

УДК 621.82

Дячун А.Є. к.т.н., Ляшук О.Л. к.т.н., Любачівський Р.О.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО КОНВЕЄРА

Dyachun A., Lyashuk O., Lyubachivskij R.

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, Ukraine (dyachun\_andriy@ukr.net)

### INVESTIGATION OF THE DYNAMICS OF SCREW SECTIONAL CONVEYORS

*Исследовано динаміку винтових конвеєрів як многозв'язної механічної моделі. Приведенная конструкция гибкого секционного винтового конвейера с болтовым эллипсным соединением секций. Представлена сложная система нелинейных дифференциальных уравнений, которые развязаны числовым методом Рунге-Кутты с использованием компьютерной программы и построением графических зависимостей динамических нагрузок в разных режимах работы конвейера.*

*На основе теоретических исследований построены графические зависимости изменения углов относительного поворота секций винтового конвейера, относительной скорости поворота секций во времени при разных режимах нагрузок. Приведенные зависимости динамических моментов между секциями винтового конвейера при постепенной нагрузке.*

*Ключевые слова:* винтовой рабочий орган, секции, момент, винтовой конвейер.

**Постановка проблеми.** Робота більшості транспортуючих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. В практиці транспортування сипких вантажів за допомогою гвинтового конвеєра часто спостерігаються випадки його пуску в завантаженому стані, після попередньої зупинки без вивантаження вмісту, наприклад у дозаторах чи навантажувачах зерна, піску, інших матеріалів. Явища, які виникають у цьому випадку, суттєво відрізняються від пуску порожнього гвинтового конвеєра. Крім цього, зовнішні навантаження на робочі елементи конвеєрів носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи конвеєра, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних частин конвеєра. За різними даними стійкість суцільних шнеків, які працюють на криволінійних трасах з малими локальними радіусами кривизни не перевищує 40 год. роботи, внаслідок циклічних знакозмінних навантажень. Тому одним із напрямків вирішення даної проблеми є застосування секційних гвинтових робочих органів шарнірно з'єднаних між собою.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, технологічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик секційних гвинтових робочих органів викладені в багатьох літературних джерелах. Серед них роботи Григорьева А.М.[1], Гевка Б.М. [2], Рогатинського Р.М. [3], Герман Х [4] та інші. У роботах [5] та [6] представлено двохмасові та трьохмасові динамічні моделі гвинтових конвеєрів і змішувачів, проведено аналіз складових елементів диференціальних рівнянь. Проте не враховано змінні навантаження, що виникають у гвинтових конвеєрах, та не розглянуто детально моменти інерції елементів системи.

**Мета роботи.** Метою роботи є дослідження динаміки гнучкого гвинтового секційного конвеєра як багатоланкової механічної моделі.

**Реалізація роботи.** В процесі роботи гвинтових робочих органів гвинтового секційного конвеєра (рис. 1) виникають навантаження, що спричиняють вихід із ладу його робочих частин, коли кут відносного повертання між двома сусідніми секціями перевищує допустимий, що визначається із умови міцності складових частин конвеєра. При цьому встановлено, що величина кута відносного повертання при динамічних навантаженнях перевищує величину при статичних навантаженнях.

На основі вищесказаного виникає необхідність у дослідженні динамічних навантажень на елементи гвинтового секційного конвеєра та характер переміщення його складових. Ці переміщення можна знайти за допомогою вирішення диференціальних рівнянь руху. Для спрощення розрахунків здійснюємо деяку ідеалізацію системи, не враховуючи другорядні фактори.

Гнучкий гвинтовий секційний робочий орган конвеєра (рис. 1) виконано у вигляді послідовно розміщених спіралей 1 і 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з окремими секціями 3 і 4 оправки. Ці секції внутрішніми еліпсними отворами 5 є у жорсткій взаємодії з болтовим еліпсним з'єднанням 6 з еліпсним поперечним січенням через пружний циліндричний кільцевий елемент 7, який вільно встановлений між двома секціями на тілі еліпсного болта. При цьому у лівій секції оправки 3 виконано напівсферичний отвір

