даному положенні, що дорівнює роботі, яку можуть виконати потенціальні сили поля при переміщенні матеріальної точки від плинної до початкової точки системи. З цього положення витікає, що потенціальна енергія Π залежить від координат матеріальної точки:

$$\Pi = A; \quad \Pi = \Pi(x, y, z). \quad (4.4)$$

Наведені міркування дозволяють прийти до висновку про те, що потенціальну енергію деформації пружної системи можливо визначати залежністю:

$$\begin{aligned} \Pi &= -u = Pz + \text{const}; \\ \Pi &= -u = \frac{c}{2}(x^2 + y^2 + z^2) + \text{const}; \end{aligned} \quad (4.5)$$

Присутність пружних елементів в складі приводів робочих органів технологічних машин є одним з напрямків обмеження динамічних складових навантажень, кожне з яких супроводжується відповідними деформаціями [18, 19]. В значній кількості випадків системи з пружними елементами моделюються двомасовими, а найскладніші умови відповідають ударним взаємодіям між ведучими і веденими масами [20, 21].

Відомо, що в таких випадках швидкість руху ведучої маси залишається стабілізованою, а навантаження пружного елемента відображується сумою статичної і динамічної складових (рис. 4.1) [13, 16]:

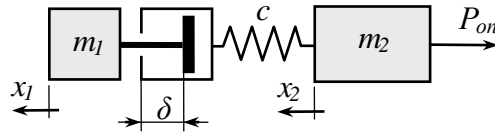


Рис. 4.1. Схема двомасової моделі

$$P_{\text{пр}} = V \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + P_{\text{оп}}. \quad (4.6)$$

Наявність такої залежності вказує на можливість визначити максимальне пружне навантаження і відповідну максимальну деформацію пружного елемента з жорсткістю c , а також і потенціальну енергію деформованого елемента [22-24].

Надалі звернемося до задачі щодо перспектив комплексного використання накопиченої потенціальної енергії на прикладі механізму для піднімання, горизонтального переміщення і вкладання вантажів, наприклад, в транспортну тару. В його складі присутній ведучий елемент, який переміщується програмованою трасою з вертикальними і горизонтальними ділянками з визначеною послідовністю.

За заданої продуктивності системи швидкість V не може вважатися варіативною рівно як і ведена маса. Це означає, що обмеження динамічної складової пов'язується з жорсткістю системи в бік її зменшення. Однак за такої умови частота власних коливань $\sqrt{c/m_2}$ також зменшується і система перетворюється в повільно затухаючу. Останнє може вважатися певним недоліком, хоча протидією йому є додавання паралельного пружного гасника коливальних процесів.

Альтернативою такому частковому вирішенню проблеми є пропозиція, відображена в патенті України 65929, в якій поєднуються можливості обмеження ударних динамічних навантажень в системах фіксованих переміщень

