

свойства сокоотружечной смеси с целью получения диффузионного сока повышенной чистоты.

Электрогидравлическая обработка, сокоотружечная смесь, диффузионный сок, чистота, количество разрядов.

The results of researching of influence of way of electric-hydraulic processing parameters on characteristics of juice-shavings mix with aim of getting diffusion juice of increasing purity have shown in papers.

Electric-hydraulic processing, juice-shavings mix, diffusion juice, frequency, discharge voltage, quantity of discharges.

УДК 621.867.1

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИСИПАТИВНИХ СИЛ НА ДИНАМІКУ РУХУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

О.Ю. Костина, аспірант*

В статті запропонована багатомасова математична модель для визначення динамічних навантажень в приводі та тяговому органі скребкового конвеєра. Визначено вплив дисипативних сил на характер коливань, що виникають в тяговому органі конвеєра. Результати теоретичного дослідження динаміки руху скребкового конвеєра представлено у вигляді графічних залежностей.

Багатомасова математична модель, динамічна модель, коефіцієнт дисипації, динамічні навантаження, диференціальне рівняння руху.

Постановка проблеми. Для проведення оптимізації тягових зусиль, що виникають в скребковому конвеєрі, необхідно провести глибоке дослідження динаміки руху конвеєра. Для цього потрібно побудувати адекватну математичну модель динаміки руху скребкового конвеєра, яка б дала можливість отримати достовірні результати дослідження динамічних навантажень, які діють на елементи тягового органу і приводного механізму.

Також потрібно виявити вплив дисипації, яка визначає необоротне розсіювання енергії в матеріалі пружних елементів, у з'єднаннях деталей конструкцій, а також в навколишнє середовище [8].

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

© В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина, 2012

Аналіз останніх досліджень. Дослідження динамічних процесів, що виникають в конвеєрах з ланцюговим тяговим органом та побудова їх математичних моделей висвітлено в роботах [4, 6, 7, 10] та ін. В статті [4] запропонована математична модель для визначення навантажень в приводі і тяговому органі забійного скребкового конвеєра з двошвидкісними асинхронними електродвигунами на прикладі транспортування вугілля. В роботі [1] досліджено раціональне врахування дисипативних факторів при проведенні динамічних досліджень та інженерних розрахунків з врахуванням обмеженості вихідної інформації. В роботі [3] досліджено поведінку динамічної системи з малою дисипацією енергії в критичному режимі роботи та визначені умови виникнення ударних навантажень в контурі дисипації.

Разом з тим, дослідження динаміки руху скребкових конвеєрів з врахуванням дисипативних сил практично не проводились.

Метою досліджень є побудова багатомасової математичної моделі динаміки руху скребкового конвеєра з урахуванням дисипації, і визначення за допомогою цієї моделі дійсних динамічних навантажень, що діють на тягові елементи конвеєра та привод при транспортуванні вантажів.

Результати досліджень. При розробці динамічної моделі скребкового конвеєра вважаємо, що всі елементи скребкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, окрім елементів передавального механізму та тягового органу, які володіють пружними та дисипативними властивостями. При цьому корпус приводу конвеєра та вали тягових зірочок закріплені абсолютно жорстко.