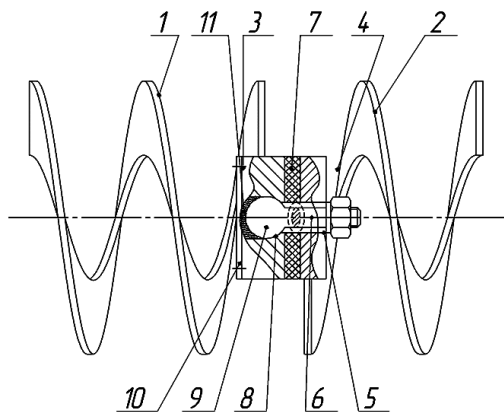


Рис. 1. Конструктивна схема гвинтового секційного робочого органу конвеєра

8, який є у взаємодії з сферичною головкою 9 еліпсного болта 6 і закритий кришкою відомої конструкції з в'язким мастилом 11. При цьому спіралі 1 і 2 мають можливість гнучкості однієї відносно іншої за рахунок сферичної поверхні 8, зазорів між болтовим з'єднанням і зазору між секціями оправок 3 і 4.

Розрахункову схему гвинтового секційного робочого органу конвеєра можна представити так, як це показано на (рис.2.) Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані між собою пружними зв'язками, які допустимо невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів знехтувано.

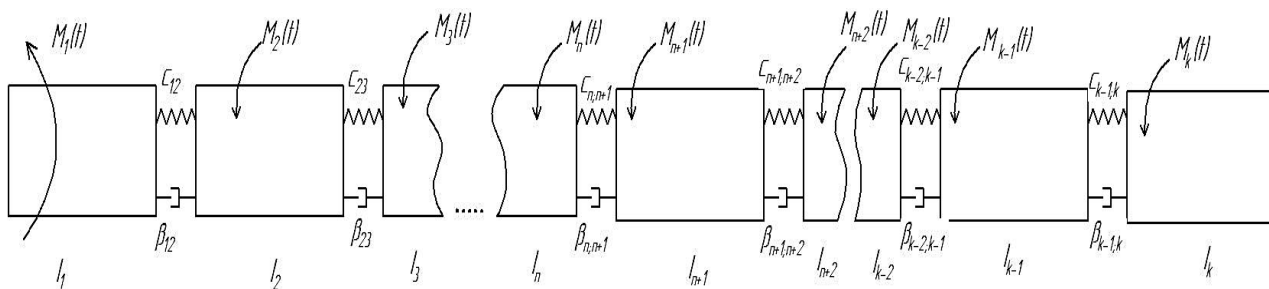


Рис. 2. Розрахункова схема гвинтового секційного робочого органу конвеєра

До зосереджених мас віднесено:  $I_1$  – момент інерції ротора двигуна;  $I_2... I_k$  – моменти інерції секцій конвеєра, де  $k$  – кількість секцій конвеєра. Крім цього, на рисунку 2 показано  $C_{12}$  – жорсткість з'єднання між двигуном та першою секцією конвеєра,  $C_{12}... C_{k-1,k}$  – жорсткості з'єднань між секціями конвеєра,  $\beta_{12}$  – коефіцієнт демпфування між двигуном і першою секцією,  $\beta_{23} - \beta_{k-1,k}$  – коефіцієнти демпфування між сусідніми секціями. Двигун створює момент приводу  $M_1(t)$ , при цьому на кожній секції виникає момент опору  $M_2(t)...$   $M_k(t)$ .

Для початку роботи конвеєра можна виділити етапи поступового зростання моментів опору  $M_k(t)$  на кожній секції через певні проміжки часу по мірі переміщення вантажу.

Оскільки подача вантажу здійснюється поступово, зростання моментів опору  $M_k(t)$  представлено зростаючими постійними залежностями із наступною стабілізацією на певному максимальному рівні.

Залежність моментів опору окремих секцій гвинтового конвеєра представимо функціями:

$$M_{k1}(t) = \frac{M_{k \max}}{t_n} (t - (k-1)t_1), \tag{1}$$

де  $M_{k1}(t)$  - момент опору на  $k$ -ій секції конвеєра, Н·м;

$M_{k \max}$  – максимальний момент опору на  $k$ -ій секції, Н·м;

$t_n$  – час, на протязі якого проходить поступове навантаження секції, с;

$t_1$  – час, на протязі якого відбувається переміщення вантажу між сусідніми секціями, с.