вантажів у вертикальних і горизонтальних комбінованих переміщеннях. Ви-

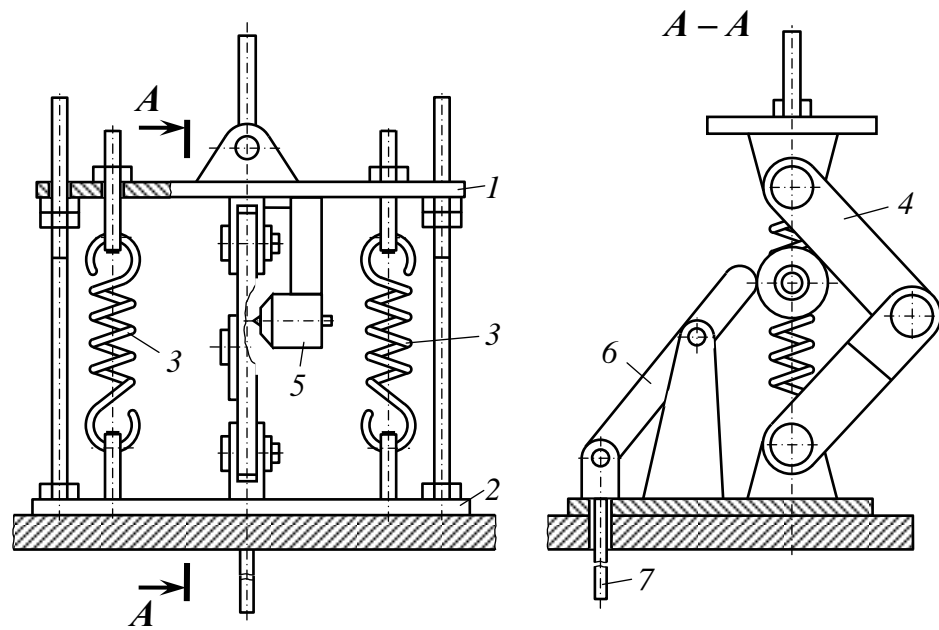


Рис. 4.2. Схема пружної підвіски вантажу відповідно до патенту України
65929

нахід стосується пристрою для вкладання і виймання пляшок з транспортної тари, що складається зі змонтованої з можливістю горизонтального зворотно-поступального переміщення каретки, встановленої на ній з можливістю вертикального переміщення від приводу захоплювальної головки з затискачами, який відрізняється тим, що захоплювальна головка з'єднана з приводом вертикального переміщення. Захоплювальна головка пристрою з'єднана з приводом вертикального переміщення за допомогою траверс 1 і 2, з'єднаних між собою пружинами 3 і дволанковим шарніром 4, при цьому одна з траверс устаткована фіксатором 5 для дволанкового шарніра, а друга – важелем 6 і з'єднаним з нею штоком 7 для фіксації дволанкового шарніра (рис. 4.2).

Переміщення вантажів захоплювальною головкою по вертикалі протікає у два етапи. На першому етапі від початку руху траверси 1 здійснюється розтягування і навантаження пружин 3 до значення, що відповідає вазі захоплювальної головки з вантажем і розкриття шарніра 4.

На другому етапі починається прискорений рух траверси 2 разом з ве-

деною масою з подальшим розтягуванням пружин. У момент досягнення максимального навантаження на пружинах 3, яке настає за рівності швидкостей траверс 1 і 2 відбувається повне розкриття дволанкового шарніра 6 і фіксація в цьому положенні фіксатором 5.

Введення до складу підвіски пружин 3 різко зменшує динамічне навантаження ударної взаємодії, а їх розтягування супроводжується накопиченням потенціальної енергії, яке за відсутності фіксації стало б причиною низькочастотних коливань і порушило б нормальний режим роботи пристрою. Спрацювання фіксатора 5 приводить до того, що в подальшому траверси 1 та 2 з захоплювальною головкою і вантажем переміщуються як одне ціле. Дволанковий шарнір при цьому залишається розкритим і стиснутим зусиллям, яке дорівнює різниці максимального навантаження і сили тяжіння захоплювальної головки.

Третьому етапу відповідає вкладання вантажів на приймальну площину. При цьому шток 7 впирається в опорну площину і, взаємодіючи з важелем 6, приводить до виведення шарніра 4 з мертвої точки, вивільнюючи пружини 3.

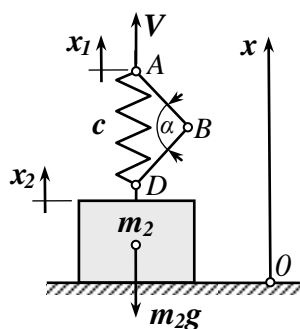


Рис. 4.3. Розрахункова схема I етапу

Оскільки зусилля в пружинах перевищує вагу захоплювальної головки, то траверса 2 з останньою отримує переміщення в напрямку до траверси 1, зменшуючи їх абсолютну швидкість опускного руху за рахунок спрацювання потенціальної енергії пружин. В залежності від кінематичних параметрів системи і вибору моменту розфіксації шарніра можливим є обмеження швидкості контактування вантажів з опорною приймальною площиною.