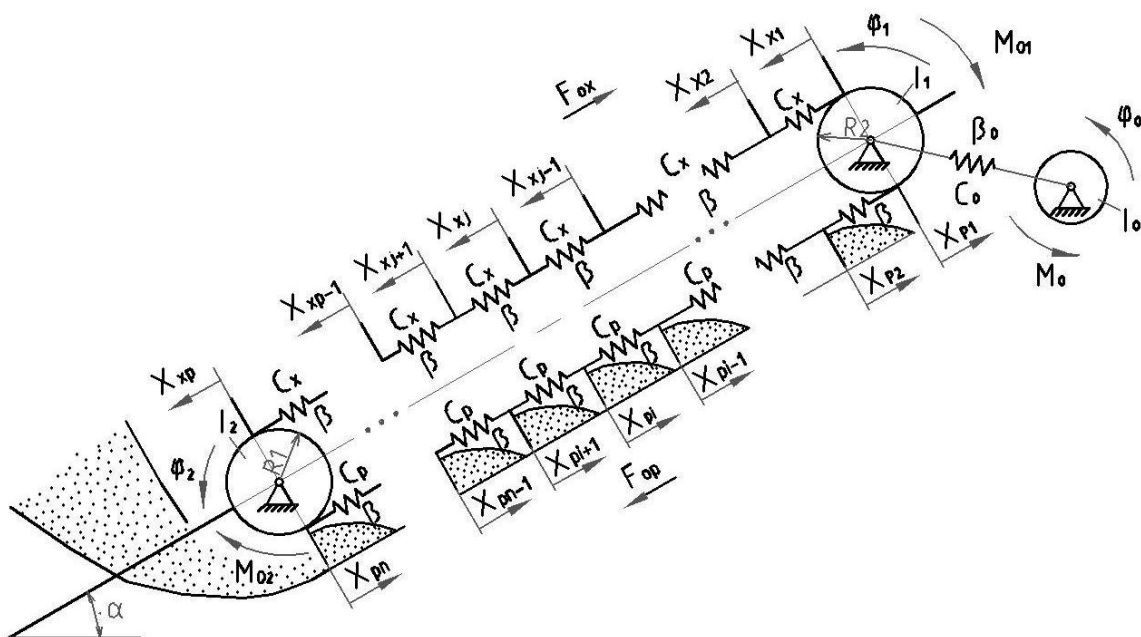


Рис. 1. Динамічна модель скребкового конвеєра.

Багатомасова динамічна модель (рис. 1) складається з трьох ділянок безінерційного вала, кожна з яких обертається з кутовими швидкостями $\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$, а також безінерційного тягового ланцюга, що рухається зі швидкістю v . Моменти інерції елементів приводного механізму I_0 зведено до осі приводного валу, а моменти інерції приводного I_1 та натяжного I_2 валів конвеєра розглядаються відносно власних осей обертання. Тяговий орган представлено як сукупність n -ої кількості елементарних мас скребка з ланцюгом та вантажем, які з'єднані між собою невагомими пружно-дисипативними ланками.

Крім того на рис. 1 прийнято такі позначення:

α – кут нахилу конвеєра до горизонту;

c_0 – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, зведений до осі повороту приводного валу;

c_p, c_x – коефіцієнт жорсткості тягового ланцюга відповідно робочої та холостої гілок конвеєра;

β_0 – коефіцієнт дисипації енергії у ланках приводу, зведений до осі повороту приводного валу;

β – коефіцієнт дисипації енергії у ланках тягового ланцюга;

M_0 – рушійний момент приводу, зведений до осі повороту приводного валу;

M_{o2} – момент опору від зачерпування скребками вантажу, зведений до осі повороту натяжного валу;

F_{op}, F_{ox} – сили опору переміщенню відповідно робочої та холостої віток конвеєра;

R_1, R_2 – радіуси відповідно приводної і натяжної зірочок.

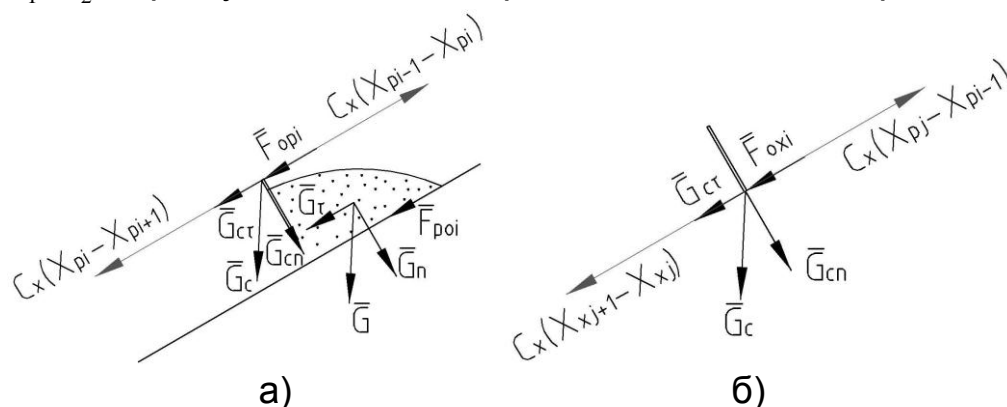


Рис. 2. Сили, що діють на кожну елементарну масу скребка з ланцюгом: а) робочої вітки конвеєра; б) холостої вітки конвеєра.

