

УДК 621.01

Ю.Є. МЄШКОВ

Херсонський національний технічний університет

### СИНТЕЗ ЗАКОНУ РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ, ЩО ХИТАЄТЬСЯ ТА ПРАЦЮЄ В РЕЖИМІ ФІЗИЧНОГО МАЯТНИКА

*У даній роботі проведено аналіз синтезу закону руху вихідної ланки, що хитається, та працює в режимі фізичного маятника. Проаналізовані надлишкові моменти сил інерції, що виникають при врівноваженні механізму. Показано, що для даного механізму можна використовувати принцип фізичного маятника без додаткових умов рівноваги. Рівновага вихідної ланки буде досягатися за умови, що її центр мас розміщено так, що її вільні коливання ланки будуть співпадати за усіма характеристиками з коливаннями, заданими на циклограмі. Таким чином, задача синтезу зводиться до визначення положення центра тяжіння та кінематичних характеристик коливання ланки.*

*Ключові слова: фізичний маятник, центр тяжіння, момент інерції, коливання, задані на циклограмі.*

Ю.Е. МЄШКОВ

Херсонский национальный технический университет

### СИНТЕЗ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ВЫХОДЯЩЕГО КАЧАЮЩЕГОСЯ ЗВЕНА, РАБОТАЮЩЕГО В РЕЖИМЕ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

*В данной работе проведён анализ синтеза закона движения выходящего качающегося звена, работающего в режиме физического маятника. Проанализированы избыточные моменты сил инерции, которые возникают при уравнивании механизма. Показано, что для данного механизма можно использовать принцип физического маятника без дополнительных условий равновесия. Равновесие выходящего звена будет достигаться при условии, что его центр масс размещен так, что свободные колебания звена будут совпадать по всем характеристикам с колебаниями, заданными на циклограмме. Таким образом, задача синтеза сводится к определению положения центра тяжести и кинематических характеристик колебания звена.*

*Ключевые слова: физический маятник, центр тяжести, момент инерции, колебания, заданные на циклограмме.*

Yu.Ye.MIESHKOV

Kherson National Technical University

### SYNTHESIS OF THE LAW OF MOTION OF FINAL SWING LINK OPERATING IN THE MODE OF A PHYSICAL PENDULUM

*In this article the analysis of synthesis of the law of motion of final swing link operating in the mode of a physical pendulum is performed. The excessive inertia moments that arrive while balancing the mechanism are analyzed. It is shown, that the principle of the physical pendulum can be used for this mechanism without any additional equilibrium conditions. The balance of the final link will be achieved on the condition that its mass center is placed so that the free oscillations will be the same for all characteristics with the oscillations, settled on the sequence diagram. Thus, the synthesis is reduced to determining the position of the mass center and kinematic characteristics of oscillation level.*

*Key words: physical pendulum, mass center, inertia moment, oscillation, defined on the sequence diagram.*

#### Постановка проблеми

При роботі циклових механізмів з хитними вихідними ланками виникають надлишкові навантаження, які викликають ряд несприятливих динамічних явищ. Тому в машинобудуванні для поліпшення динамічних характеристик циклових механізмів застосовують різні пристрої, які врівноважують надлишкові навантаження в самому механізмі [4-6].

#### Формулювання мети досліджень

Для врівноваження надлишкових моментів сил інерції, що виникають при хитанні вихідної ланки, є можливість використати принцип фізичного маятника без установки додаткових пристроїв урівноваження. У цьому випадку необхідно центр ваги вихідної ланки розташувати так, щоб його вільні коливання відповідали за частотою, амплітудою, періодом і кутовим розмахом коливанням, заданим на циклограмі. Тоді, при розрахунковому швидкісному режимі, надлишкові моменти сил інерції вихідної ланки будуть урівноважуватися в кожній фазі кінематичного циклу моментами ваги.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналізу останніх досліджень і публікацій циклових механізмів з хитними вихідними ланками присвячено велика кількість вітчизняних і закордонних робіт. Фундаментальні дослідження, методи їх розв'язання та ряд конкретних рішень відкрили перспективу використання для цієї мети ричажних механізмів, які містяться в монографії Хоруужина В.С.[1], наукових статтях Г.Уалієва, А.А Джомартов [2], В.Г. Хомченко [2], та інших. В циклових машинах різних галузей промисловості широко використовуються виконуючі механізми, що забезпечують зворотньо-обертальний або зворотньо-поступальний рухи робочих органів з їх зупинкою в одному, або в двох крайніх положеннях. Такий характер руху відтворюється зазвичай кулачковими і кулачково-важільними механізмами. У роботах [1,2] запропоновано ефективний модульний принцип проектування плоских і просторових важільних механізмів, що наближено відтворюють рух робочого органу в крайніх положеннях відповідно із заданою циклограмою руху.

