

2. Биргер И.А. Сопротивление материалов / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: МАИ, 1994. – 511 с.
3. Горшков А.Г. Сопротивление материалов / А.Г. Горшков, В.Н. Трошин, В.И. Шалашилин. – М.: Физматлит., 2005. – 544 с.
4. Зувев А.В. Расчет на прочность и колебания лопаток осевых компрессоров с большой начальной закруткой. Запасы статической и динамической прочности / А.В. Зувев, Л.Я. Стрижак. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000. – 48 с.
5. Кулик Н.С. Математические модели накопления повреждений и трещиностойкости при действии статических и циклических нагрузок / Н.С. Кулик, А.Г. Кучер, В.Е. Мильцов // Вісник Національного аграрного університету. – 2009. – Вип. 3. – С. 3–23.
6. Кулик Н.С. Сравнительный анализ поврежденности и остаточной долговечности элементов конструкции с различными дефектами типа трещин при действии спектра нагрузок / Н.С. Кулик, А.Г. Кучер, В.Е. Мильцов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10(67). – С. 156–166.
7. Степнов М.Н. Новый подход к расчету коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении / М.Н. Степнов // Вестник машиностроения. – 2004. – № 11. – С. 14–17.

Рассмотрен метод определения коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении при использовании диаграммы предельных напряжений в системе координат: коэффициент асимметрии цикла – максимальное напряжение.

Коэффициент запаса прочности, циклическое нагружение, диаграмма предельных напряжений.

The method for determining safety factor of strength under cyclic loading by using diagram of limiting stresses in coordinate system: the coefficient of asymmetry of cycle – maximum voltage.

Safety factor, cyclic loading, diagram of limiting stresses.

УДК 621.867.3

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ПОДРІБНЕНОЇ ДЕРЕВИНИ ТА ПРОДУКТІВ ЇЇ ПЕРЕРОБКИ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.А. Бортун, інженер***

Наведено спосіб зменшення коливань елементів стрічкових ківшових елеваторів під час перехідних процесів шляхом

© В.С. Ловейкін, В.А. Бортун, 2012

оптимізації режиму пуску приводного механізму за кінематичним критерієм.

Динамічна модель, математична модель, ківшовий елеватор, оптимізація, паливні гранули.

Постановка проблеми. Одним із перспективних напрямів розвитку альтернативних джерел енергії в Україні є використання деревних відходів, які є невід'ємною складовою будь-якого підприємства лісового комплексу України, як сировини для виробництва екологічно-чистого біопалива – паливних гранул та брикетів [1]. До багатьох ліній з виробництва паливних гранул та брикетів, які представлені на ринку, входить вертикальний стрічковий ківшовий елеватор. Конвеєр використовують для підйому та завантаження подрібненої деревини у бункер-накопичувач, а при виробництві гранул – і для транспортування гранул в бункер охолодження [2].

Під час роботи ківшового елеватора, особливо на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування або стопоріння), в його елементах виникають коливання, що призводить до підвищення динамічних навантажень в приводному механізмі та тяговому органі. Це сприяє накопиченню втомних напружень в конструкції елеватора і, як наслідок, передчасному його руйнуванню; ускладнює технологічний процес перевантаження сипких матеріалів (осипання, пошкодження, підвищене пилоутворення тощо) та негативно впливає на безпечну експлуатацію конвеєра в цілому [3].

Вирішення цієї проблеми можливе шляхом оптимізації режиму руху ківшового елеватора на ділянках перехідних процесів, що дозволить мінімізувати коливання елементів конструкції.

Аналіз останніх досліджень. Для оптимізації режимів руху механічних систем використовують різні математичні методи: динамічного програмування [4], принципу максимуму [5], варіаційного числення [7, 8] тощо.

Принцип максимуму Л.С. Понтрягіна особливо важливий у системах управління з максимальною швидкістю і мінімальною витратою енергії, де застосовується керування релейного типу, яке приймає крайні, а не проміжні значення на допустимому інтервалі керування [5, 6]. Використання такого методу більш характерне для вантажопідйомних машин при перевантажувальних операціях, а ніж для конвеєрних систем. Основним недоліком принципу є релейний характер зміни керуючого зусилля, що може спричинювати значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та конструкції. Найбільш доцільним методом для усунення коливань в елементах ківшового елеватора є варіаційне числення [8], так як при

вирішенні задачі у кінцевому результаті отримаємо плавні функції зміни кінематичних характеристик.

