

УДК 621.867.3

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РУХУ СТІЧКОВОГО КОВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА

Ловейкін В.С., д.т.н.,

Бортун В.А., інженер*

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-82-99

Анотація – розроблено математичну модель динаміки руху ківшового елеватора та досліджено вплив жорсткості приводного механізму на рухомі елементи стрічкового ківшового елеватора.

Ключові слова – динамічна модель, математична модель, жорсткість, ківшовий елеватор, норія.

Постановка проблеми. Робота стрічкових ківшових елеваторів, особливо під час неусталених процесів, характеризується наявністю динамічних навантажень, які виникають у результаті нерівномірного руху стрічки. Така нерівномірність пов'язана із зачерпуванням ковшами сипкого вантажу і його вивільненням при розвантаженні. Також в процесі пуску до цих навантажень додаються і динамічні навантаження від зростання швидкості барабанів і стрічки до моменту часу, коли система виходить на усталений рух. Звичайно, що такі навантаження негативно впливають як на елементи конструкції елеватора, так і на транспортований вантаж. Одним із способів зменшення динамічних навантажень у елеваторах є оптимізація режимів руху [1]. Отже, для оптимізації режиму пуску ківшового елеватора необхідно розробити математичну модель, яка дозволить дослідити пускові навантаження в приводі та тяговому органі, а також вплив жорсткості приводного механізму на такі навантаження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням динаміки та створення математичних моделей конвеєрів з безкінечним тяговим елементом і великою кількістю мас присвячені роботи [2-8]. У цих роботах розглянуто динаміку руху ланцюгових та стрічкових конвеєрів, вантажонесучими органами яких є скребок або сама стрічка відповідно, під час неусталених процесів (пуск), проте не досліджено як впливає жорсткість привода на рухомі елементи конвеєра під час пуску. Крім того, одні математичні моделі є доволі спрощеними, а інші не

* Науковий керівник – д.т.н. Ловейкін В.С.,

© д.т.н. проф. Ловейкін В.С., інженер Бортун В.А.

можливо застосувати для вертикальних стрічкових ківшових елеваторів.

Мета дослідження полягає у розробці математичної моделі динаміки руху стрічкового ківшового елеватора та дослідженні впливу жорсткості привода на рухомі елементи норії.

Виклад основного матеріалу. Для розробки математичної моделі ківшовий елеватор представлено як механічну систему, у якій тяговий орган (стрічка) представлено у вигляді сукупності кінцевих пружних елементів. При розробці динамічної моделі вертикального ківшового елеватора використано такі припущення:

- ковші вважаються абсолютно твердими тілами і жорстко прикріпленими до стрічки, маси ковшів з вантажем на робочій гілці і маси ковшів на холостій, зведені до мас m_1, m_2 відповідно;
- вага стрічки конвеєра порівну розподілена між масами m_1, m_2 ;
- стрічка вважається абсолютно пружною і розділена між точками кріплення зведених мас m_1, m_2 на окремі пружні елементи з коефіцієнтами жорсткості c_1, c_2 ;
- вважаємо, що горизонтальні переміщення стрічки є незначними, тому їх не враховуємо;
- приводний механізм має пружні властивості, які визначаються коефіцієнтом жорсткості c_0 ;
- корпуси електродвигуна, редуктора та осі приводного та натяжного барабанів закріплені абсолютно жорстко.

Динамічна модель з врахуванням прийнятих припущень показана на рис. 1. На схемі прийняті наступні позначення: J_0 – зведений до осі обертання барабана момент інерції електродвигуна, редуктора, муфти; J_1 – момент інерції приводного барабана; J_2 – момент інерції натяжного барабана; M_p – зведений до осі обертання приводного барабана рушійний момент приводного механізму; M_o – зведений до осі обертання натяжного барабана момент сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем; m_1, m_2 – зведені до тягового органа маси ковшів з вантажем і без вантажу відповідно та маса стрічки порівну розподілена між цими масами; c_1, c_2 – коефіцієнти жорсткості стрічки на робочій та холостій гілках відповідно; R – радіус приводного і натяжного барабана; g – прискорення вільного падіння.

