

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ІЗ ВРАХУВАННЯМ КОЕФІЦІЄНТА ДИСИПАЦІЇ

Розглянуто багатомасову математичну модель динаміки руху гвинтового конвеєра і наведено результати досліджень динаміки пуску з урахуванням коефіцієнта дисипації.

Ключові слова: *гвинтовий конвеєр, динамічні навантаження, коефіцієнт дисипації, момент опору.*

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. В реальних механічних системах має місце незворотне перетворення механічної енергії в теплову. Втрати на нагрів обмоток ротора й статора, механічні втрати в підшипниках, розсіювання магнітної енергії поля ротора – все це дисипація електромеханічної енергії. Це перетворення відбувається за рахунок сил тертя: зовнішніх чи внутрішніх. А величина дисипації енергії коливань характеризується коефіцієнтом дисипації і має значний вплив на динаміку руху машин і механізмів, зокрема на гвинтовий конвеєр.

Дисипативні процеси в складних динамічних системах доцільно враховувати виходячи з теорії Лагранжа щодо переходу кінетичної енергії в потенціальну і навпаки. При цьому розділяють дисипацію енергії на дві складові: перша складова – це зовнішня дисипація енергії, яка пов'язана виключно з кінетичною енергією, і стосується цілого об'єкта, наприклад, розсіювання енергії під час гальмування вала робочої машини; а друга складова дисипації енергії – це внутрішня дисипація, пов'язана із зміною внутрішньої потенціальної енергії в об'єкті, наприклад, втрата енергії під час деформації пружних тіл [8]. Тому врахування явищ дисипації при дослідженні динаміки руху гвинтового конвеєра є актуальною задачею, оскільки в них мають місце обидві складові дисипації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В статті [3] досліджено поведінку динамічної системи з малою дисипацією енергії в критичному режимі роботи. Визначено умови і момент виникнення ударних навантажень в елементах динамічної системи.

У праці [4] наведено математичну модель приводу з жорсткою запобіжною та пружно-запобіжною муфтами в період пуску та під час раптового прикладання навантаження після розгону. Досліджено вплив параметрів муфт, приводу і режиму його роботи на динаміку в перехідних режимах функціонування. Обґрунтована доцільність і перспективність застосування пружно-запобіжних муфт для захисту елементів приводу, покращання його динамічних характеристик у перехідних режимах роботи.

Методика визначення еквівалентних коефіцієнтів дисипації розглянута у роботі [2], а у статті [6] наведено алгоритм визначення коефіцієнту контактної жорсткості.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Разом з тим, при розрахунках часто нехтують таким параметром як коефіцієнт дисипації. Тому дослідження впливу коефіцієнтів дисипації приводного механізму та робочого органа

гвинтового конвеєра на динаміку їхнього руху дасть можливість значно зменшити динамічні навантаження.

Постановка завдання. Отже, метою статті є побудова математичної моделі динаміки руху конвеєра на ділянках перехідних процесів із врахуванням коефіцієнтів дисипації приводного механізму та робочого органу, визначення дійсних навантажень, що діють в елементах конвеєра.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для дослідження динаміки руху гвинтового конвеєра з урахуванням дисипації в перехідних режимах руху розроблено його динамічну модель у вигляді багатомасової пружно-коливальної системи із зосередженими масами і невагомими пружними ланками та дисипативними елементами (Рисунок 1). Приводний механізм представлений зосередженою масою, яка за допомогою пружного та дисипативного елементів з'єднана з гвинтовим валом, а гвинтовий вал також змодельований зосередженими масами, що з'єднані між собою пружними та дисипативними елементами.