Час переміщення вантажу між сусідніми секціями визначають за формулою:

$$t_1 = \frac{2\pi(L_c + l_1)}{T \cdot (\omega - \omega_g)}, \tag{2}$$

де  $L_c$  – довжина секції, м;

$l_1$  – відстань між секціями, м;

$\omega$  – кутова швидкість обертання секцій, рад/с;

$\omega_g$  – кутова швидкість обертання вантажу, рад/с;

$T$  – крок витків секцій, м.

Використовуючи рівняння (1), моменти опору представимо залежностями:

$$M_k(t) = \frac{M_{k1}(t) + M_{k \max}(t) - |M_{k1}(t) - M_{k \max}(t)| + |M_{k1}(t) + M_{k \max}(t) - |M_{k1}(t) - M_{k \max}(t)||}{4} \tag{3}$$

Зміну моменту навантаження згідно рівняння (3) представлено у вигляді графіків на (рис.3).

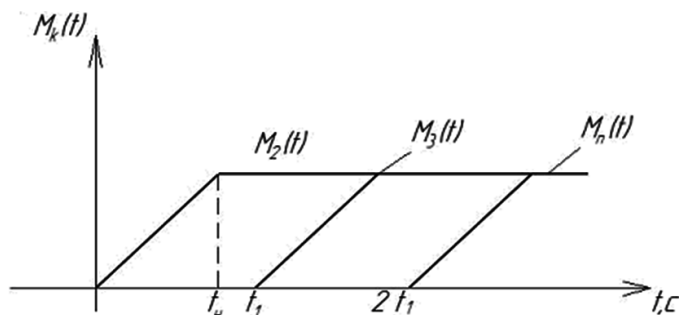


Рис. 3. Графіки зміни моментів опорів на гвинтових секціях конвеєра

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено систему диференціальних рівнянь згідно розрахункової схеми на (рис. 2).

$$\left. \begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= -M_1(t); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \beta_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) &= M_2(t); \\ \dots\dots\dots \\ I_n \cdot \ddot{\varphi}_n - C_{n;n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}) + C_{n+1;n+2}(\varphi_{n+1} - \varphi_{n+2}) - \beta_{n;n+1}(\dot{\varphi}_n - \dot{\varphi}_{n+1}) + \beta_{n+1;n+2}(\dot{\varphi}_{n+1} - \dot{\varphi}_{n+2}) &= M_n(t); \\ \dots\dots\dots \\ I_k \cdot \ddot{\varphi}_k - C_{k-1;k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) - \beta_{k-1;k}(\dot{\varphi}_{k-1} - \dot{\varphi}_k) &= M_k(t). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Початкові умови для системи рівнянь (4) наступні:

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = 0; \quad \dots \quad \varphi_k(0) = 0; \\ \dot{\varphi}_1(0) = \omega_0 \text{ рад/с, } \dot{\varphi}_2(0) = \omega_0 \text{ рад/с, } \dots, \dot{\varphi}_k(0) = \omega_0 \text{ рад/с,} \end{aligned} \quad (5)$$

де  $\omega_0$  - початкова кутова швидкість обертання секцій, рад/с.

Момент інерції секцій конвеєра із вантажем визначаємо за формулою:

$$I_k = \pi D^2 L_c \rho \rho \left( \frac{T^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi})^2}{128} \right) + \frac{k_c \left( n_1 \rho_1 h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2 (R^2 - r^2)} \right)}{2}, \quad (6)$$

де  $D$  - зовнішній діаметр секції конвеєра, м;

$\varphi$  - коефіцієнт заповнення міжвиткового простору;

$\rho$  - густина матеріалу, який піддається транспортуванню, кг/м<sup>3</sup>;

$k_c$  - коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості шарнірів;

$\rho_1$  - густина матеріалу витків, кг/м<sup>3</sup>;

$n_1$  - кількість витків секції;

$h$  - товщина поперечного січення витка секції, м.

$R$  - зовнішній радіус секції, м;

$r$  - внутрішній радіус секції, м.