Мета досліджень полягає в зменшенні коливань елементів ківшового елеватора шляхом оптимізації режиму пуску приводного механізму за одиничним кінематичним критерієм з підінтегральним виразом четвертого порядку.

Результати досліджень. Для оптимізації режиму пуску ківшового елеватора використано тримасову динамічну модель (рис. 1).

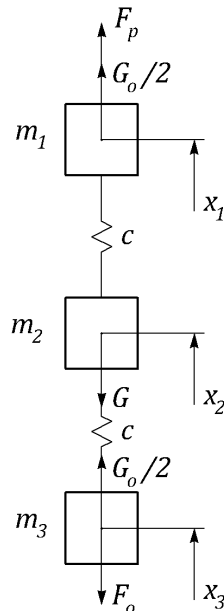


Рис. 1. Розрахункова модель ківшового елеватора.

На цьому рисунку прийняті такі позначення: m_1 – зведена до осі тягового органу на робочій гілці конвеєра маса приводного механізму, половина незавантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки та приводного барабана; m_2 – зведена до осі тягового органу маса завантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки; m_3 – зведена до осі тягового органу на робочій гілці конвеєра маса іншої половини незавантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки та натяжного барабана; x_1 , x_2 , x_3 – координати центрів мас відповідно m_1 , m_2 , m_3 , які прийняті за узагальнені координати; F_p – рушійна сила приводного механізму, зведена до осі тягового органу на робочій гілці конвеєра; F_o – сила опору зачерпування вантажу, зведена до осі тягового органу на робочій гілці; G_o – вага незавантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки; G – вага завантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки; c – жорсткість половини стрічки на робочій гілці. Використовуючи для даної динамічної моделі принцип д’Аламбера, отримаємо систему диференціальних рівнянь руху ківшового елеватора:

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{x}_1 &= F_p + G_0/2 - c(x_1 - x_2); \\
m_2 \ddot{x}_2 &= c(x_1 - x_2) - c(x_2 - x_3) - G; \\
m_3 \ddot{x}_3 &= c(x_2 - x_3) + G_0/2 - F_o.
\end{aligned}
\tag{1}$$

Вважаємо, що сила опору зачерпуванню F_o змінюється лінійно і визначається залежністю:

$$F_o = \frac{fm_{\epsilon\epsilon}R_3}{R_2^2} v_{nom} \dot{x}_3, \tag{2}$$

де f – коефіцієнт, який враховує втрати на тертя, $m_{\kappa\lambda}$ – маса клина, який виникає перед ковшем при зачерпуванні матеріалу, R_2 – радіус натяжного барабана, R_3 – радіус натяжного барабана, v_{nom} – номінальна швидкість руху стрічки.

З третього рівняння системи (1) виразимо координату центра мас зведених мас ковшів з вантажем через координату x_3 :

$$x_2 = x_3 + \frac{m_3}{c} \ddot{x}_3 + f \frac{m_{\epsilon\epsilon}}{c} \frac{R_3}{R_2^2} v_{nom} \dot{x}_3 - \frac{G_o}{2c}. \tag{3}$$

Візьмемо четверту похідну за часом з виразу (2), в результаті чого будемо мати:

$$x_2^{IV} = x_3^{IV} + \frac{fm_{\epsilon\epsilon}R_3}{cR_2^2} v_{nom} x_3^V + \frac{m_3}{c} x_3^{VI}. \tag{4}$$

За критерій оптимальності руху ківшового елеватора можуть бути використані кінематичні, динамічні, або комплексні інтегральні критерії [8]. У якості кінематичного критерію використаємо середньоквадратичне відхилення похідних четвертого порядку центрів мас зведених мас m_2 та m_3 протягом пуску конвеєра.

$$I_{23} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (x_2^{IV} - x_3^{IV})^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \tag{5}$$

де t_1 – тривалість процесу пуску, $\left(x_2^{IV} - x_3^{IV} \right)^2$ – середньоквадратичне відхилення похідних четвертого порядку.

Використовуючи другу залежність системи (4) та провівши відповідні перетворення, отримаємо кінцевий вираз критерію (5):

$$I_{23} = \left[\frac{1}{c^2 t_1} \int_0^{t_1} \left[k x_3^V + x_3^{VI} \right]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \tag{6}$$

де $k = \frac{fm_{\epsilon\epsilon}R_3}{m_3 R_2^2} v_{nom}$.