У зв'язку з бурхливим розвитком гнучких виробництв, в останні роки перед проектувальниками поставлені завдання створення технологічного обладнання що швидко переналагоджується. В зв'язку з цим, наступним кроком, на думку авторів, повинні бути дослідження з розробки математичних моделей важільних механізмів, що дозволяють здійснити комплексний підхід в проектуванні машин з регульованими параметрами. І тут вибір важільних механізмів виправданий, тому що дозволяє з найменшими витратами розв'язати проблему накопичення інструментарію з проектування машин нового покоління, а також докорінної модернізації дійсного технологічного обладнання.

### Викладення основного матеріалу дослідження

Таким чином, завдання синтезу полягає в підборі моменту інерції і місця розташування центру тяжіння, а також у визначенні кінематичних характеристик закону руху вихідної ланки, що відповідають режиму роботи фізичного маятника.

Відповідно до розрахункової схеми (рис.1) прийняті наступні позначення:  $J = J_0 + m\rho^2$  – приведений момент інерції вихідної ланки;  $G$  – вага вихідної ланки;  $\rho$  – відстань від положення статичної рівноваги до центра ваги;  $\gamma$  – кутовий розмах вихідної ланки;  $J_2$  – момент інерції відносно точки  $A$ ;  $m$  – маса вихідної ланки.

Умову врівноваження виразимо диференціальним рівнянням і обчислимо динамічні параметри диференціального рівняння (1):

$$J_\gamma + \rho G \sin \gamma = 0 \quad \text{або} \quad M_{in} + M_B = 0 \quad (1)$$

Для розв'язання рівняння (1) використовуємо залежності і методику, що наведені в роботі [5]. З цією метою послідовно диференціюємо вираз для  $M_e$  за кутом повороту:

$$M_B = G\rho \cos \gamma \quad M_B = -G\rho \sin \gamma \quad M_B = -G\rho \cos \gamma \quad (2)$$

$$\omega^2 = \frac{G\rho}{J} \quad \mu = -\frac{G\rho}{GJ} \quad (3)$$

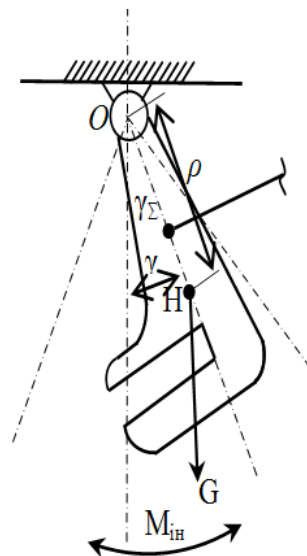


Рис.1. Схема вихідної ланки, що відповідає режиму фізичного маятника

З урахуванням виразу (3) рівняння (1) перетворимо в рівняння Дюфінга

$$\gamma + \frac{G\rho}{J}\gamma - \frac{G\rho}{GJ}\gamma^3 = 0 \quad (4)$$

Рішення рівняння (4) по Н. Н. Боголюбову, Ю. А. Митропольському в другому наближенні з достатнім ступенем точності до  $\gamma_2 \leq 60^0$  має вигляд

$$\gamma = 0,5\gamma_\Sigma \cos \frac{2\pi}{T_{II}}t + \frac{\gamma_\Sigma^2}{1536} \cos \frac{6\pi}{T_{II}}t \quad (5)$$

$$T_{II} = \frac{2\pi}{\omega - \frac{3\mu}{32\omega} \cdot \gamma_\Sigma^2 - \frac{21\mu^2\gamma_\Sigma^4}{2048\omega^2}} \quad (6)$$

Запишемо позиційні інваріанти закону руху вихідної ланки [5]:

– інваріанта переміщення:

$$a_k = 0,5 \left( 1 - \frac{128}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2} \cdot \cos \pi k + \frac{\gamma_\Sigma^2}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2} \cdot \cos 3\pi k \right) \quad (7)$$

– інваріанта швидкості:

$$b_k = 0,5\pi \frac{128}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2} \cdot \sin \pi k - 0,5\pi \frac{0,5\gamma_\Sigma^2}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2} \cdot \sin 3\pi k \quad (8)$$

– інваріанта прискорення

$$c_k = 0,5\pi^2 \frac{128}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2} \cdot \cos \pi k - 0,5\pi^2 \frac{1,5\gamma_\Sigma^2}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2} \cdot \cos 3\pi k \quad (9)$$

– інваріанта кінетичної потужності

$$a_k = \frac{0,25\pi^3}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2} \cdot (16384 \sin \pi k \cos \pi k - 198\gamma_\Sigma^2 \sin \pi k \cos 3\pi k - \\ - 64\gamma_\Sigma^2 \cos \pi k \sin 3\pi k + 0,75\gamma_\Sigma^4 \sin 3\pi k \cos 3\pi k) \quad (10)$$