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (4) з початковими умовами (5) доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

Величини деформації секцій конвеєра визначаємо за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 &= \varphi_1 - \varphi_2; \\ \psi_2 &= \varphi_2 - \varphi_3; \\ \dots\dots\dots \\ \psi_{k-1} &= \varphi_{k-1} - \varphi_k. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Деформацію останньої ланки відносно першої знаходимо за формулами:

$$\gamma_1 = \psi_1 + \psi_2 + \dots + \psi_k; \quad (8)$$

$$\gamma_1 = \varphi_1 - \varphi_k. \quad (9)$$

Якщо у спряженнях секцій є зазори, то необхідно врахувати повертання секцій на його величину. Оскільки зазори порівняно малі, то кут повороту на величину зазору знаходимо за формулою:

$$\gamma_2 = \frac{\delta}{R_2}, \quad (10)$$

де  $\delta$  - величина зазору, м;  
 $R_2$  - радіус спряження секцій, м.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі (рис. 4 і 5), відносної швидкості повороту секцій в часі (рис. 6 і 7), динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі (рис. 8 і 9).

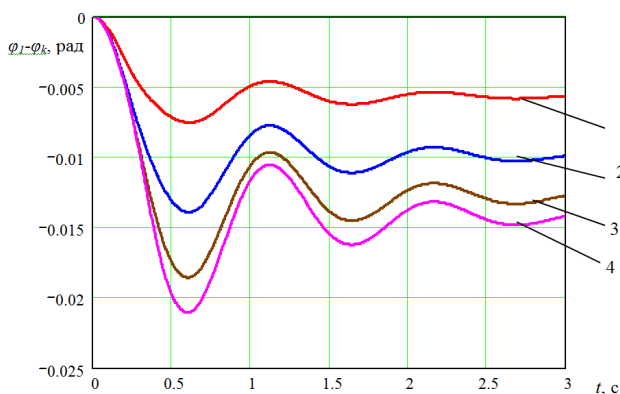
Кут повороту останньої ланки секцій відносно першої визначали за формулою:

$$\gamma_{2\Sigma} = \frac{1}{R} \cdot \sum_{k=1}^{k-1} \delta_k \quad (11)$$

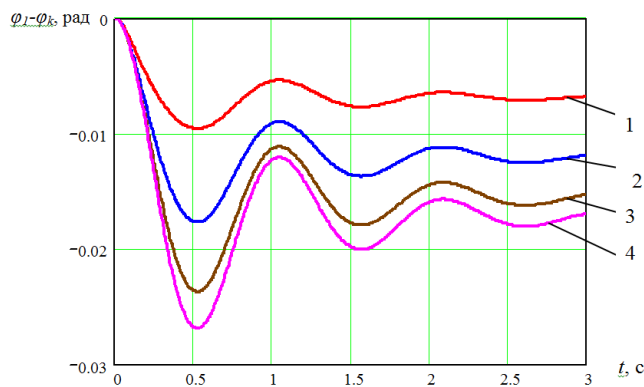
Жорсткості секцій шнека  $C_{23} \dots C_{k-1,k}$  залежить від жорсткості гвинтових елементів і визначається за формулою:

$$C_{23} = \frac{EI_x \cdot \cos^2 \alpha + GI_p \cdot \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha\right) \cdot \frac{L_c}{\sin \alpha}}, \quad (12)$$

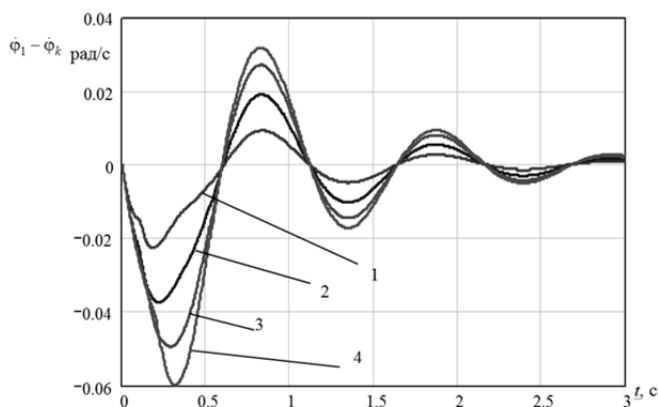
де  $E$  – модуль пружності I роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;  
 $I_x$  – осьовий момент інерції поперечного січення витка гвинтового елемента, мм<sup>4</sup>;  
 $\alpha$  – середній кут нахилу витків гвинтового елемента, рад;  
 $G$  – модуль пружності II роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;  
 $I_p$  – полярний момент інерції поперечного січення гвинтового елемента, мм<sup>4</sup>.