За узагальнені координати для математичного опису системи прийнято:

φ_0 – кутова координати повороту зведеної маси приводного механізму;

φ_1, φ_2 – кутові координати повороту приводного і натяжного барабанів відповідно;

x_1, x_2 – лінійні координати переміщення мас m_1, m_2 відповідно.

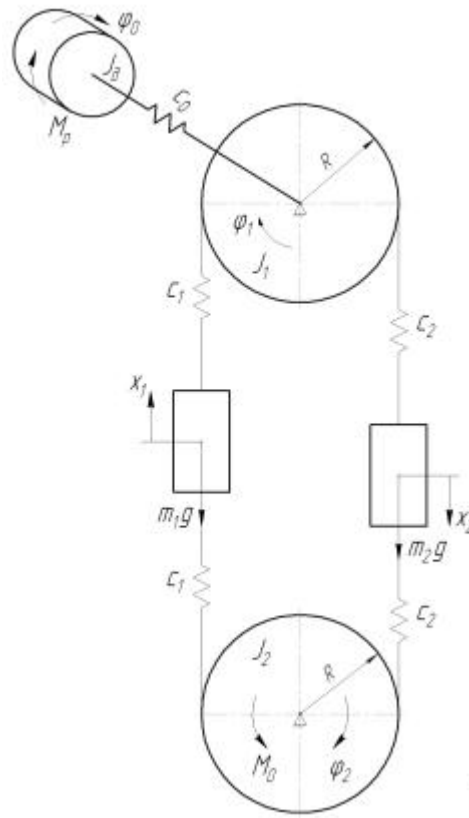


Рис. 1. Динамічна модель стрічкового ківшового елеватора.

Для такої динамічної моделі, за принципом д'Аламбера, складено диференціальні рівняння руху ківшового елеватора, які являють собою систему нелінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами [9]:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_p(\dot{\varphi}_0) - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - c_1(\varphi_1 R - x_1)R + c_2(x_2 - \varphi_1 R)R; \\ m_1 \ddot{x}_1 = c_1(\varphi_1 R - x_1) - c_1(x_1 - \varphi_2 R) - m_1 g; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(x_1 - \varphi_2 R)R - c_2(\varphi_2 R - x_2)R - M_o(\dot{\varphi}_2); \\ m_2 \ddot{x}_2 = c_2(\varphi_2 R - x_2) - c_2(x_2 - \varphi_1 R) + m_2 g. \end{cases} \quad (1)$$

Нелінійність системи викликана нелінійністю механічної характеристики приводного асинхронного двигуна, яка залежить від кутової швидкості приводного вала і визначається за допомогою рівняння Клосса [10]:

$$M_{\text{дв}} = \frac{2M_{\text{max}}}{\frac{s}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{s}}, \quad (2)$$

де s – ковзання електродвигуна, яке визначається за формулою:

$$s = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{дв}}}{\omega_0}. \quad (3)$$

Тут ω_0 , $\omega_{\partial\delta}$ – відповідно кутова швидкість ідеального холостого ходу асинхронного двигуна та її поточне значення; M_{max} – максимальний момент на валу двигуна (береться з каталогу на електродвигуни); $s_{кр}$ – критичне ковзання електродвигуна, яке відповідає максимальному моменту. Остаточний вираз для рушійного моменту, приведеного до приводного барабана, має вигляд:

$$M_p = \frac{2M_{max}}{\frac{1 - \omega \cdot u / \omega_0}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{1 - \omega \cdot u / \omega_0}} \cdot u \cdot \eta, \quad (4)$$

де ω – кутова швидкість приводного барабана; u – передаточне число приводного механізму від двигуна до барабана; η – к.к.д. приводного механізму.