Такою комбінацією умов досягається можливість обмежити вказане раніше протиріччя між сукупністю кінематичних і динамічних параметрів.

У відповідності до зазначених етапів переміщення вантажів звернемося до задач складання їх аналітичних моделей. Першому з них відповідає рух

ведучої маси системи разом з гнучкою підвіскою і траверсою 1 зі сталою швидкістю V . На цьому етапі ведена маса m_2 залишається нерухомою до того моменту, за якого пружне навантаження $P_{\text{пр}}$ не стане рівним опору переміщенню m_2g (рис. 4.3). Цій умові відповідають рівняння $x_1 = Vt$, $x_2 = 0$ і початкове навантаження пружного елемента $P_{\text{пр}(п)} = 0$.

Завершенню першого етапу відповідає кінцеве значення координати переміщення:

$$x_{(к)}^I = \frac{m_2g}{c},$$

де c – жорсткість пружини, Н/м.

Другий етап відображується системою з двох рівнянь:

$$\begin{aligned} x_1 &= Vt; \\ m_2\ddot{x}_2 &= c(x_1 - x_2) - m_2g, \end{aligned}$$

перетворення якої приводить до умови:

$$\ddot{x}_2 + \frac{c}{m_2}x_2 = \frac{Vc}{m_2}t - g, \quad (4.7)$$

якій відповідають початкові дані:

$$t_{(п)} = 0; \quad x_{2(п)} = -\frac{m_2g}{c}; \quad \dot{x}_{2(п)} = 0. \quad (4.8)$$

Розв'язання рівняння (4.7) з врахуванням (4.8) має вид:

$$x_2 = Vt - V\sqrt{\frac{m_2}{c}} \sin\sqrt{\frac{c}{m_2}}t - \frac{m_2g}{c}; \quad (4.9)$$

$$\dot{x}_2 = V - V\cos\sqrt{\frac{c}{m_2}}t; \quad (4.10)$$

$$\ddot{x}_2 = V\sqrt{\frac{c}{m_2}} \sin\sqrt{\frac{c}{m_2}}t. \quad (4.11)$$

При цьому навантаження пружних елементів відображується залежністю:

$$P_{\text{пр}} = c(x_1 - x_2) = c\left(Vt - Vt + V\sqrt{\frac{m_2}{c}} \sin\sqrt{\frac{c}{m_2}}t + \frac{m_2g}{c}\right) =$$

$$= m_2 g + V \sqrt{m_2 c} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t. \quad (4.12)$$

З останньої умови витікає присутність в системі статичної і динамічної складових навантажень, на співвідношення яких можливо орієнтуватися у виборі параметрів. Якщо, наприклад, погодитися на їх рівність, можна записати:

$$m_2 g = V \sqrt{m_2 c}, \quad (4.13)$$

де в правій частині рівності представлено екстремум динамічної складової.

Оскільки вихідні дані системи представлені масою вантажу і продуктивністю у формі швидкості V ведучої маси, то варіативним параметром має виступати жорсткість підвіски, тому:

$$c = \frac{m_2 g^2}{V^2}, \text{ Н/м.} \quad (4.14)$$

Так заданим параметрам $m_2 = 100$ кг і $V = 0,25$ м/с відповідає $c = 153977$ Н/м.

Зміна параметра швидкості до величини $V = 1$ м/с забезпечує перехід до жорсткості пружин $c = 9623,6$ Н/м. Очевидно, що кожному зі співвідношень параметрів m_2 і V відповідає своє розрахункове значення жорсткості. Проте разом з тим умова рівності статичного навантаження і екстремального динамічного не є обов'язковою, що створює додаткові можливості в конструктивних варіаціях системи.