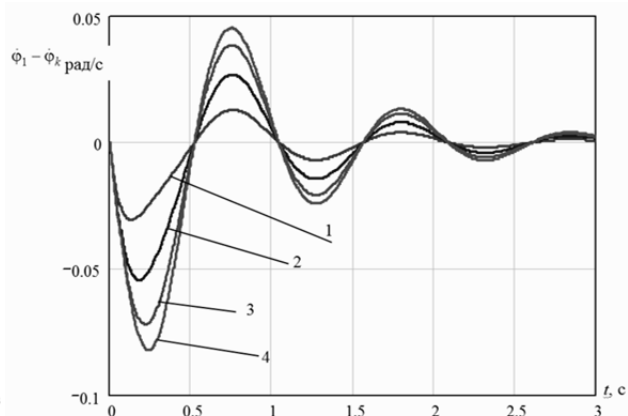
**Рис. 4.** Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра:  
 1 -  $\varphi_1 - \varphi_2$ ; 2 -  $\varphi_1 - \varphi_3$ ; 3 -  $\varphi_1 - \varphi_4$ ; 4 -  $\varphi_1 - \varphi_5$



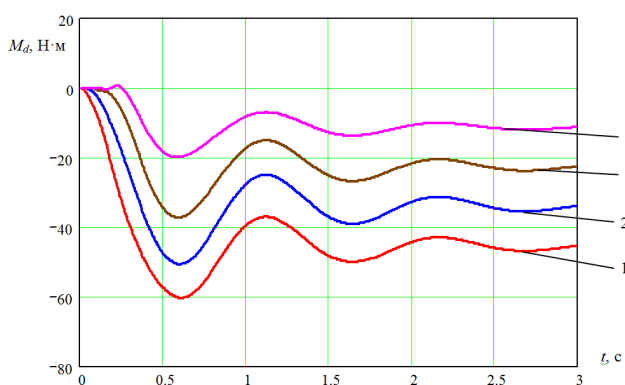
**Рис. 5.** Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра:  
 1 -  $\varphi_1 - \varphi_2$ ; 2 -  $\varphi_1 - \varphi_3$ ; 3 -  $\varphi_1 - \varphi_4$ ; 4 -  $\varphi_1 - \varphi_5$



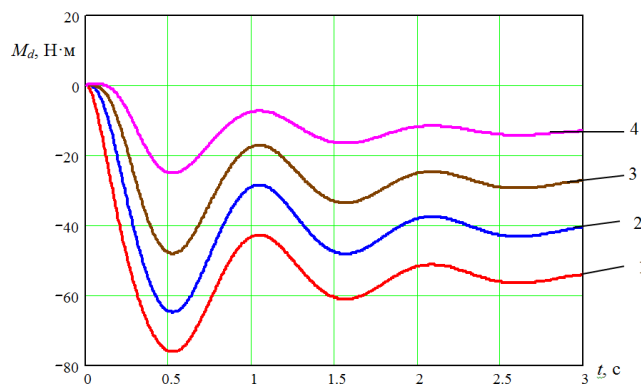
**Рис. 6.** Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2$ ; 2 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3$ ; 3 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_4$ ; 4 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_5$



**Рис. 7.** Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра: 1 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2$ ; 2 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3$ ; 3 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_4$ ; 4 -  $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_5$



**Рис. 8.** Графік зміни динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра:  
1 – між двигуном і першою секцією;  
2 – між першою і другою секцією;  
3 – між другою і третьою секцією;  
4 – між третьою і четвертою секцією



**Рис. 9.** Графік зміни динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра:  
1 – між двигуном і першою секцією;  
2 – між першою і другою секцією;  
3 – між другою і третьою секцією;  
4 – між третьою і четвертою секцією

Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі їх складові визначалися експериментально. Із представлених графічних залежностей видно, що зміна кутів повороту і відносна швидкість секційних конвеєрів в часі зменшується і процес транспортування сипких матеріалів стабілізується. Навантаження на елементи системи є більшими при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра ніж при поступовому навантаженні секційного конвеєра.

**Висновок.** На основі теоретичних досліджень побудовані графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра, відносної швидкості повороту секцій в часі при різних режимах навантажень. Виведені аналітичні залежності для визначення опору, часу переміщень вантажу між сусідніми секціями і величину деформацій секцій.