Момент сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем визначається залежністю:

$$M_o(\varphi) = (m_e + m_k) \cdot g \cdot R \cdot S_1 - m_k \cdot g \cdot R \cdot S_2 + [m_z(\varphi) + m_k] \cdot g \cdot R - [m_p(\varphi) + m_k] \cdot g \cdot R + F_{оз}(\dot{\varphi}_2(t))R_1, \quad (5)$$

де R_1 – відстань від осі повороту барабана до кромки ковша, яка занурюється в сипкий матеріал; m_e , m_k – маси вантажу в ковші та ковша відповідно; S_1 , S_2 – кількість відповідно завантажених і порожніх ковшів; $F_{оз}(\dot{\varphi}_2(t))$ – сила опору зачерпуванню сипкого матеріалу, яка залежить від кутової швидкості натяжного барабана і згідно [7, 11] визначається залежністю:

$$F_{оз} = 1,1 \cdot m_{зб} \cdot (\dot{\varphi}_2(t))^2 \cdot R, \quad (6)$$

де $m_{зб}$ – маса зони випирання, яка виникає перед ковшем при зачерпуванні вантажу.

У виразі (5) функції зміни маси вантажу в ковшах елеватора при завантаженні m_z та розвантаженні m_p сипкого матеріалу (зерна) можна апроксимувати наступними залежностями, які є функціями кута повороту натяжного барабана φ_2 на ділянці завантаження та кута повороту приводного барабана φ_1 при розвантаженні відповідно (приймаємо, що процеси завантаження і розвантаження відбуваються одночасно на ділянці рівній куту повороту приводного барабана φ_0):

$$m_z(\varphi) = m_1 \cdot \left(6 - 8 \frac{\varphi_2}{\varphi_0} + 3 \frac{\varphi_2^2}{\varphi_0^2} \right) \cdot \frac{\varphi_2^2}{\varphi_0^2}; \quad (7)$$

$$m_p(\varphi) = m_1 \cdot \left(1 - 4 \frac{\varphi_1^3}{\varphi_0^3} + 3 \frac{\varphi_1^4}{\varphi_0^4} \right). \quad (8)$$

На основі системи диференціальних рівнянь (1) з урахуванням залежностей (4) – (8), в програмі *Mathematica 7.0*, виконано моделювання процесу пуску норії із завантаженою робочою гілкою при різній

жорсткості приводного механізму c_0 . У якості прикладу прийнято стрічковий ківшовий елеватор типу – *Норія І – 7/3* ГОСТ 10190 – 70 з такими вихідними даними: $J_0=0,835 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_1=1,16 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_2=1,16 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $m_1=25,4 \text{ кг}$, $m_2=16,5 \text{ кг}$, $R=0,2 \text{ м}$, $c_0=750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $c_1=c_2=50000 \text{ Н}/\text{м}$, $M_{\max}=3,837 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $s_{\text{кр}}=0,4$, $u=23,6$, $\eta=0,9$, $\omega_0=6,656 \text{ рад}/\text{с}$, $S_1=11$, $S_2=10$, $m_6=0,7 \text{ кг}$, $m_{\kappa}=1,2 \text{ кг}$, $m_{36}=2 \text{ кг}$.

У результаті проведених розрахунків отримано графіки зміни швидкостей мас m_1 , m_2 та кутових швидкостей приводного механізму, приводного і натяжного барабанів, які приведені на рисунках 2 – 6.