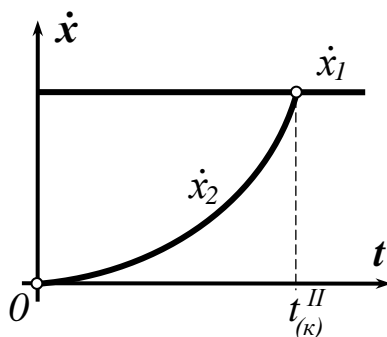


Рис. 4.4. Графіки швидкостей ведучої і веденої мас на II етапі

Зважаючи на те, що взаємодія між ведучою і веденою масами системи оцінюється як ударне навантаження, приходимо до висновку про доцільність завершення другого етапу на момент вирівнювання швидкостей \dot{x}_1 і \dot{x}_2 .

Графічна інтерпретація цієї ситуації відображена на рис. 4.4, що з враху-

ванням рівняння (4.10) відповідає значенню:

$$V \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t = 0. \quad (4.15)$$

Це означає, що кінцевий час другого етапу складає:

$$t_{(к)}^{\text{II}} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_2}{c}}. \quad (4.16)$$

За значень $m_2 = 100$ кг і $c = 153978$ Н/м, одержуємо $t_{(к)}^{\text{II}} = 0,04$ с. За цей час ведуча маса виконає переміщення

$$x_{1(к)}^{\text{II}} = V t_{(к)}^{\text{II}} = 0,25 \cdot 0,04 = 0,01 \text{ м},$$

а переміщення веденої маси визначається умовою (4.9):

$$x_{2(к)}^{\text{II}} = 0,25 \cdot 0,04 - 0,25 \sqrt{\frac{100}{153978}} \sin \sqrt{\frac{153978}{100}} 0,04 - 0,00637 = -0,00274 \text{ м}.$$

Різниця координат переміщень ведучої і веденої мас становить:

$$\Delta x = x_{1(к)}^{\text{II}} - x_{2(к)}^{\text{II}} = 0,01 + 0,00274 = 0,01274 \text{ м}.$$

Перевірка по значенню пружного навантаження приводить до величини

$$P_{\text{пр}} = c(x_{1(к)}^{\text{II}} - x_{2(к)}^{\text{II}}) = 153978(0,01 + 0,00274) = 1962 \text{ Н},$$

що відповідає раніше прийнятій умові (4.13).

Надалі розрахунок пов'язаний з визначенням довжин ланок дволанкового

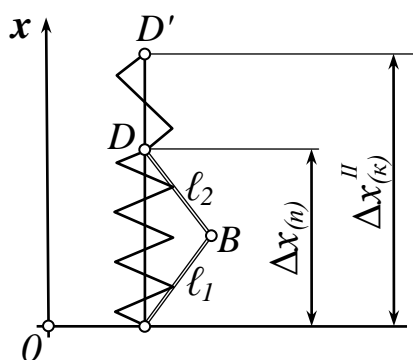


Рис. 4.5. Схема до визначення різниці координат положень ведучої і веденої мас

шарніра. Попередні розрахунки дозволили визначити переміщення ведучої і веденої мас на двох етапах. Початкова різниця координат визначається як $\Delta x_{(п)}$ з врахуванням координат шарнірів D і A. При цьому $\Delta x_{(п)}$ враховує конструктивний розмір $\Delta x_{(0)}$ і значення деформації від складової статичного навантаження $x_{1(к)}^{\text{I}}$ (рис. 4.5).

Тоді завершенню II етапу відповідає умова положень шарнірів А та D:

$$\Delta x_{(к)}^{\text{II}} = \Delta x_0 + \Delta x_{(к)}^{\text{I}} + (x_{1(к)}^{\text{II}} - x_{2(к)}^{\text{II}}). \quad (4.17)$$

Одержане значення $\Delta x_{(к)}^{\text{II}}$ відповідає сумі довжин ланок ℓ_1 та ℓ_2 дволанника.