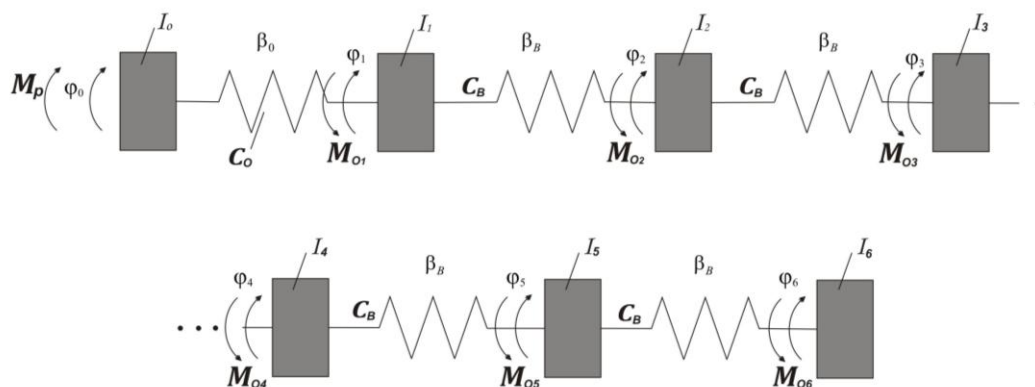


Рисунок 1 – Динамічна модель гвинтового конвеєра

На рисунку 1 прийняті такі позначення: $I_0, I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6$ – відповідно моменти інерції ланок приводного механізму та елементів гвинтового валу з вантажем, що транспортується, зведених до осі повороту гвинта; $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ – узагальнені кутові координати повороту зосереджених мас відповідно приводного механізму та гвинтового валу з вантажем; M_p – рушійний момент на валу електродвигуна, приведений до осі повороту гвинтового валу; $M_{O1}, M_{O2}, M_{O3}, M_{O4}, M_{O5}, M_{O6}$ – моменти сил опору переміщенню вантажу на ділянках гвинтового валу; C_0, C_B – відповідно зведені до осі повороту гвинтового валу коефіцієнти жорсткості ланок приводного механізму та ділянки гвинтового валу, яка представлена відокремленим елементом; β_B, β_0 – відповідно зведені до осі повороту гвинтового валу коефіцієнти дисипації ланок приводного механізму та відокремленої ділянки гвинтового валу.

Динаміку руху розглянутої багатомасової моделі описує система диференціальних рівнянь, яка отримана на основі принципу Даламбера [5]:

Для розв'язування системи рівнянь (1) визначаємо моменти інерції приводу, моменти інерції зосереджених мас гвинтового валу, значення рушійного моменту з урахування формули Клосса, змінні моменти сил опору на різних відрізках, величину дисипації приводу β_0 і гвинтового валу β_B .

Вибір коефіцієнта дисипації. Якщо коефіцієнт дисипації β_0 (Нмс/рад) вибрати «занадто маленьким», то в контакті можуть з'явитися практично незатухаючі високочастотні коливання (вібрації), які дадуть великі віброприскорення.

$$\left\{ \begin{aligned} I_0 \ddot{\varphi}_0 &= M_p (\dot{\varphi}_0) - C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) - \beta_0 (\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 &= C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) + \beta_0 (\varphi_0 - \varphi_1) - C_B (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_B (\varphi_1 - \varphi_2) - M_{01} (\dot{\varphi}_1); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_B (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_B (\varphi_1 - \varphi_2) - C_B (\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_B (\varphi_2 - \varphi_3) - M_{02} (\dot{\varphi}_2); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= C_B (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_B (\varphi_2 - \varphi_3) - C_B (\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_B (\varphi_3 - \varphi_4) - M_{03} (\dot{\varphi}_3); \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= C_B (\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_B (\varphi_3 - \varphi_4) - C_B (\varphi_4 - \varphi_5) - \beta_B (\varphi_4 - \varphi_5) - M_{04} (\dot{\varphi}_4); \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 &= C_B (\varphi_4 - \varphi_5) + \beta_B (\varphi_4 - \varphi_5) - C_B (\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_B (\varphi_5 - \varphi_6) - M_{05} (\dot{\varphi}_5); \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 &= C_B (\varphi_5 - \varphi_6) + \beta_B (\varphi_5 - \varphi_6) - M_{06} (\dot{\varphi}_6). \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Якщо коефіцієнт дисипації β_0 вибрати «занадто великим», то рівняння руху будуть дуже жорсткими і це призведе до уповільнення затухання коливань.

Для визначення коефіцієнта дисипації приводного механізму β_0 рекомендується використовувати таку залежність [7]:

$$\beta_0 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta}{S_{кр} \cdot \omega_0}, \quad (2)$$

де $M_{кр}$ – критичний момент на валу електродвигуна, Н·м; u_1, u_2 – передаточні числа відповідно редуктора і ланцюгової передачі; η – к.к.д. приводного механізму; $S_{кр}$ – критичне ковзання, за якого досягається максимальний обертаючий момент; ω_0 – синхронна швидкість двигуна, приведена до осі повороту гвинтового вала, рад/с.

Моменти сил опору переміщенню елементів гвинтового вала визначаються залежністю [9]:

$$M_{он} = M_{max} - 2 \left(\frac{M_{max} - M_n}{\omega_n^2} \right) \omega + \left(\frac{M_{max} - M_n}{\omega_n^2} \right) \cdot \omega^2, \quad (3)$$

де $M_{он}$ – моменти сил опору; M_n, M_{max} – відповідно номінальне та максимальне значення моменту сил опору; ω_n – номінальна кутова швидкість обертання гвинтового вала; ω – кутова швидкість обертання гвинтового вала.