На кожну масу скребкового конвеєра діють такі сили: складова сили ваги скребка G_c та вантажу G , сила опору переміщенню

вантажу на робочій вітці F_{op} та холостій F_{ox} , реакція пружно-дисипативних ланок ланцюга (рис. 2).

Система диференціальних рівнянь, яка описує динамічні процеси в скребковому конвеєрі складена на основі принципу Д'Аламбера і має такий вид:

$$\begin{cases}
 I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 (\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 (\varphi_1 R - x_{p1}) R - \beta (\dot{\varphi}_1 R - \dot{x}_{p1}) R + \\
 + c (x_{x1} - \varphi_1 R) R + \beta (\dot{x}_{x1} - \dot{\varphi}_1 R) R - M_{o1}; \\
 m_p \ddot{x}_{p1} = c (\varphi_1 R - x_{p1}) + \beta (\dot{\varphi}_1 R - \dot{x}_{p1}) - c (x_{p1} - x_{p2}) - \beta (\dot{x}_{p1} - \dot{x}_{p2}) - F_{op1}; \\
 m_p \ddot{x}_{p2} = c (x_{p1} - x_{p2}) + \beta (\dot{x}_{p1} - \dot{x}_{p2}) - c (x_{p2} - x_{p3}) - \beta (\dot{x}_{p2} - \dot{x}_{p3}) - F_{op2}; \\
 \dots \\
 m_p \ddot{x}_{pi} = c (x_{pi-1} - x_{pi}) + \beta (\dot{x}_{pi-1} - \dot{x}_{pi}) - c (x_{pi} - x_{pi+1}) - \beta (\dot{x}_{pi} - \dot{x}_{pi+1}) - F_{opi}; \\
 \dots \\
 m_p \ddot{x}_{pn-1} = c (x_{pn-2} - x_{pn-1}) + \beta (\dot{x}_{pn-2} - \dot{x}_{pn-1}) - c (x_{pn-1} - x_{pn}) - \beta (\dot{x}_{pn-1} - \dot{x}_{pn}) - \\
 - F_{opn-1}; \\
 m_p \ddot{x}_{pn} = c (x_{pn-1} - x_{pn}) + \beta (\dot{x}_{pn-1} - \dot{x}_{pn}) - c (x_{pn} - \varphi_2 R) - \beta (\dot{x}_{pn} - \dot{\varphi}_2 R); \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 = c (x_{pn} - \varphi_2 R) R + \beta (\dot{x}_{pn} - \dot{\varphi}_2 R) R - c (\varphi_2 R - x_{xp}) R - \beta (\dot{\varphi}_2 R - \dot{x}_{xp}) R - \\
 - M_{o2}; \\
 m_x \ddot{x}_{xp} = c (\varphi_2 R - x_{xp}) + \beta (\dot{\varphi}_2 R - \dot{x}_{xp}) - c (x_{xp} - x_{xp-1}) - \beta (\dot{x}_{xp} - \dot{x}_{xp-1}) - F_{xp}; \\
 m_x \ddot{x}_{xp-1} = c (x_{xp} - x_{xp-1}) + \beta (\dot{x}_{xp} - \dot{x}_{xp-1}) - c (x_{xp-1} - x_{xp-2}) - \beta (\dot{x}_{xp-1} - \dot{x}_{xp-2}) - \\
 - F_{xp-1}; \\
 \dots \\
 m_x \ddot{x}_{xj} = c (x_{xj+1} - x_{xj}) + \beta (\dot{x}_{xj+1} - \dot{x}_{xj}) - c (x_{xj} - x_{xj-1}) - \beta (\dot{x}_{xj} - \dot{x}_{xj-1}) - F_{xj}; \\
 \dots \\
 m_x \ddot{x}_{x2} = c (x_{x3} - x_{x2}) + \beta (\dot{x}_{x3} - \dot{x}_{x2}) - c (x_{x2} - x_{x1}) - \beta (\dot{x}_{x2} - \dot{x}_{x1}) - F_{x2}; \\
 m_x \ddot{x}_{x1} = c (x_{x2} - x_{x1}) + \beta (\dot{x}_{x2} - \dot{x}_{x1}) - c (x_{x1} - \varphi_1 R) - \beta (\dot{x}_{x1} - \dot{\varphi}_1 R) - F_{x1}, \\
 i = 1, 2, \dots, n.
 \end{cases} \quad (1)$$