Зафіксоване відносне положення шарнірів А-В-D' на одній вертикалі означає влаштування енергетичної "пастки". При цьому потенціальна енергія деформованого пружного елемента складає:

$$E = \frac{c}{2} (x_{1(к)}^{\text{II}} - x_{2(к)}^{\text{II}})^2. \quad (4.18)$$

Подальші переміщення системи по горизонтальному і вертикальному

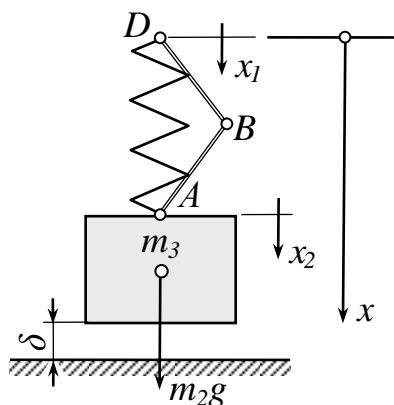


Рис. 4.6. Схема до перехідного процесу вкладання вантажів

опускних рухах продовжуються з стабілізованою швидкістю V до моменту розфіксації дволанника, за якої силова дія деформованого пружного елемента розпочне додатковий вплив (рис. 4.6). При цьому ведена маса перейде в режим перехідного процесу зі сповільненням абсолютної швидкості відповідно до рівнянь системи:

$$\begin{aligned} x_1 &= Vt; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= m_2 g - c(x_2 - x_1). \end{aligned} \quad (4.19)$$

Проте останнє потребує підтвердження у зв'язку з величиною зафіксованого пружного зусилля в деформованому елементі. Роль останнього присуття в значенні початкової умови $x_{2(п)}$ на III етапі. Покажемо це в подальшому аналізі. З умови (4.19) витікає:

$$\ddot{x}_2 + \frac{c}{m_2} x_2 = g + \frac{cV}{m_2} t. \quad (4.20)$$

За початкових умов

$$t_{(п)} = 0; \quad x_{2(п)} = \frac{m_2 g}{c}; \quad \dot{x}_{2(п)} = V$$

отримуємо:

$$x_2 = A_1 \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + B_1 \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + \frac{m_2 g}{c} + Vt \quad (4.21)$$

і звідси сталі інтегрування $A_1 = 0$ і $B_1 = 0$.

Відповідна підстановка дозволяє записати:

$$x_2 = \frac{m_2 g}{c} + Vt; \quad \dot{x}_2 = V, \quad (4.22)$$

що означає відсутність коливального процесу на III етапі.

Перехід до нових початкових умов

$$t_{(II)} = 0; \quad x_{2(II)} = \frac{2m_2 g}{c}; \quad \dot{x}_{2(II)} = 0 \quad (4.23)$$

приводить до змін сталих інтегрування:

$$A_1 = 0 \quad \text{і} \quad B_1 = \frac{m_2 g}{c}. \quad (4.24)$$

Тоді маємо:

$$x_2 = \frac{m_2 g}{c} + Vt + \frac{m_2 g}{c} \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t; \quad (4.25)$$

$$\dot{x}_2 = V - \frac{m_2 g}{c} \sqrt{\frac{c}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t; \quad (4.26)$$

$$P_{\text{пр}} = m_2 g + m_2 g \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t; \quad (4.27)$$

$$P_{\text{пр.макс}} = 2m_2 g. \quad (4.28)$$

Очевидно, що значення $P_{\text{пр.макс}}$ відповідає початковому навантаженню, а наявність коливального процесу на III етапі відповідає графічній інтерпретації на рис. 4.7. Перше від'ємне значення екстремуму динамічної складової швидкості веденої маси і нульове значення результуючої настає за використання умови:

$$t_{(K)} = \pi \sqrt{\frac{m_2}{c}}.$$

Величина переміщення маси m_2 за час $t_{(K)}$ складає:

$$x_{2(k)} = \frac{m_2 g}{c} + V t_{(k)} + m_2 g \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t. \quad (4.29)$$