□'0 t рад □

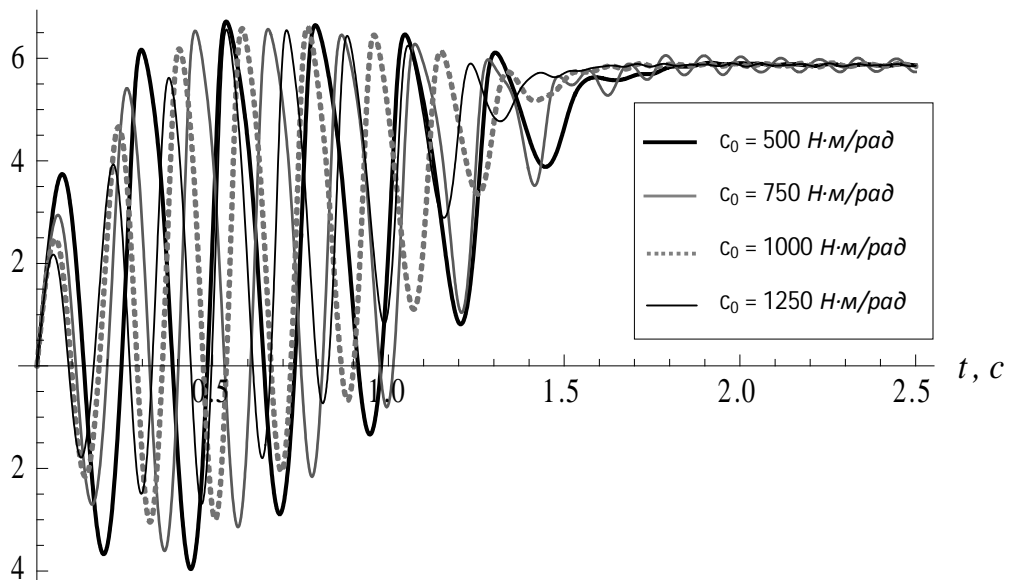


Рис. 2. Графік зміни кутової швидкості вихідного валу мотор-редуктора в часі при різних жорсткостях приводного механізму.

□'1 t рад □

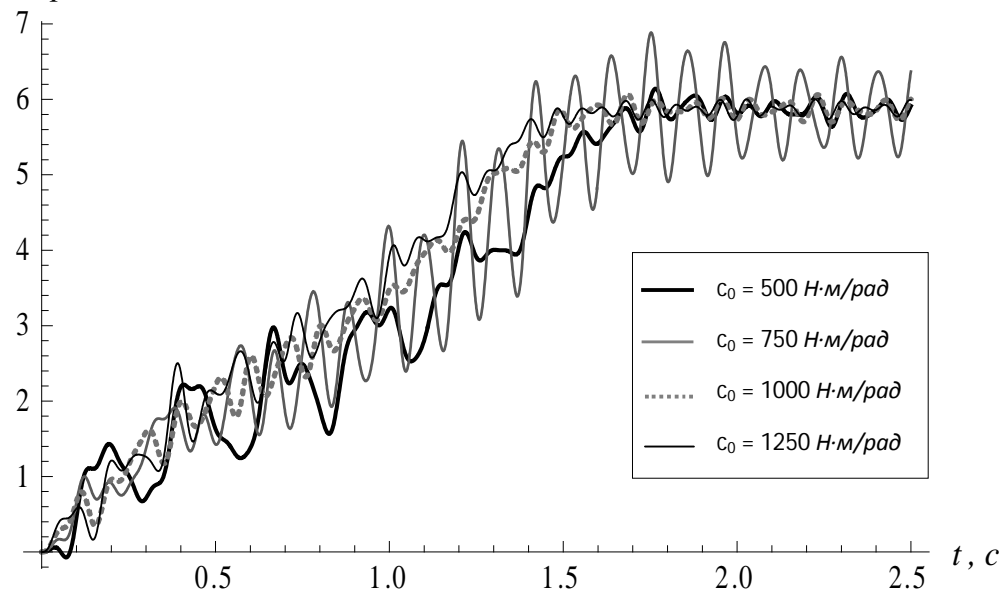


Рис. 3. Графік зміни кутової швидкості приводного барабана в часі при різних жорсткостях приводного механізму.