За узагальнені координати прийнято: $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – кутові координати переміщення відповідно приводного механізму, приводної та натяжної зірочок конвеєра; x_{pi}, x_{xi} – координати центрів i -тих ($i=1,2,\dots,n$) мас робочої та холостої віток конвеєра; n – кількість дискретних мас на робочій та холостій вітках конвеєра.

Момент на валу асинхронного двигуна, зведений до осі повороту приводного валу, визначається через формулу Клосса [2]:

$$M_0 = \frac{2M_K}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s}} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_{заг}; \quad (2)$$

$$s = 1 - \omega / \omega_o; \quad s_K = 1 - \omega_K / \omega_o, \quad (3)$$

де M_K – критичний момент на валу електродвигуна;

s – ковзання;

s_K – критичне ковзання;

ω_o – синхронна кутова швидкість вала двигуна;

ω_K – критична кутова швидкість вала двигуна;

$\omega = \dot{\varphi}_0 \cdot u_1 \cdot u_2$ – кутова швидкість конвеєра;

u_1 – передаточне число ланцюгової передачі;

u_2 – передаточне число пасової передачі;

$\eta_{заг}$ – загальний ККД приводу;

Відомо, що сила опору переміщенню тягового органу і вантажу залежить від швидкості руху тягового органу [9]:

$$F_{opi}(\dot{x}_{pi}) = m_{pi} \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_1(\dot{x}_{pi}) \cdot \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (4)$$

де $F_{opi}(\dot{x}_{pi})$ – сила опору руху i -тої маси робочої вітки конвеєра;

m_{pi} – i -та елементарна маса скребка з ланцюгом та вантажу,

що транспортується одним скребком на робочій вітці конвеєра;

α – кут нахилу конвеєра до горизонту;

$\tilde{\omega}_1(\dot{x}_{pi})$ – узагальнений коефіцієнт опору переміщенню вантажу

і тягового органу;

$$F_{oxi}(\dot{x}_{xi}) = m_{xi} \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_2(\dot{x}_{xi}) \cdot \cos \alpha - \sin \alpha), \quad (5)$$

де $F_{oxi}(\dot{x}_{xi})$ – сила опору руху i -тої маси неробочої вітки конвеєра; m_{xi}

– i -та елементарна маса скребка з ланцюгом на холостій вітці

конвеєра; $\tilde{\omega}_2(\dot{x}_{xi})$ – коефіцієнт опору переміщенню тягового органу.

Залежність сили опору від швидкості транспортування вантажу представлено у вигляді кривої третього порядку і має вигляд [5]:

$$F_{oi} = F_{o\max} - 3 \cdot \left(\frac{F_{o\max} - F_y}{v_y^2} \right) \cdot v^2 + 2 \cdot \left(\frac{F_{o\max} - F_y}{v_y^3} \right) \cdot v^3. \quad (6)$$

де $F_{o\max}$ – максимальне значення сили опору; v_y – усталена

швидкість руху тягового органу (ланцюга); F_y – усталене значення

сили опору, що досягається при усталеній швидкості і визначається

за формулою (4), (5) при мінімальних значеннях $\tilde{\omega}_1(\dot{x}_{pi})$ та $\tilde{\omega}_2(\dot{x}_{xi})$.

Коефіцієнт дисипації енергії у ланках приводу, зведений до осі повороту приводного валу скребкового конвеєра визначається так [7]:

$$\beta_0 = \frac{2 \cdot M_{кр}}{S_{\kappa} \cdot \omega_0} \cdot u^2, \quad (7)$$

де u – передаточне число приводу.

Коефіцієнт дисипації енергії у ланках тягового ланцюга конвеєра визначається експериментально, але для даного дослідження визначимо цей коефіцієнт орієнтовно:

$$\beta = \frac{0,1 \cdot F_{p \max}}{v_y}, \quad (8)$$

де $F_{p \max}$ – максимальне значення рушійної сили.