**Анотація.** Досліджено динаміку гвинтових конвеєрів як багатоланкової механічної моделі. Приведена конструкція гнучкого секційного гвинтового конвеєра з болтовим еліпсним з'єднанням секцій. Представлена складна система нелінійних диференціальних рівнянь, які розв'язані числовим методом Рунге-Кутта з використанням комп'ютерної програми і побудови графічних залежностей динамічних навантажень в різних режимах роботи конвеєра.

На основі теоретичних досліджень побудовані графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра, відносної швидкості повороту секцій в часі при різних режимах навантажень. Наведені залежності динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра при поступовому навантаженні.

**Ключові слова:** гвинтовий робочий орган, секції, момент, гвинтовий конвеєр.

**Abstract.** The dynamics of screw conveyors has been investigated as multi mechanical model. Theoretical basis and methods for determining the design, kinematic, dynamic, technological, functional, performance and other parameters and characteristics of sectional screw working bodies presented in the literature. But, variable loads, which arise in screw conveyers does not taken into account, and the moments of inertia of the system elements not discussed in detail.

During the screw sectional conveyer work, loads, which cause break down it's working elements, arise when relative rotation angle between two adjacent sections exceeding allowable, as determined from conveyor parts condition of strength. It was found that the relative rotation angle value at dynamic loads greater than the value at static loads.

The construction of flexible sectional conveyer with bolted ellipse connections of the sections was represented. The system of nonlinear differential equations was composited, which were solved by Runge-Kutt numeral method with using a computer program with built graphic dependences of the dynamic loads in different regimes of the conveyer work.

Graphical dependencies of relative rotation angles changes of screw conveyor sections, and of relative speed of rotation of sections in time due to different modes of loads, based on theoretical studies were built. Dependencies of dynamic moments between screw conveyor sections with a progressive load.

**Keywords:** screw working organ, sections of, moment, screw conveyer

#### Бібліографічний список використаної літератури

1. Григорьев А.М. Гибкие шнеки. / А.М. Григорьев, П.А. Преображенский // – К.: Знание, 1967. – 245 с.
2. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. - Львів.: Світ: 1993. - 208 с.
3. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. на здобуття вченого ступення док. техн. наук: спец. 05.20.01, «Механізація сільськогосподарського виробництва», 05.05.05 «Підйомно-транспортні машини» / Рогатинський Роман Михайлович – К., 1997. – 502 с.
4. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ / Х. Герман// – Л.: Машиностроение, 1975.- 148 с.
5. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С. С. Иванов// - Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
6. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник / В.О. Малащенко// - Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.

#### References

1. Grigor'ev A.M., Preobrazhenskij P.A. Gибkie shneki [Flexible augers] Kyiv: Znanie, 1967. p.245.
2. Mehanizmi z gvintovimi pristrojami [Mechanisms with screw devices] Gevko B.M., Danil'chenko M.G., Rogatins'kij R.M., Pilipec' M.I., Matvijchuk A.V. L'viv: Svit: 1993. p208.
3. Rogatins'kij R.M. Mehaniko-tehnologichni osnovi vzaemodii shnekovih robochih organiv iz sirovinoju sil'skogospodars'kogo virobnictva: dis. na zdobuttja vchenogo stupennja dok. tehn. nauk: spec. 05.20.01, «Mehanizacija sil'skogospodars'kogo virobnictva», 05.05.05 «Pidjomno-transportni mashini» (Mechanical and technological bases of interaction screw the working bodies of the raw agricultural) Rogatins'kij Roman Mihajlovich. Kyiv. 1997. p.502.
4. German H. Shnekovye mashiny v tehnologii FRG [Screw machines in technology of FRG] Leningrad: Mashinostroenie, 1975. p.148.
5. Rjahovskij O.A., Ivanov S. S. Spravochnik po muftam [The directory by couplings] Lvov: Politehnika, 1991. p.384.
6. Malashhenko V.O. Mufti privodiv. Konstrukcii ta prikladi rozrahunku. Navchal'nij posibnik. V.O. Malashhenko [Coupling of drives. Constructions and examples of calculation] L'viv: Vidavnicтво Nacional'nogo universitetu «L'vivs'ka politehnika», 2006. p.196.

Подана до редакції 15.03.2013