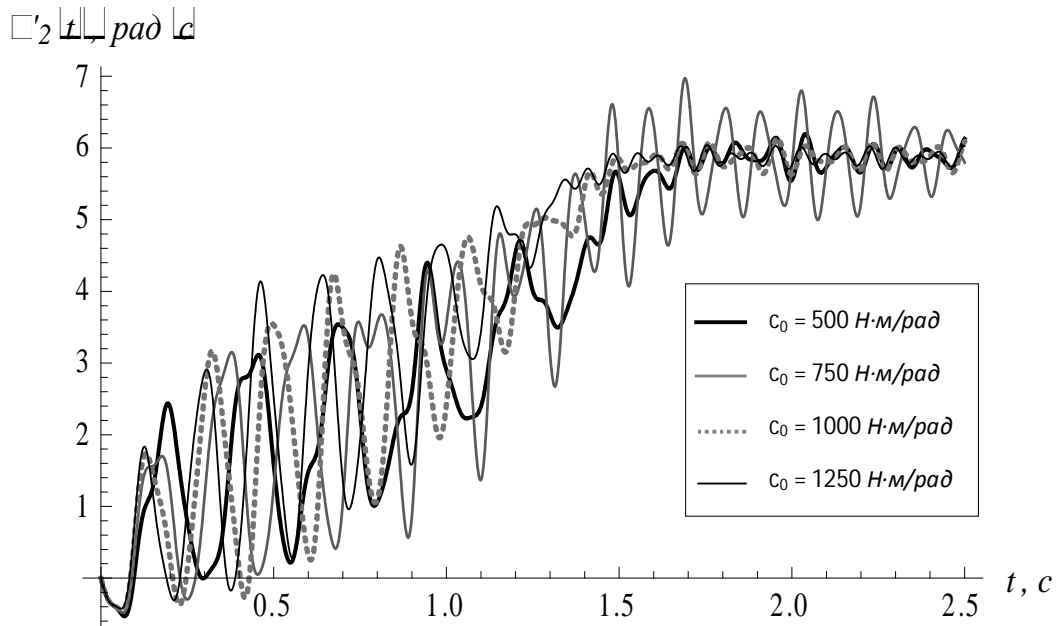


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості натяжного барабана в часі при різній жорсткості приводного механізму.

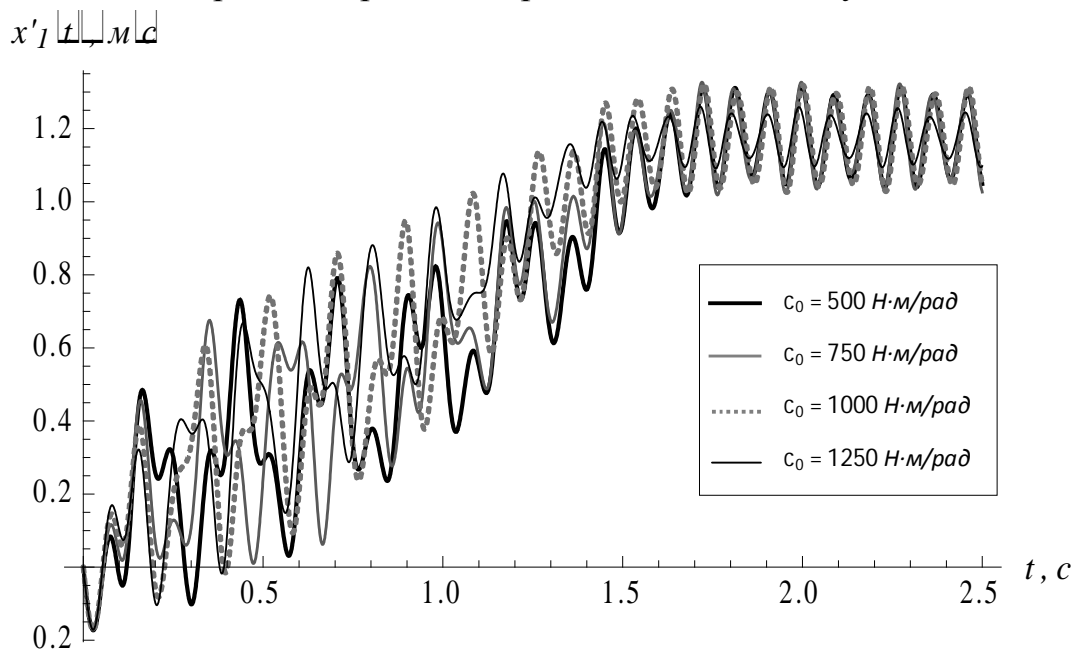


Рис. 5. Графік зміни швидкості першої маси в часі при різній жорсткості приводного механізму.