Диференціальні рівняння системи (1) є нелінійними рівняннями другого порядку, тому їх аналітично не вдається проінтегрувати. Для їх розв'язку використовуємо чисельний метод, який реалізовано за допомогою програмного продукту Mathematica. З отриманих рівнянь визначаємо характеристики швидкості та прискорення, які представляємо на графіках.

Графіки побудовано для таких розрахованих параметрів:

$$m_{pi} = 8,2 \text{ кг}, m_{xi} = 1,5 \text{ кг}, c_0 = 7378 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}, c_p = c_x = 1,3 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м},$$

$$I_0 = 0,7435 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, I_1 = I_2 = 0,00171 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, R_1 = R_2 = 0,0535 \text{ м},$$

$$\omega_0 = 157 \text{ рад} / \text{с}, \omega_{\kappa} = 100,2 \text{ рад} / \text{с}, M_{\kappa} = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}, u_1 = 2, u_2 = 2,6,$$

$$M_{o2} = 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м}, F_{o \max \text{ роб}} = 162 \text{ Н}, F_{y \text{ роб}} = 81 \text{ Н}, F_{o \max \text{ хол}} = -3,2 \text{ Н},$$

$$F_{y \text{ хол}} = -1,6 \text{ Н}, \beta_0 = 43 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}, \beta = 160 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}.$$

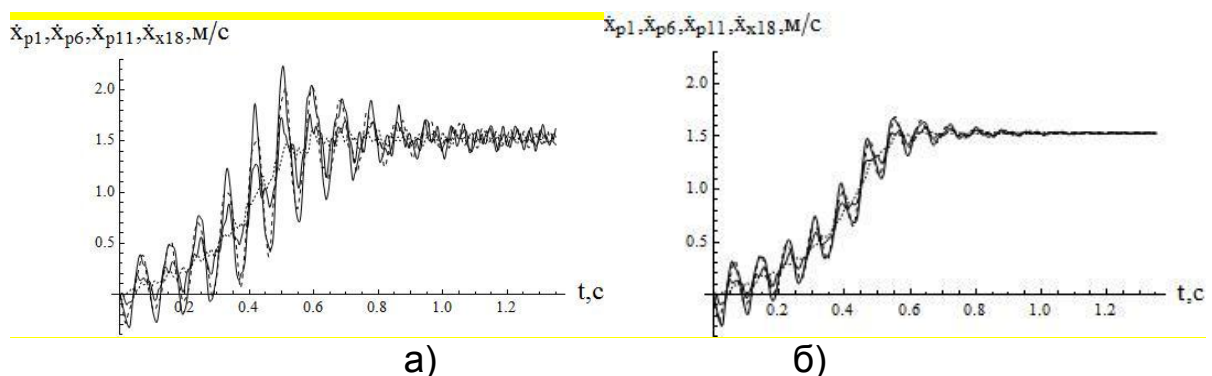


Рис. 3. Графік зміни лінійної швидкості i -тих мас відповідно робочої \dot{x}_{pi} та холостої \dot{x}_{xi} віток конвеєра: а) без врахування коефіцієнта дисипації, б) з врахуванням коефіцієнта дисипації.

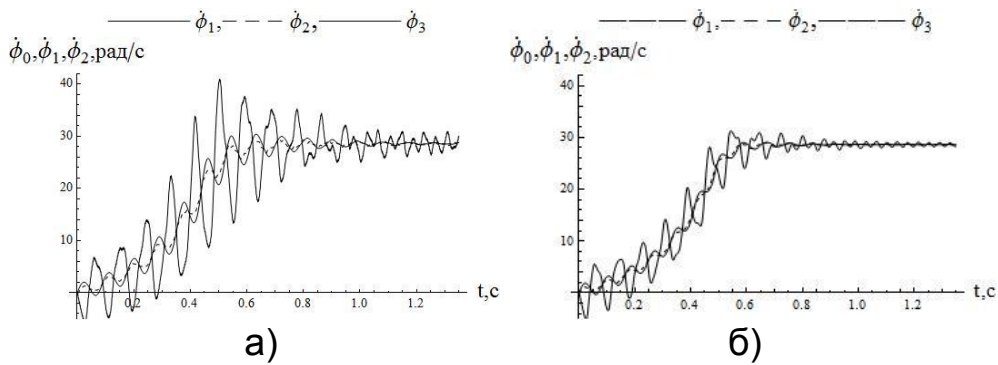


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості відповідно приводу $\dot{\phi}_0$, приводної та натяжної зірочок $\dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$: а) без врахування коефіцієнта дисипації, б) з врахуванням коефіцієнта дисипації.