За виконання умови $x_{2(k)} = \delta$, де δ – зазор між масою m_2 і приймальною

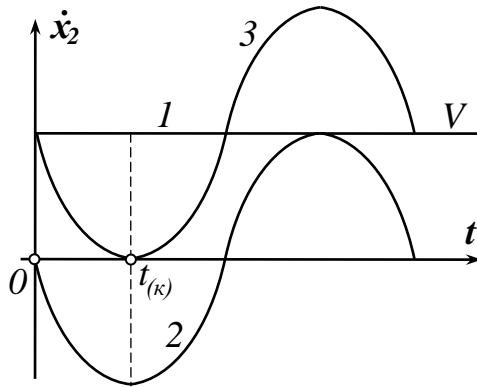


Рис. 4.7. Графік зміни швидкості веденої маси: 1 – статична складова; 2 – динамічна складова; 3 – результуюча швидкості

на третьому. З цієї точки зору слід відзначити важливість співвідношення динамічної і статичної складових навантаження пружного елемента. Якщо прийняти значення $x_{2(п)} = \frac{3m_2 g}{c}$, то одержимо $P_{пр.мах} = 3m_2 g$, а за умови, що їх кратність складає величину k , одержуємо:

$$P_{пр.мах} = k m_2 g. \quad (4.30)$$

Рівень спрацювання енергетичного потенціалу оцінюємо за кінцевими умовами, що відповідають рівнянням (26) і (27). Значення $\dot{x}_{2(k)} = 0$ приводить од висновку про те, що кінетична енергія веденої маси $E_{кін.(к)} = 0$ рівно як і потенціальна енергія деформації пружного елемента при $P_{пр.(к)} = 0$.

Від'єднання веденої маси від системи її переміщення в момент досягнення $t_{(к)}$ означає досягнення режиму безударного вкладання вантажу на приймальну площину. Взаємодія між ними також залежить від співвідношення мас m_2 і приймальної площини та жорсткості елементів її встанов-

ною площиною на момент початку перехідного процесу на III етапі, приходимо до висновку про їх контактування за нульової швидкості. Такий результат є очікуваним позитивом на основі енергетичного потенціалу деформованого пружного елемента. Таким чином початкові умови III етапу, визначені як кінцеві умови другого, є варіативними факторами

лення. При цьому відомо, що за нехтування масою приймальної площини і при нульовій швидкості контактування динамічне навантаження пружних елементів дорівнює статичному m_2g , що у сумі з останнім відповідає значенню двох статичних.

Виконані дослідження дозволяють відмітити наступне:

1. Завдання досягнення підвищеної продуктивності технологічних машин приводить до вимог нарощування кінематичних параметрів з одночасним наміром підтримування стабілізованими швидкості ведучих мас. Це означає присутність режимів ударних навантажень з динамічними амплітудами $P_{\text{дин}} = V\sqrt{m_2c}$.

2. Співвідношення жорсткостей і мас визначає частоту власних коливань у відповідності до чого такі системи умовно поділяють на повільно- і швидкозатухаючі. В коливальних процесах у результаті внутрішнього тертя відбуваються енергетичні втрати, обмеження яких є доцільним і досяжним за рахунок використання елементів фіксації пружних елементів в деформованому стані з відповідним енергетичним потенціалом.

3. На етапі вкладання вантажів енергетичний потенціал пружних елементів забезпечує обмеження швидкостей контактування вантажів з опорними приймальними площинами з обмеженнями динамічних навантажень.

4. Регуляторним параметром впливу за обмежених значень ударних навантажень під час піднімання вантажів є жорсткість пружного елемента. Остання одночасно дозволяє витримувати швидкості, які задовольняють задану продуктивність. Це важливий компроміс в механічних системах щодо динамічних силових і кінематичних параметрів.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Виконана сукупність досліджень на основі аналізу літературних джерел і власних розробок дозволяє відмітити наступне.

1. Сформульовано особливості динамічних і енергетичних потенціалів в машинних системах комбінованих орієнтацій в гравітаційному полі.

2. Досліджено гравітаційно-накопичувальні пристрої в традиційному виконанні і регульовані спуски на основі використання жолобчастих форм з переходом до тертя в умовах клинчастих ефектів.