Мінімізувати критерій (6) можна шляхом мінімізації лише його інтегральної частини, оскільки параметри c і t_1 за період пуску залишаються постійними величинами.

Умовою мінімуму інтегральної частини критерію (6) є рівняння Ейлера-Пуассона [9], які дають диференціальне рівняння дванадцятого порядку:

$$-2k^2 x_3^{XIII} + 2x_3^X = 0. \quad (7)$$

Розв'язати таке рівняння зручно у програмі Mathematica 8.0, яка дозволяє шукати символічні розв'язки диференціальних рівнянь [10]. Для знаходження необхідної функції задамо симетричні крайові умови:

$$\begin{cases} x_3 = 0; \dot{x}_3 = 0; \ddot{x}_3 = 0; \dddot{x}_3 = 0; x_3^{IV} = 0; x_3^V = 0, & \text{дддд } t = 0; \\ x_3 = s; \dot{x}_3 = v_{nom}; \ddot{x}_3 = 0; \dddot{x}_3 = 0; x_3^{IV} = 0; x_3^V = 0, & \text{дддд } t = t_1. \end{cases} \quad (8)$$

де $s = \frac{t_1 \cdot v_{nom}}{2}$ – лінійне переміщення зведеної маси m_3 .

Опустимо проміжні перетворення і запишемо функцію, яка є розв'язком рівняння (7) при крайових умовах (8):

$$\begin{aligned} x_3 = & -(v_{nom}(-1680(-1 + e^{kt} - e^{kt_1} + e^{k(-t+t_1)})t_1^5 - 1680(-1 + e^{kt_1}) \times \\ & \times ktt_1^5 + 840(1 + e^{kt_1})k^2t^2t_1^5 + (-1 + e^{kt_1})k^5t^5t_1^2(5t^3 - 20t^2t_1 + \\ & + 28tt_1^2 - 14t_1^3) + 10(1 + e^{kt_1})k^4t^4t_1(-3t^4 + 12t^3t_1 - 14t^2t_1^2 + \\ & + 7t_1^4) + 20(-1 + e^{kt_1})k^3t^3(3t^5 - 12t^4t_1 + 14t^3t_1^2 - 14t_1^5))) / \\ & / (2kt_1^5(-1680 - kt_1(840 + kt_1(180 + kt_1(20 + kt_1)))) + \\ & e^{kt_1}(1680 + kt_1(-840 + kt_1(180 + kt_1(-20 + kt_1))))). \end{aligned} \quad (9)$$

Знайдена функція x_3 описує оптимальний закон руху третьої приведеної маси конвеєра, який відповідає мінімуму середньоквадратичного відхилення похідних четвертого порядку центрів мас другої та третьої приведеної мас.

Використовуючи залежність (3) та взявши необхідні похідні по часу з виразу (9), знайдемо закон руху другої приведеної маси, який відповідає оптимальному режиму пуску конвеєра за прийнятим вище критерієм:

$$\begin{aligned} x_2 = & (kG_0R_2^2t_1^5(1680 + kt_1(840 + kt_1(180 + kt_1(20 + kt_1))) - e^{kt_1} \times \\ & (1680 + kt_1(-840 + kt_1(180 + kt_1(-20 + kt_1)))))) - v_{nom} \times \\ & \times (-1680c(-1 + e^{kt} - e^{kt_1} + e^{k(-t+t_1)})R_2^2t_1^5 - 1680kt_1^5(c(-1 + e^{kt_1}) \times \\ & \times tR_2^2 + (-1 + e^{kt} + e^{kt_1} - e^{k(-t+t_1)})fm_{\varphi\ddot{e}}R_3v_{nom}) + (-1 + e^{kt_1})k^5t^3t_1^2 \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -e^{k(-t+t_1)})fm_{\text{е\ddot{e}}}R_3v_{\text{nom}}) + (-1 + e^{kt_1})k^5t^3t_1^2(R_2^2(280m_3(t-t_1)^3 + \\
& + ct^2(5t^3 - 20t^2t_1 + 28tt_1^2 - 14t_1^3)) + 2ftm_{\text{е\ddot{e}}}R_3(20t^3 - 70t^2t_1 + \\
& + 84tt_1^2 - 35t_1^3)v_{\text{nom}}) + 10(1 + e^{kt_1})k^4t^2t_1(R_2^2(-84m_3(t-t_1)^2 \times \\
& \times (2t^2 - 2tt_1 - t_1^2) + ct^2(-3t^4 + 12t^3t_1 - 14t^2t_1^2 + 7t_1^4)) + \\
& + 4ftm_{\text{е\ddot{e}}}R_3(-6t^4 + 21t^3t_1 - 21t^2t_1^2 + 7t_1^4)v_{\text{nom}}) + 20(-1 + \\
& + e^{kt_1})k^3t(R_2^2(ct^2(3t^5 - 12t^4t_1 + 14t^3t_1^2 - 14t_1^5) + 84m_3 \times \\
& \times (2t^5 - 6t^4t_1 + 5t^3t_1^2 - t_1^5)) + 6ftm_{\text{е\ddot{e}}}R_3(4t^5 - 14t^4t_1 + \\
& + 14t^3t_1^2 - 7t_1^5)v_{\text{nom}}) - 840k^2t_1^5(2(-1 + e^{kt} - e^{kt_1} + \\
& + e^{k(-t+t_1)})m_3R_2^2 - (1 + e^{kt_1})t(ctR_2^2 + 2ftm_{\text{е\ddot{e}}}R_3v_{\text{nom}})))) / \\
& / (kR_2^2t_1^5(-1680 - kt_1(840 + kt_1(180 + kt_1(20 + kt_1)))) + \\
& + e^{kt_1}(1680 + kt_1(-840 + kt_1(180 + kt_1(-20 + kt_1)))))))). \tag{11}
\end{aligned}$$

З першого рівняння системи (1) запишемо вираз для рушійного зусилля приводного механізму:

$$F_p = m_1\ddot{x}_1 - \frac{G_0}{2} + c(x_1 - x_2). \tag{13}$$

З урахуванням залежностей (10) і (11) та знайшовши похідну по часу від виразу (10), визначимо бажаний закон зміни рушійного зусилля приводного механізму в процесі пуску, який забезпечує оптимальний режим руху конвеєра.

Маючи закон зміни рушійного зусилля в тяговому елементі елеватора, можна визначити необхідний рушійний момент на валу електродвигуна приводного механізму:

$$M_p = \frac{F_p \cdot R_1}{u \cdot \eta}, \tag{14}$$

де R_1 – радіус приводного барабана; u – передаточне число передаточного механізму; η – к.к.д. приводного механізму.

Для ківшового елеватора, що транспортує паливні гранули, за таких умов: $v=3$ м/с; $m_1=13,0791$ кг; $m_2=20,9$ кг; $m_3=8$ кг; $m_{\text{кл}}=1,406$ кг; $G_0=117,67$ Н; $G=204,94$ Н; $c=20000$ Н/м; $f=1,1$, $t_1=1$ с – побудовано графіки швидкостей (рис. 2) та прискорень (рис. 3) центрів мас першої, другої та третьої приведених мас, а також рушійного моменту на валу електродвигуна (рис. 4).

З аналізу графічних залежностей представлених на рис. 2 – рис. 4 видно, що прослідкувати зміну швидкості всіх мас при виході на усталений рух доволі складно (рис. 2,а), проте графік різниці швидкостей першої та другої мас, а також другої і третьої (рис. 2,б) чітко показує малу різницю в швидкостях мас, що звичайно позитивно впливає на рух конвеєра.

