

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОК НА ОСНОВНОЙ МЕХАНИЗМ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

Представлено методику аналізу навантажень на основний механізм конвеєра (конвеєра-живильника), що сприймають вантажопотік від транспортних засобів циклічної дії, що враховує особливості формування вантажопотоку живильниками різних типів, розрахунку розподілу натягу в контурі стрічки, стискального зусилля і споживаної приводом потужності.

DYNAMIC MODELLING OF LOADINGS ON THE BASIC MECHANISM OF MACHINES OF CONTINUOUS TRANSPORT

The technique of the analysis of loadings on the basic mechanism of the conveyor (conveyor - feeder), perceiving a freight traffic from vehicles of the cyclic action, taking into account features of formation of a freight traffic is submitted by feeders of various types, the calculation of distribution of a tension in a contour of a tape, traction effort and capacity consumed by a drive is resulted.

Реально формируючіся грузопотоки машин неперервного транспорту сучасних підприємств не являються стабільними, що в значительній ступені обумовлено як сопряжением з циклічно працюючим обладнанням, так і нерівномірністю грузопотока засобів дозування [1]. Проектування транспортного обладнання для таких умов, зокрема, ленточних конвеєрів або конвеєрів-питателів, що сприймають грузопотік від засобів циклічного транспорту або в технологічних ланках з циклічною загрузкою, сопряжено з труднощами розрахунку пропускної спроможності, встановленої потужності приводу і, як правило, призводить до завищених значень цих параметрів. Зміни інтенсивності поступаючого грузопотока призводять також до перерозподілу натягу контуру ленти, додатковому навантаженню натяжного пристрою. Складність розрахунку навантажень на ланку основного механізму [2] обумовлені сукупністю лінійних і нелінійних складових динамічних процесів в механічній системі конвеєра. Застосування методів комп'ютерного моделювання динамічних процесів в ленточних конвеєрах [3, 4] на основі еластичної і в'язкоеластичної одномерної моделі робочого органу [5, 6] дозволяє виконати аналіз пускових процесів, але не забезпечує виконання розрахунку при змінюючійся погонній навантаженні.

Ціль роботи – створення методу чисельного моделювання навантажень на основний механізм машин неперервного транспорту, що сприймають циклічно поступаючий грузопотік (можливо випадково формований) произвольної характеристики, і навантаження на механізм розтягування контуру ленти.

1. Виконимо проектування моделі в логіці цифрової обробки сигналів. При розробці математичної моделі за основу приймемо конструкцію ленточного конвеєра-питателя, (отримані залежності внаслідок достатньої общності застосовані і до інших типів машин). В якості одиничних блоків моделі виділимо елементи конструкцій реальних машин – обладнання приводу, натяжного механізму, вантажної і порожньої гілки і пр., представлені сукупністю одиничних мас, об'єднаних відповідними кінематичними, силовими і функціональними зв'язками (рис. 1, 2).

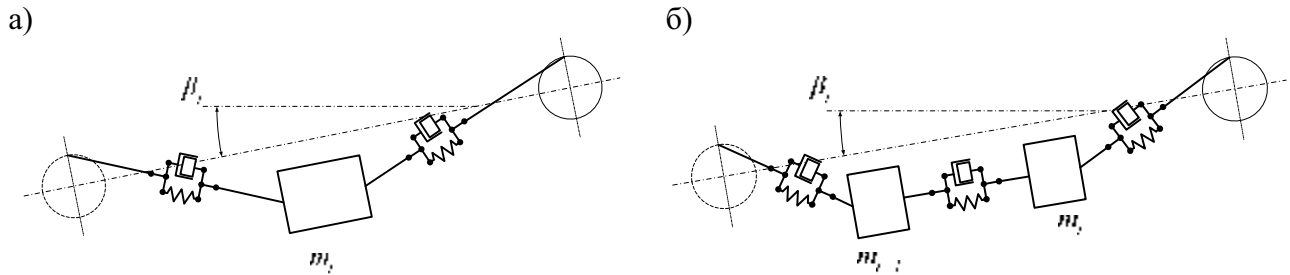


Рис. 1 – Расчётная схема элемента линейной части ленточного конвейера:
а) одномассовый; б) двухмассовый

Детализация разбивки определена требуемой точностью расчётов. Как следует из расчётной схемы для рассмотрения движения основного механизма принята плоскость, совпадающая с профилем трассы конвейера.