З отриманих графічних залежностей видно, що на ділянці пуску ківшового елеватора мають місце коливальні процеси, які призводять до різкої зміни швидкості всіх рухомих елементів конвеєра як по величині, так і за напрямом дії. Найбільше це помітно на приводі, приводному і натяжному барабанах (внаслідок пружних властивостей стрічки) і стрічці. Такий характер пуску призводить до значних інерційних навантажень на рухомі елементи та можливого висипання частини транспортованого вантажу з ковшів, що знижує якість транспортування та продуктивність конвеєра.

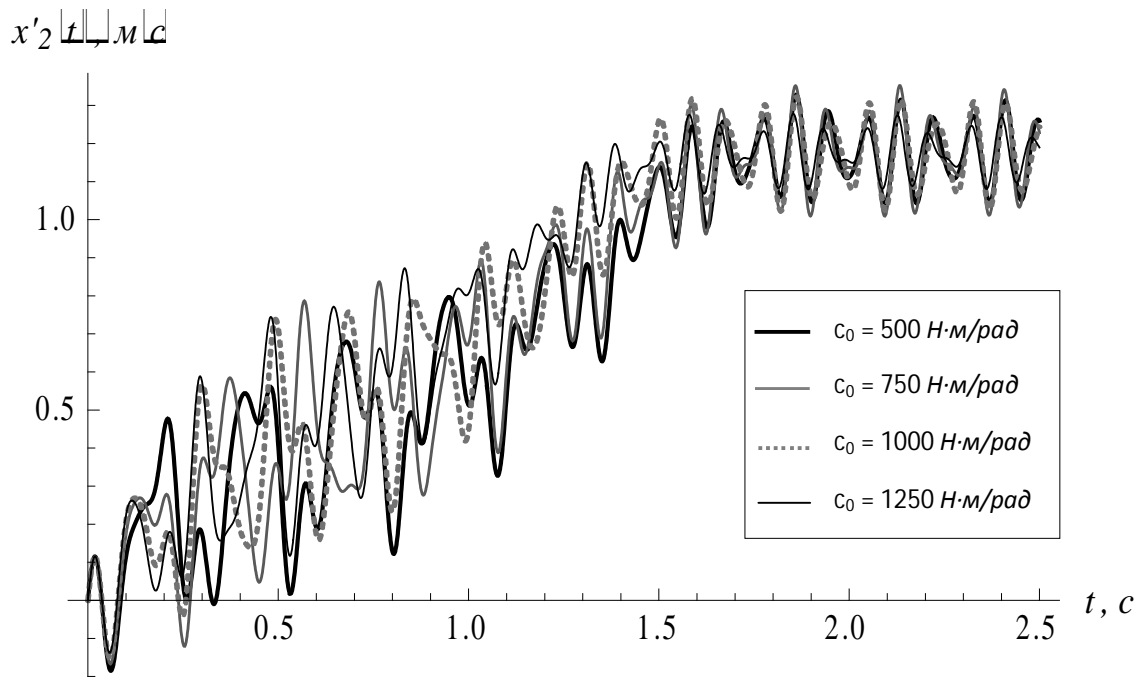


Рис. 6. Графік зміни швидкості другої маси в часі при різній жорсткості приводного механізму.