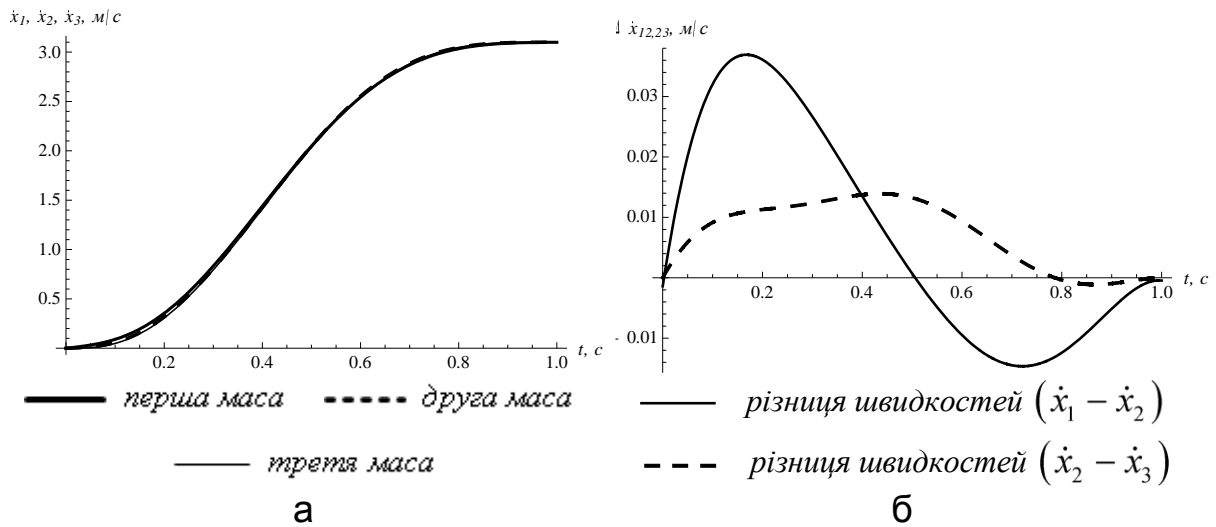


Рис. 2. Графіки: а – швидкостей першої, другої та третьої мас протягом пуску, б – різниці швидкостей $(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$ та $(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)$.

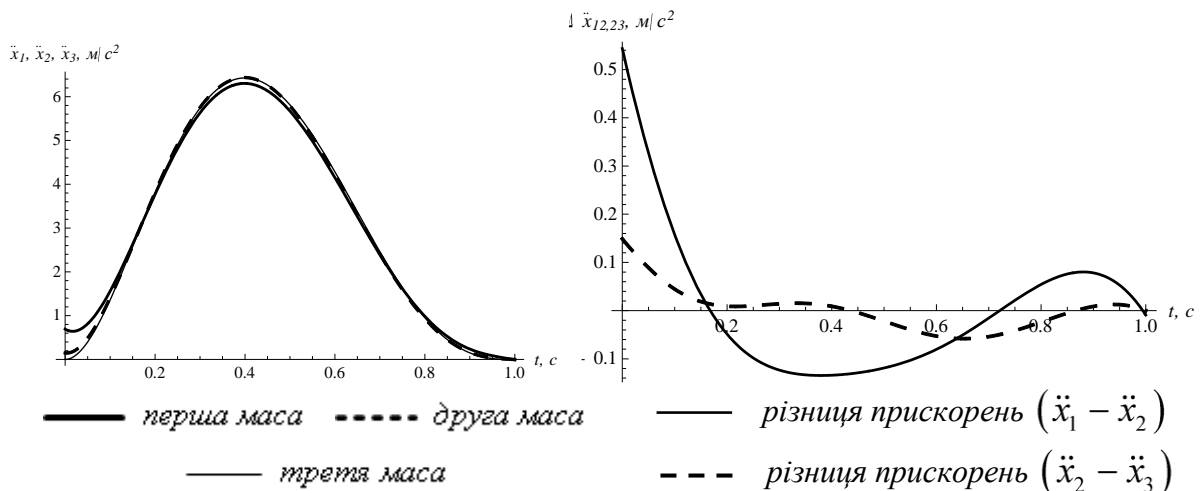


Рис. 3. Графіки: а – прискорень першої, другої та третьої мас протягом пуску, б – різниці прискорень $(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2)$ та $(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3)$.

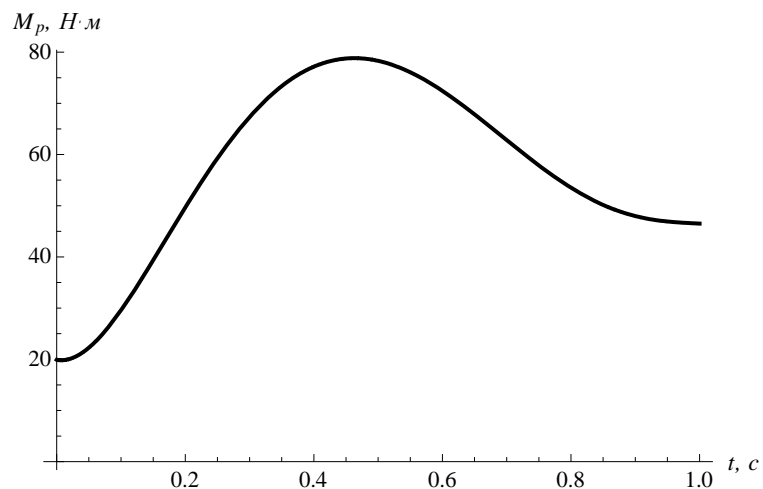


Рис. 4. Рушійний момент на валу електродвигуна протягом пуску.

