

*заданной траектории движения машины в поле и обоснованы условия соблюдения необходимых значений угла курса и скорости движения МТА на заданном отрезке траектории.*

***Полевая машина, навигация, модель движения, траекторное управление.***

*Principles of construction of informatively-managing complex of MTA are presented. The method of passing of set trajectory of vehicle motion in field and terms of observance of necessary values of corner of course and speed of MTA on set segment of trajectory are grounded.*

***Fields machines, navigation, models motion, trajectory management.***

УДК 621.87

## **ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ДИСИПАЦІЇ НА ДИНАМІКУ РУХУ КОРМОЗМІШУВАЧА ГВИНТОВОГО ТИПУ**

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук  
А.В. Яворська, аспірант\****

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

***Гвинтовий кормозмішувач, динамічні навантаження, коефіцієнт дисипації, момент опору.***

**Постановка проблеми.** 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 коливаний характеризується коефіцієнтом дисипації і має значний вплив на динаміку руху машин і механізмів, зокрема на кормозмішувач гвинтового типу.

Дисипативні процеси в складних динамічних системах доцільно враховувати виходячи з теорії Лагранжа щодо переходу кінетичної енергії в потенціальну і навпаки. При цьому розділяють дисипацію

\*Науковий керівник – доктор технічних наук В.С. Ловейкін

© В.С. Ловейкін, А.В. Яворська, 2012

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 кормозмішувачів гвинтового типу є актуальною задачею, оскільки в них мають місце обидві складові дисипації.

**Аналіз останніх досліджень.** 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.

Разом з тим, при розрахунках часто нехтують таким параметром як коефіцієнт дисипації. Тому дослідження впливу коефіцієнтів дисипації приводного механізму та робочого органу кормозмішувачів гвинтового типу на динаміку їхнього руху дасть можливість значно зменшити динамічні навантаження.

Отже, **метою досліджень** є побудова математичної моделі динаміки руху кормозмішувачів гвинтового типу на ділянках перехідних процесів із врахуванням коефіцієнтів дисипації приводного механізму та робочого органу, визначення дійсних навантажень, що діють в елементах конвеєра.

**Результати досліджень.** Для дослідження динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу 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 (рис. 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.

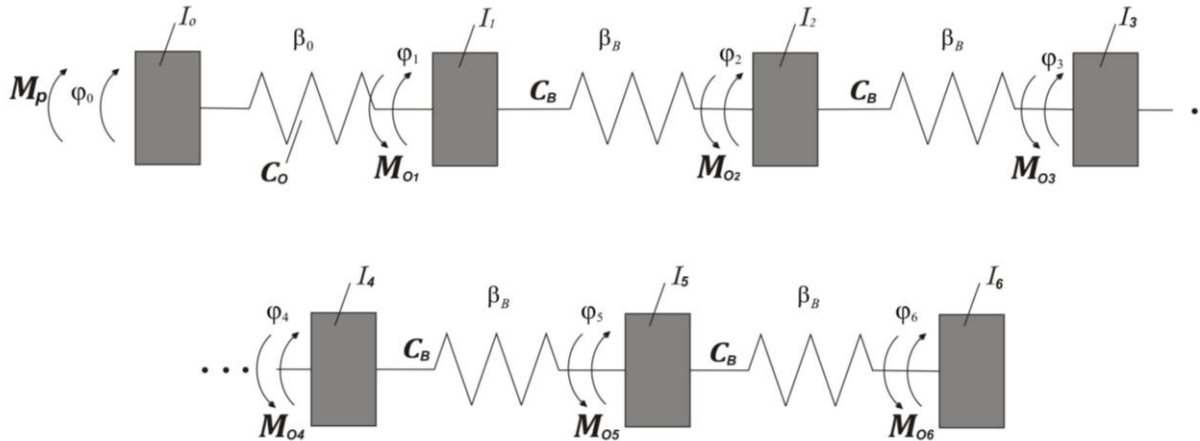


Рис. 1. Динамічна модель гвинтового кормозмішувача.