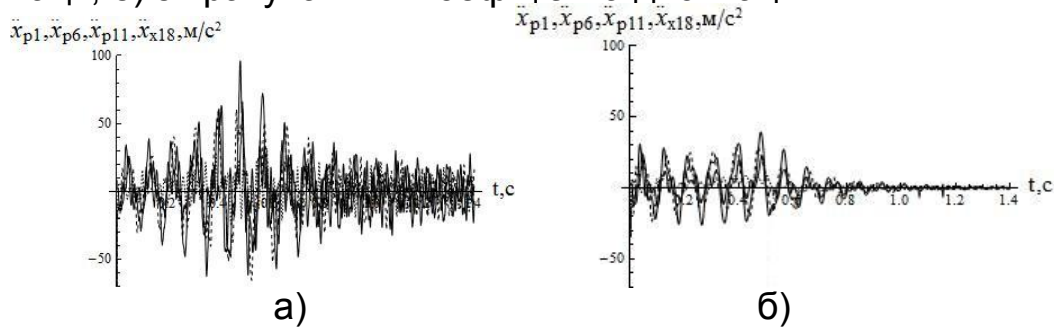


Рис. 5. Графік зміни лінійного прискорення $\ddot{x}_{pi}, \ddot{x}_{xi}$ конвеєра: а) без врахування коефіцієнта дисипації, б) з врахуванням коефіцієнта дисипації.

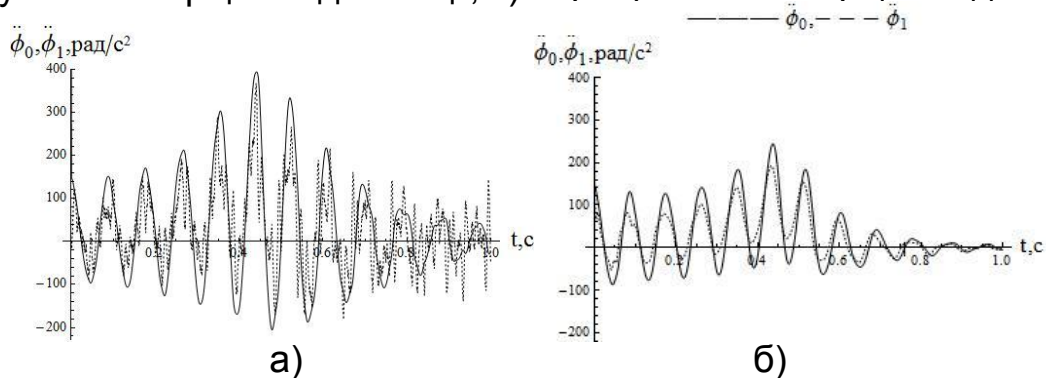


Рис. 6. Графік зміни кутового прискорення приводу $\ddot{\phi}_0$ та приводної зірочки конвеєра $\ddot{\phi}_1$: а) без врахування коефіцієнта дисипації, б) з врахуванням коефіцієнта дисипації.

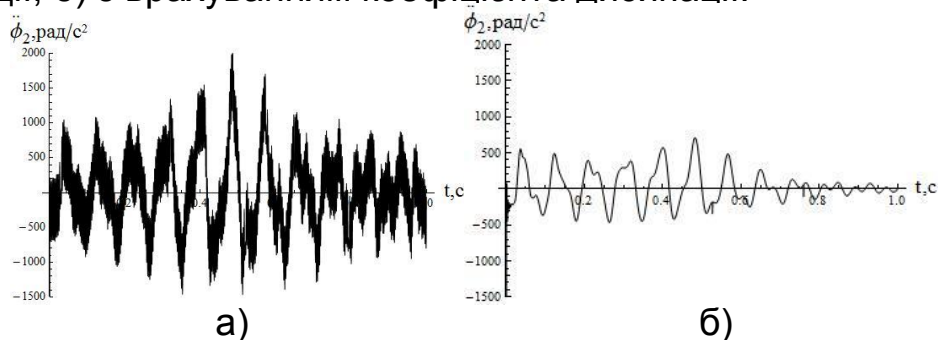


Рис. 7. Графік зміни прискорення натяжної зірочки конвеєра $\ddot{\phi}_2$: а) без врахування коефіцієнта дисипації, б) з врахуванням коефіцієнта дисипації.