Така розбіжність (рис. 2) пов'язана, насамперед, з пружними властивостями тягового елемента конвеєра. Аналогічні відмінності можна спостерігати і на графіку різниці прискорень (рис. 3,б). Рушійне зусилля на валу електродвигуна має плавний характер зміни, проте значно перевищує силу опору, яка виникає під час пуску елеватора.

Разом з тим отримані закони керування пуском ківшового елеватора мають і певні недоліки, а саме ненульові прискорення першої та другої мас на початку руху, що призводить до додаткових навантажень в елементах приводного механізму. Необхідно також відмітити, що при збільшенні часу виходу на усталений режим руху t_1 втрічі – прискорення першої та другої мас наближуються до нуля.

Висновок. За допомогою варіаційних методів оптимізації синтезовано закон зміни приводного зусилля, за якого коливання рухомих елементів ківшового елеватора із завантаженою робочою гілкою до кінця періоду розгону усуваються. Поряд з цим встановлено, що отримані закони мають недоліки, які при подальшому дослідженні можливо усунути шляхом використання інших крайових умов та оптимізаційних критеріїв.

Список літератури

1. Максимів Ю.В. Напрями розвитку альтернативних джерел енергії: акцент на твердому біопаливі з деревної біомаси / Ю.В. Максимів // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України - 2010. – Вип. 20.8 – С.106–115.
2. Біопалива (технології, машини і обладнання) / [Дубровін В.О., Корчемний М.О., Масло І.П. та ін.]. – К.: ЦТІ "Енергетика і електрифікація", 2004. – 256 с.
3. Ловейкін В.С. Динаміка режиму руху вертикального ківшового елеватора із завантаженою гілкою / В.С. Ловейкін, В.А. Бортун // Підйомно-транспортна техніка – 2011. – № 1(37) – С. 67–78.
4. Беллман Р. Динамическое программирование / Р. Беллман [под. ред. Воробьева Н.Н.]. – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
5. Математическая теория оптимальных процессов / [Понтрягин Л.С., Болтнянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф.]. – М.: Физматгиз, 1961. – 392 с.
6. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
7. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
8. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
9. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л.Э. Эльсгольц. – М.: Наука, 1969. – 424 с.
10. Дьяконов В.П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / В.П. Дьяконов. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 696 с.

Приведен способ уменьшения колебаний элементов ленточных ковшовых элеваторов во время переходных процессов путем оптимизации режима пуска приводного механизма по кинематическому критерию.

Динамическая модель, математическая модель, ковшовый элеватор, оптимизация, топливные гранулы.

The way to reduce the oscillations of machines elements during transients by means of driving mechanism's start-up mode optimization by cinematic criterion has been resulted.

Dynamic model, mathematical model, bucket elevator, optimization, fuel wood granules.

УДК 621.524.1

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ РОБОТИ В СПРЯЖЕННІ ПЛАСТИНА-СТАТОР РОТАЦІЙНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ ДОІЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

**С.І. Павленко, кандидат технічних наук
Інститут механізації тваринництва НААН України
В.Ю. Дудін, інженер
Дніпропетровський державний аграрний університет
Е.Б. Алієв, аспірант
Інститут механізації тваринництва НААН України**

Проведені теоретичні дослідження умов роботи в парі тертя пластина–статор ротаційного вакуумного насосу з тангенційним розміщенням пластин індивідуальної доїльної установки дали змогу обґрунтовано вибрати матеріал пластини, який може працювати в умовах сухого тертя.

Доїльна установка, ротаційний вакуумний насос, пластина, показник PV.

Постановка проблеми. Необхідність змащення поверхонь тертя ротаційного вакуумного насосу обумовлюється матеріалами пари тертя: текстоліт (пластина) – чавун (статор). При роботі без змащення в парі спостерігається досить високий коефіцієнт тертя та підвищений знос текстоліту, а висока температура, яка виникає в зоні контакту, призводить до незворотної деструкції пластин. При