де  $k = \frac{t}{T}$  – відносний час. Константу піку швидкості визначимо з виразу (8) при  $k = 0,5$ :

$$B = 1,57 \frac{128 + 0,5\gamma_\Sigma^2}{128 - \frac{1}{6}\gamma_\Sigma^2}, \quad (11)$$

константу піку прискорення – з виразу (9) при  $k = 0$

$$C = 4,973 \frac{128 - 1,5\gamma_{\Sigma}^2}{128 - \frac{1}{6}\gamma_{\Sigma}^2} \quad (12)$$

Із залежності  $B = f(\gamma_2)$  виходить, що синтезоване сімейство законів періодичного руху має константи піків швидкості, близькі до константи піку швидкості закону руху за косинусом, і збільшуються при збільшенні  $\gamma_2$ . Константи піків прискорень близькі до константи закону косинуса і зменшуються при збільшенні  $\gamma_2$ .

Для виконання умови зрівноваження, необхідно визначити енергетичні параметри з рівності максимальних моментів сил інерції і сил ваги в позиції  $k = 0$ :

$$C \frac{(J_0 + m\rho^2)\gamma_{\Sigma}}{T^2} = \rho \sin \gamma_{\Sigma} G \quad (13)$$

Вирішивши рівняння (12) щодо  $\rho$ , і ввівши заміну  $g = \frac{G}{m}$ , отримаємо:

$$\rho = \frac{T \sin \gamma_{\Sigma} g}{2c\gamma_{\Sigma}} + \sqrt{\frac{Tg \sin \gamma_{\Sigma}}{2c\gamma_{\Sigma}} - \frac{J_0}{m}} \quad (14)$$

При відхиленні від розрахункового швидкісного режиму, умова врівноваження буде порушуватися, і максимальний неврівноважений момент в позиції  $k = 0$ ,

$$M_i = C \frac{(J_0 + m\rho^2)\gamma_{\Sigma}}{T^2} - C \frac{(J_0 + m\rho^2)\gamma_{\Sigma}}{T_i^2} \quad (15)$$

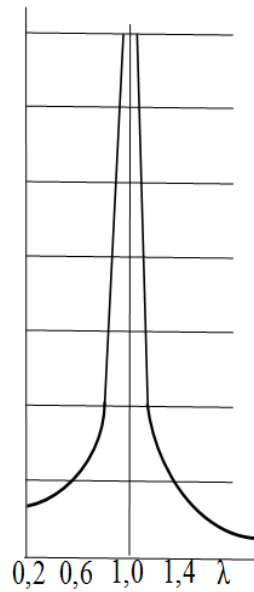
або, позначивши  $T = \lambda T_i$  (період кінематичного циклу при зміненому швидкісному режимі), запишемо

$$M_i = C \frac{(J_0 + m\rho^2)\gamma_{\Sigma}}{T^2} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \quad (16)$$

Вводячи поняття коефіцієнта врівноваження, який дорівнює відношенню максимального моменту від сил інерції до незрівноваженого моменту, отримуємо:

$$K_y = \frac{M_{i\max}}{M_i} = \frac{1}{\lambda^2 - 1} \quad (17)$$

На рис. 2 представлені залежності абсолютних значень коефіцієнтів врівноваження  $K_y$  від ступеня зміни швидкісного режиму  $\lambda = \frac{T_i}{T}$ . З графіка видно, що істотний ефект врівноваження має місце лише у вузькому швидкісному діапазоні  $0,8 \leq \lambda \leq 1,2$ .



**Рис.2.** Залежність абсолютних коефіцієнтів врівноваження  $K_\lambda$  від ступеня зміни швидкісного режиму  $\lambda$

#### Висновки

Таким чином, кількісні і якісні кінематичні характеристики сімейства законів руху вихідної ланки, що хитається, залежать тільки від кутового розмаху.

#### Список використаної літератури

1. В.С. Хорунжин, В.Г. Хомченко, В.А. Бакшеев. Проектирование рычажных пространственных механизмов цикловых машин-автоматов с остановками рабочих органов. Монография. - Кемеровский технологич. ин-т пищ. пром. – Кемерово, 2000. – 188 с.
2. Г. Уалиева, А.А. Джомартов Модель циклограммы машины-автомата Вестник МВТУ им Баумана сер Машиностроение 2010 №2
3. В.Г. Хомченко, Е.С. Бебель, В.В. Клевакин Кинематический синтез кривошипно-ползунных механизмов 3-го класса при заданных положениях рабочего органа в момент выстоя и его направляющей Известия Самарского научного центра Российской академии наук. т.13. №4. 2011
4. Тир К. В. Механика полиграфических автоматів. - М.: Книга, 1965. - 495 с.
5. Полюдов А. Н. Програмные разгрузатели цикловых механизмов. - Львов: Вища шк. Изд-во при Львов, ун-те, 1979.- 168 с.
6. Петрук А. І. Вопросы синтеза механизмов цикловых машин. - К.: Наук, думка, 1981. - 119 с.