На рис. 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;  $\beta_B, \beta_0$  – 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]:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_p (\dot{\varphi}_0) - C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) - \beta_0 (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) + \beta_0 (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) - C_B (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_B (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - M_{O1} (\dot{\varphi}_1); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = C_B (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_B (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_B (\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_B (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - M_{O2} (\dot{\varphi}_2); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 = C_B (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_B (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - C_B (\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_B (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - M_{O3} (\dot{\varphi}_3); \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 = C_B (\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_B (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - C_B (\varphi_4 - \varphi_5) - \beta_B (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - M_{O4} (\dot{\varphi}_4); \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 = C_B (\varphi_4 - \varphi_5) + \beta_B (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - C_B (\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_B (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - M_{O5} (\dot{\varphi}_5); \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 = C_B (\varphi_5 - \varphi_6) + \beta_B (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - M_{O6} (\dot{\varphi}_6). \end{cases} \quad (1)$$

Для розв'язування системи рівнянь (1) визначаємо моменти інерції приводу, моменти інерції зосереджених мас гвинтового вала, значення рушійного моменту з урахування формули Клосса, змінні моменти сил опору на різних відрізках, величину дисипації приводу  $\beta_0$  і гвинтового вала  $\beta_B$ .

*Вибір коефіцієнта дисипації.* Якщо коефіцієнт дисипації  $\beta_0$  (Нмс/рад) вибрати «занадто маленьким», то в контакті можуть з'явитися практично незатухаючі високочастотні коливання (вібрації), які дадуть великі віброприскорення. Якщо коефіцієнт дисипації  $\beta_0$  вибрати «занадто великим», то рівняння руху будуть дуже жорсткими і це призведе до уповільнення затухання коливань.

Для визначення коефіцієнта дисипації приводного механізму  $\beta_0$  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;  $\eta$  – к.к.д. приводного механізму;  $S_{кр}$  – критичне ковзання, за якого досягається максимальний обертаючий момент;  $\omega_0$  – 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;  $\omega_n$  – номінальна кутова швидкість обертання гвинтового вала;  $\omega$  – 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:

$$\omega_n = 75.7 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_o = 78.5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \omega_k = 62.8 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; M_k = 159.4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$I_0 = 4,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, I_1 = I_2 = I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = 0,632 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, u_1 = 3.15; u_2 = 2; \eta_1 = 0.95;$$

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

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

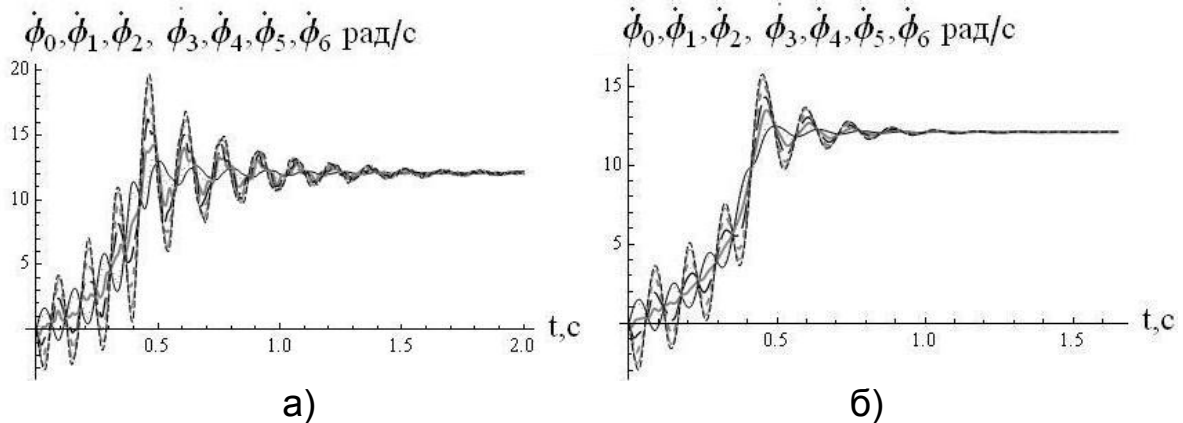


Рис. 2. Графіки кутових швидкостей ланок конвеєра: а – без врахування дисипації, б – з врахуванням дисипації.