3. Виконано розрахункову частину, що стосується геометричних і силових параметрів гравітаційних спусків.

4. Розширення діапазонів впливів на параметри досліджуваних систем досягнуто на основі аналізу поворотних опорних жолобів з розробкою математичних формалізацій.

5. Розроблено математичну модель синтезу системи з обмеженими силовими параметрами з можливістю енергетичної рекуперації.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для ВТУ-Зов. 4-е издание перераб. и доп. М.: Наука, 1988. 640 с.
2. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1993. 591 с.
3. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
4. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
5. Фролов К.В. Машиностроение. Энциклопедия в сорока томах. М.: Машиностроение, 1994-2010. Т. I-III, кн. 1, 2. Т. IV, кн. 17.
6. Комаров М.С. Основы научных исследований: учеб. пособие для студ. машиностроительных специальностей вузов. Львов: ЛГУ, 1982. 127 с.
7. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Том 2. М.: Наука, 1972. 576 с.
8. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. М.: Наука, 1968. 624 с.
9. Волчко А.И. Повышение технического уровня линий укладки штучных грузов пищевой промышленности в транспортную тару: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.14 / Волчко Анатолий Иванович; КТИПП. К., 1987. 286 с.
10. Гавва О.М. Пакувальне обладнання. Шляхи вдосконалення та розвитку // Упаковка. 2006 № 1. С. 36-38.
11. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 784 с.
12. Иванченко Ф.К. Механика приводов технологических машин. К.: Вища школа, 1986. 147 с.
13. Моделювання процесів пакування / А. І. Соколенко, В. Л. Яровий, В. А. Піддубний та ін. Вінниця: Нова книга, 2004. 272 с.

14. Справочник механика пищевой промышленности / А.И. Соколенко, А.И. Украинец, В.Л. Яровой и др.; Под ред. проф. А.И. Соколенка. К.: АртЭк, 2004. 304 с.
15. Справочник специалиста пищевых производств. Книга 2. Теплофизические процессы. Энергосбережение / А.И. Соколенко, А.И. Украинец, В.Л. Яровой и др. К.: АртЭк, 2003. 432 с.
16. А.І. Соколенко, О.І. Степанець, О.О. Бойко. Енергетичні трансформації в механічних системах // Харчова промисловість. 2019. № 26. С. 140-150.
17. Бондаренко А.А., Дубінін О.О., Переяславцев О.М. Теоретична механіка. Ч. 2. Динаміка: підручник у 2-х ч. К.: Знання, 2004. 590 с.
18. R.M. Khusainov, A.R. Sabirov, I.I. Mubarakshin (2017), Study of Deformations Field in the Working Zone of Vertical Milling Machine, *Procedia Engineering*, Vol. 206, pp. 1069-1074.
19. Ivana Atanasovska (2017) Multi-body contact in non-linear dynamics of real mechanical systems, *Procedia Engineering*, Vol. 199, pp. 510-515.
20. Zheng Feng Bai, Yi Sun (2016), A study on dynamics of planar multibody mechanical systems with multiple revolute clearance joints, *European Journal of Mechanics - A/Solids*, Vol. 60, November–December, pp. 95-111.
21. A.V. Vlachova (2017), On the influence of failure on the dynamics of mechanical systems, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 81, Iss. 6, pp. 504-520.
22. Zengwei Wang, Zhike Peng, Chao Liu, Xi Shi (2019), Virtual decoupling of mechanical systems considering the mass effect of resilient links: Theoretical and numerical studies, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 123, 15 May, pp. 443-454.
23. Qiang Tian, Paulo Flores, Hamid M. Lankarani (2018), A comprehensive survey of the analytical, numerical and experimental methodologies for dynamics of multibody mechanical systems with clearance or imperfect joints, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 122, April, pp. 1-57.

24. Giovanni Lancioni, Stefano Lenci, Ugo Galvanetto (2009), Non-linear dynamics of a mechanical system with a frictional unilateral constraint, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 44, Iss. 6, July, pp. 658-674.