Рушійний момент на валу електродвигуна визначається за формулою Клосса [1]:

$$M_p = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta}{\left(\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S} \right)}, \quad (4)$$

де M_p – рушійний момент на валу електродвигуна; S – ковзання.

Підставивши всі одержані значення в систему рівнянь (1), отримаємо диференціальні рівняння руху, які є нелінійними рівняннями II-го порядку. Розв'язуємо їх за допомогою програми Mathematica.

Вихідні параметри:

$$\omega_n = 75.7 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_0 = 78.5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_k = 62.8 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; M_k = 159.4 \text{ Н} \cdot \text{м}; I_0 = 4,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_1 = I_2 = I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = 0,632 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, u_1 = 3.15; u_2 = 2; \eta_1 = 0.95;$$

$$C_0 = 29350,7 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; C = 15517,2 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; \beta_0 = 767,6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}; \beta = 4,05 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}.$$

Для гвинтового конвеєра представленого багатомасовою динамічною моделлю (рисунок 1), результати розв'язку системи рівнянь (1) представлені у вигляді графіків на рисунку 2, 3.

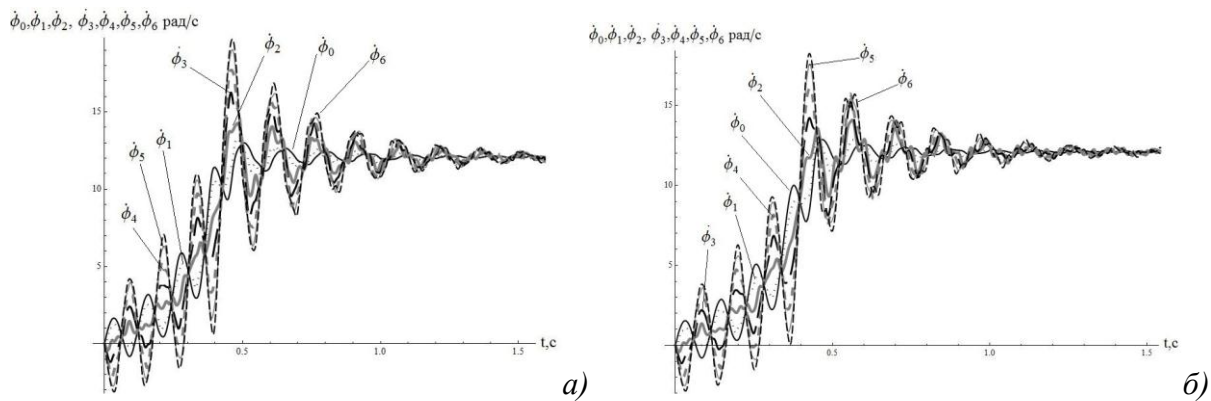


Рисунок 2 – Графіки кутових швидкостей ланок конвеєра:
а – без врахування дисипації, б – з урахуванням дисипації

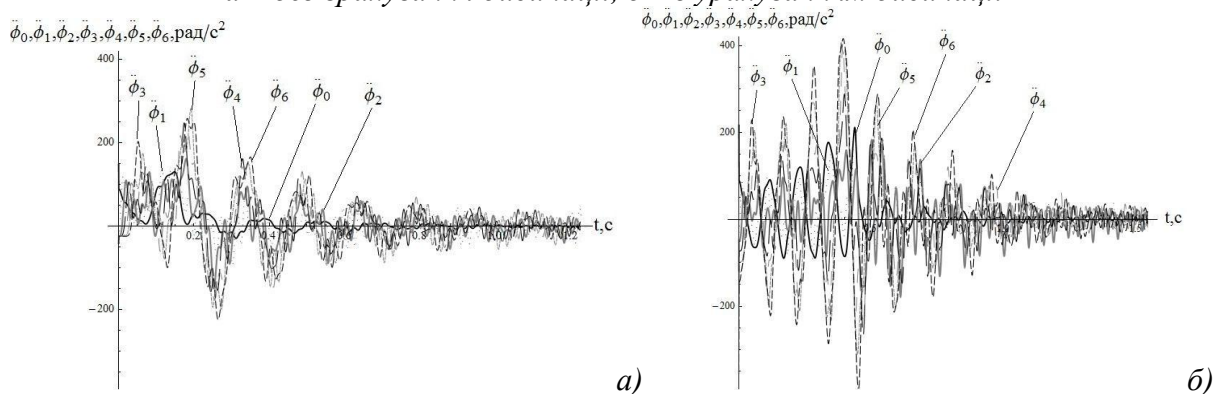


Рисунок 3 – Графіки кутових прискорень ланок конвеєра:
а – без врахування дисипації, б – з урахуванням дисипації

Порівнюючи графіки зміни кутової швидкості Рисунок 2 (а, б) можемо зробити висновок, що коливання на графіку (а) мають більш виражений характер. З вказаними вихідними даними гвинтовий конвеєр виходить на номінальний режим роботи за 2 с. Амплітуда коливань відрізняється – на графіку (а) від -3,2 до 20 рад/с; на графіку (б) від -3 до 18 рад/с.