Проаналізувавши отримані графіки необхідно відмітити, що жорсткість приводного механізму значно впливає на коливні процеси під час пуску, наприклад, при жорсткості $1250 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ спостерігається швидше затухання коливних процесів на приводному механізмі і барабанах, ніж при інших жорсткостях. Проте при жорсткості $750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$, на відміну від жорсткості $500 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$, спостерігається значна амплітуда коливань швидкості приводного та натяжного барабанів, що вказує на близькість власних і вимушених частот коливань системи. Тому при проектуванні таких елеваторів необхідно використовувати приводні механізми з коефіцієнтами жорсткості, які б не потрапляли у зону $750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$.

Жорсткість привода по різному впливає на сам привод, барабани і стрічку. Особливо це помітно на стрічці, оскільки вона є пружним елементом і має свою жорсткість, тому різниця між коливаннями спричиненими жорсткостями $500 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ і $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ є незначною, виключення становить жорсткість $1250 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$, так як амплітуда коливань при такій жорсткості є найменшою.

Висновки. Розроблена математична модель динаміки руху стрічкового ківшового елеватора дозволяє проаналізувати режими руху як на ділянках перехідних процесів, так і на ділянці усталеного руху. З наведеного аналізу руху елеватора видно, що під час пуску мають місце значні коливні процеси, які є небажаними при роботі конвеєра, оскільки є причиною динамічних навантажень. Також, виходячи з аналізу залежностей (рис. 2 – 6), необхідно зауважити те, що жорст-

кість приводного механізму має значний вплив на коливальні процеси у системі і потребує детального обґрунтування, особливо при виборі типу привода ківшового елеватора, так як деякі жорсткості можуть значно збільшувати коливальні процеси, а разом і навантаження, порівняно із жорсткостями меншими за величиною. Разом з тим, необхідно відмітити, що жорсткість приводного механізму практично не впливає на коливання ковшів як на робочій, так і на холостій гілках конвеєра. Усунути ці коливання можна тільки за рахунок оптимізації режиму пуску ківшового елеватора.

Література.

1. *Ловейкін В.С.* Динамічна оптимізація підйомних машин / *В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров.* – Х.: ХНАДУ, 2002. – 291 с.
2. *Корнеев С.В.* Динамика забойных сербковых конвейеров с гидравлическими натяжными устройствами // *С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова.* – Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета, вып. 28. – Алчевск: ДонГТУ. – 2009. – С. 44-51.
3. *Кондрахин В.П.* Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера // *Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др.* – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 16, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
4. *Кондрахин В.П.* Моделирование пусковых режимов скребкового конвейера типа КСД // *Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др.* – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 13, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
5. *Спиваковский А.О.* Теория ленточных конвейеров / *А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев.* – М., 1982. – 192 с.
6. *Хорольський І.М.* Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / *Хорольський І.М.* – Л.: Видво держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
7. *Чугреев Л.И.* Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / *Чугреев Л.И.* – М.: Недра, 1976.- 256 с.
8. *Штокман И.Г.* Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / *Штокман И.Г.* – М.: Углетехиздат, 1959. – 290 с.
9. *Ловейкін В.С.* Теорія технічних систем: навч. посібник. / *Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г.* – Київ-Полтава: ПДТУ, 1998. – 175 с.

10. *Чиликин М.Г.* Общий курс электропривода: учебник [для студентов вузов] / *М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер.* – [6-е изд., доп. и перераб.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
11. *Турчин В.С.* Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01/ *Турчин Вячеслав Семёнович.* – Оренбург, 2005. – 187 с.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕНТОЧНОГО КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА

Ловейкин В.С., Бортун В.А.

Аннотация

Разработана математическая модель динамики движения ковшового элеватора, а также исследовано влияние жесткости приводного механизма на движущиеся элементы ленточного ковшового элеватора.

THE MOVEMENT DYNAMICS ANALYSIS OF THE BELT BUCKET ELEVATOR

Loveykin V., Bortun V.

Summary

The movement dynamics mathematical model of the bucket elevator has been developed, and also the influence of the drive unit rigidity on movable elements of the bucket elevator has been investigated.