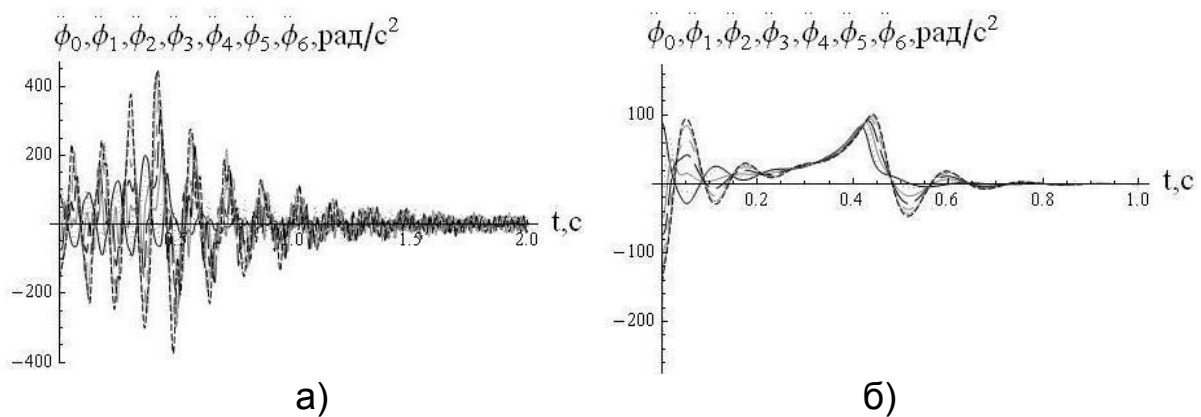


Рис. 3. Графіки кутових прискорень ланок конвеєра: а – без врахування дисипації, б – з врахуванням дисипації.

Порівнюючи графіки зміни кутової швидкості рис. 2 бачимо вплив дисипації на кутову швидкість. В першому випадку кормозмішувач (рис. 2,а) виходить на номінальний режим роботи приблизно за 2 с, в іншому випадку (рис. 2,б) за 0,9с. На графіку зміни кутової швидкості без врахування дисипації (рис. 2,а), на відміну від графіку на рис. 2,б помітно, що після виходу на номінальну швидкість, коливання мають місце.

Аналізуючи графіки зміни прискорень (рис. 3), відмітимо що коливання на графіку 3а мають більш виражений характер і

знаходяться в межах  $-400 \dots 410 \text{ рад/с}^2$ . Після виходу на номінальний режим коливання не затухають. На рис. 3,б амплітуда коливань значно менша і, працюючи в номінальному режимі, коливань не спостерігається.

**Висновок.** З використанням розробленої математичної моделі здійснено комп'ютерне моделювання динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу з урахуванням дисипації енергії в період пуску. З отриманих результатів досліджень встановлено, що дисипації впливає на динаміку руху кормозмішувача. Це особливо помітно на графіку зміни кутових прискорень, адже коливання майже не спостерігаються, і кормозмішувач швидше виходить на номінальний режим роботи.

### Список літератури

1. *Голоскоков Е.Г.* Нестационарные колебания механических систем / *Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов.* – 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. – С. 187–194.
3. *Завальнюк І.П.* Умови виникнення удару в динамічних системах з малою дисипацією енергії / *І.П.Завальнюк* // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – Вип. 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. – 624 с.
6. *Определение коэффициента контактной жесткости* : [електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://model3ds.ru/----express/11-opredelenie-koefficienta-kontaknoy-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.* Математична модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу / *А.В. Яворська, В.С. Ловейкін* // Сільськогосподарські машини. – 2011. – Вип. 21. – Т. 2. – С. 255–264.

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

**Винтовой кормосмеситель, динамические нагрузки, коэффициент диссипации, момент сопротивления.**

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

**Screw conveyor, dynamic load, multimass model, dissipation factor, moment of resistance.**

УДК 620:95

## **ОБҐРУНТУВАННЯ РІВНЯ ЗАНУРЕННЯ ТА КОЕФІЦІЄНТА ЗАПОВНЕННЯ БІОМАСОЮ ОБЕРТОВОГО МЕТАНТЕНКА**

**Г.А. Голуб, доктор технічних наук  
О.В. Дубровіна, аспірант\***

*Обґрунтовано залежності для визначення рівня занурення обертового метантенка в рідину, а також коефіцієнта заповнення від його геометричних параметрів при забезпеченні знаходження обертового метантенка у завислому стані.*

**Метантенк, біомаса, рівень занурення, геометричні параметри.**

**Постановка проблеми.** Технологічні процеси виробництва біогазу постійно удосконалюються в напрямку підвищення енергетичної ефективності біогазових установок. Одним із напрямків удосконалення є використання занурених обертових метантенків.

**Аналіз останніх досліджень.** Найбільш повно досвід використання біогазових установок проаналізовано Агентством по відновлюваним ресурсам Німеччини [1]. Автори аналізу вказують, що при відсутності перемішування біомаси в реакторі, через деякий час спостерігається розділення біомаси з утворенням шарів за рахунок різниці в щільності окремих мінеральних та органічних компонентів, а також за рахунок флотації частинок при газовиділенні. При цьому більша частина біомаси анаеробних бактерій знаходиться в нижній частині реактора, а органічна частина біомаси субстрату накопичується у верхній частині реактора. Наслідком цього є те, що зона контакту анаеробних бактерій із

\*Науковий керівник – доктор технічних наук Г.А. Голуб

© Г.А. Голуб, О.В. Дубровіна, 2012