Аналізуючи графіки зміни прискорень (Рисунок 3а,б), відмітимо що коливання на графіку 3б знаходяться майже в однакових межах, що й на графіку 3а, за винятком п'ятої і шостої мас. Значення прискорень цих мас збільшують діапазон коливань від -390 до 440 рад/с². В той час як діапазон коливань на графіку 3а варіюється від -225 до 285 рад/с². І хоча амплітуда коливань різна, гвинтовий конвеєр в обох випадках виходить на номінальний режим за однаковий час.

Висновки

1. З використанням розробленої математичної моделі здійснено комп'ютерне моделювання динаміки руху гвинтового конвеєра з урахуванням дисипації енергії в період пуску.

2. З отриманих результатів досліджень встановлено, що вплив дисипації на зменшення динамічних навантажень незначний. Тому при оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра доцільно використовувати більш просту модель, в якій не враховується дисипація енергії.

Література

1. Голоскоков Е.Г., Филиппов А.П. *Нестационарные колебания механических систем.* – К.: Наукова думка, 1966, – 336 с.

2. Даренський О.М. Теоретичні основи визначення параметрів непружних опорів колії./ О.М.Даренський // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. - 2010. - Вип. 119.- Ст.187-194.

3. Завальнюк І. П. Умови виникнення удару в динамічних системах з малою дисипацією енергії. /І.П.Завальнюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2006.- Випуск №6.- С.231-237.

4. Кіндрацький Б.І.Динаміка приводу з пружно-запобіжною муфтою у перехідних режимах роботи. /Б.І.Кіндрацький, А.С. Бурковський // Вісник Націон. універ. „Львівська політехніка”.Львів.-2008.-Вип. № 613 . - С.115-126.

5. Машиностроение. Энциклопедия. Ред.совет: К.В. Фролов и др. – М.: Машиностроение. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. Т.1-3. В 2-х кн. Кн. 2. / А.В. Александров, Н.А. Алфутов, В.В. Астанин и др.; Под общ. ред. К.С.Колесникова.1995 –624с.

6. Определение коэффициента контактной жесткости [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://model3ds.ru/----express/11-opredelenie-koefficienta-kontaktnoj-zhestkosti.html?start=1> - Назва з екрану.

7. Пертен Ю.А. Динамика вертикального четырёхцепного конвейера / Ю.А.Пертен, Н.В.Эбервейн // Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин: материалы науч. конф., 1-5 окт. 2002 г. – Астрахань, 2007. – С. 178-182.

8. Чабан А. Електромеханічне перетворення енергії в асинхронному електроприводі/ А. Чабан, П. Пукач, М. Гошко // Технічні вісті.- Львів.-2008.-№1-2.- С.62-65.

9. Яворська А.В., Ловейкін В.С. Математична модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу//Сільськогосподарські машини. Вип.21.Том 2. – 2011. – С.255-264.

Надійшла до редакції 27.10.2012

© В.С Ловейкін, А.В. Яворська

В.С. Ловейкин, д.т.н., проф., А.В. Яворская, аспирантка

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ВИНТОВОГО КОНВЕЕРА С УЧЕТОМ КОЭФФИЦИЕНТА ДИССИПАЦИИ

Рассмотрена многомассовая математическая модель динамики движения винтового конвейера и приведены результаты исследований динамики пуска с учетом коэффициента диссипации.

Ключевые слова: винтовой конвейер, динамические нагрузки, коэффициент диссипации, момент сопротивления.

Lovejkin V.S., Doctor of Technical Science, professor, Iavorska A.V., postgraduate student

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

RESEARCH OF DYNAMICS OF MOVEMENT SCREW CONVEYER TAKING INTO ACCOUNT DISSIPATION FACTOR

The multimass mathematical model of dynamics of movement of the screw conveyer is considered and results of researches of dynamics of start-up taking into account dissipation factor are resulted.

Key words: *screw conveyer, dynamic load, multimass model, dissipation factor, the moment of resistance.*