Висновки

З аналізу отриманих графіків видно, що в тяговому елементі скребкового конвеєра виникає коливальний процес зі значною зміною швидкості (рис. 3, 4) і прискорення (рис. 5, 6, 7) на ділянці пуску.

Порівнюючи графіки зміни швидкості та прискорення з врахуванням дисипації (рис. 3а, 4а, 5а, 6а, 7а) і без врахування дисипації (рис. 3б, 4б, 5б, 6б, 7б) можна зробити такі висновки, що врахування дисипативних сил шляхом введення в рівняння руху скребкового конвеєра коефіцієнтів дисипації β_0 та β дозволяє:

- значно зменшити амплітуду коливань, які спричиняють виникнення динамічних навантажень в тяговому органі конвеєра і, як наслідок, – це призводить до передчасного руйнування і зниження надійності роботи конструкції;
- частково зменшити тривалість пуску, що дозволить підвищити продуктивність скребкового конвеєра;
- уникнути залишкових коливань.

Список літератури

1. Вульфсон И.И. Учёт нелинейных диссипативных сил при ограниченной исходной информации / И.И. Вульфсон // Теория механизмов и машин. – СПб. – 2003. – №1. – С. 70–77.
2. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин / Б.Л. Давыдов. – М.: Машиностроение, 1967. – 432 с.
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. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера / В.П. Кондрахин, А.А. Мельник // Наукові праці ДонНТУ. – 2008. – Вип. 16 (142), Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк. – С. 132–140.
5. Костина О.Ю. Математична модель динаміки руху скребкового конвеєра / О. Костина, В. Ловейкін // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк, 2011. – Т. 1, Вип. 21. – С. 200–209.
6. Маланин Д.О. Исследование волновых процессов в тяговом органе цепного конвейера / Д.О. Маланин, В.Н. Смирнов // ХХІХ Неделя науки СПбГТУ: материалы межвузовской научной конференции. – Ч. III, 2001. – С. 32–33.
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. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л.И. Чугреев. – М.: Недра, 1976. – 162 с.

В статье предложена многомассовая математическая модель для определения динамических нагрузок в приводе и тяговом органе скребкового конвейера. Определено влияние диссипативных сил на характер колебаний, которые возникают в тяговом органе конвейера. Результаты теоретического исследования динамики движения скребкового конвейера представлено в виде графических зависимостей.

Многомассовая математическая модель, динамическая модель, коэффициент диссипации, динамические нагрузки, дифференциальное уравнение движения.

In paper multimass mathematical model for definition of dynamic loadings in drive and traction body of scraper conveyor is offered. Influence of dissipative forces on character of fluctuations which arise in traction body of conveyor is defined. Results of theoretical research of dynamics of movement of scraper conveyor are presented in form of graphic dependences.

Multimass mathematical model, dynamic model, dissipation factor, dynamic loads, differential equation of motion.

УДК 534.031

УТОЧНЕНИЙ КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ НАСІННЯ ВІБРАЦІЙНИМ ЛОТКОМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, кандидат технічних наук
Н.В. Матухно, інженер***

Проведений всебічний кінематичний аналіз процесу подачі насіння вібраційним лотком, який використовується у механізмах точного землеробства. Отримані основні режимні параметри лотка: шлях та швидкість переміщення, прискорення, кут нахилу й число коливань.

Аналіз, вібрація, процес, подача, лоток.

Постановка проблеми. Дослідженнями встановлено, що застосування вібрації при висіві значно покращує поздовжнє розміщення насінин у бороні. Найпростішим механізмом для вібраційної подачі насінин є лоток, який здійснює поздовжні