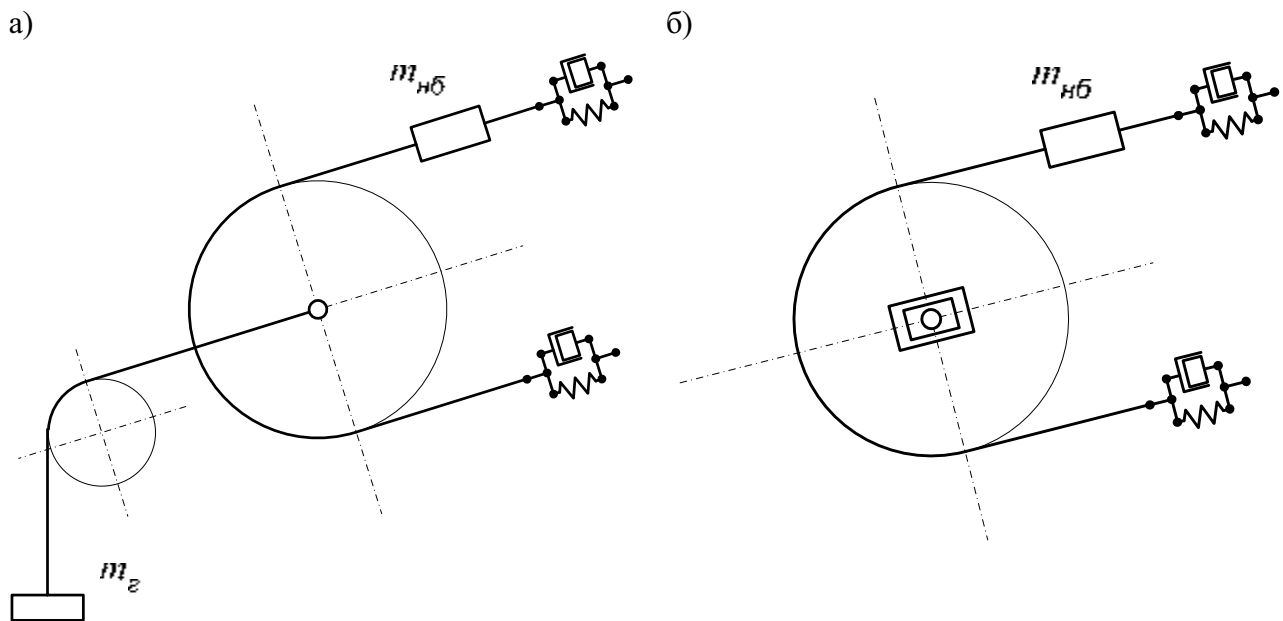


Рис. 2 – Расчётные схемы механизмов растяжения контура ленты: а) подвижное; б) жёсткое

Таким образом, рассмотрим задачу расчёта тягового усилия привода и натяжений в контуре ленты при произвольном формировании грузопотока конвейера $Q = Q(t)$ в дискретном представлении основного механизма для шага разбивки, кратного числу опор грузовой ветви n_d ,

$$p_d = \frac{l_{rq}}{n_d}, \quad p_d = const,$$

где l_{rq} – длина контура грузовой ветви,

приняв в качестве звена привода рабочий орган (конвейерную ленту) [7]. Тогда трасса конвейера произвольной конфигурации может быть представлена вектором углов наклона единичных участков

$$\{B\} = \begin{Bmatrix} \{\beta_{pj}\} \\ \cdot \\ \{\beta_{ik}\} \\ \{\beta_{ql}\} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

с соответствующими характеристиками сопротивления движению

$$\{W\} = \begin{Bmatrix} \{w_{pj}\} \\ \cdot \\ \{w_{ik}\} \\ \{w_{ql}\} \end{Bmatrix}. \quad (2)$$

Текущее значение движущихся единичных масс на соответствующем участке определится вектором масс

$$\{M\} = \begin{Bmatrix} M_p \\ \cdot \\ M_i \\ M_q \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{m_{pj}\} \\ \cdot \\ \{m_{ik}\} \\ \{m_{ql}\} \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

где единичная дискретная масса для принятого шага разбивки

$$m_{ql} = \int_{t_l}^{t_l + p_d} Q(t) \cdot dt + m_{bp} + m_{rp}.$$

Нормальные и осевые составляющие внешней нагрузки на рабочий орган и насыпной груз так же формируют соответствующие векторы сил

$$\{N\} = \begin{Bmatrix} \{n_{pj}\} \\ \cdot \\ \{n_{ik}\} \\ \{n_{ql}\} \end{Bmatrix} \quad \text{и} \quad \{R\} = \begin{Bmatrix} \{r_{pj}\} \\ \cdot \\ \{r_{ik}\} \\ \{r_{ql}\} \end{Bmatrix}. \quad (4, 5)$$

Проекция сил на направление движения звена приведения определит вектор сил сопротивления движению дискретных масс

$$\{F\} = g \cdot (\{M\} + \{N\}) \cdot \left(\{W\} \cdot (\cos(\{B\}))^T - \sin(\{B\}) \right)^T + \{R\},$$

при этом тяговое усилие привода

$$F_0 = \text{Sum}\{F\} = \sum_1^n F_n. \quad (6)$$

Текущие натяжения в контуре рабочего органа определяются из условия равновесия единичной дискретной массы (см. рис. 1)

$$G_n + F_n + N_n + R_n + T_n + T_{n+1} = 0, \quad (7)$$

где $G_n = K_n \cdot g \cdot m_n$ – вектор силы тяжести; $T_n = c_p \cdot dl_n$ – натяжение в точке контура рабочего органа; c_p – жёсткость дискретного участка рабочего органа; $l_n = l_p (1 + c_p T_n)$ – длина дискретного участка рабочего органа в нагруженном состоянии, и нагрузка на натяжной механизм из соответствующего уравнения равновесия (см. рис. 2)

$$S_{ny} + g \cdot M_{ny} \cdot \sin \beta_{ny} = T_n + T_{n+1}. \quad (8)$$

Совокупность уравнений (7) и (8) формируют глобальную систему равновесия рабочего органа

$$\left\{ \begin{array}{c} G_n + F_n + N_n + R_n + T_n + T_{n+1} \\ \cdot \\ S_{ny} + g \cdot M_{ny} \cdot \sin \beta_{ny} - T_n - T_{n+1} \\ \cdot \\ F_0 - T_{нб} + T_{сб} \end{array} \right\} = 0, \quad (9)$$

решение которой вектор натяжения $\{T\}$ обеспечивает расчёт удлинения контура ленты $\{D\} = c_p \cdot \{T\}$.

Моделирование нагружения основного механизма осуществляется итерационным изменением вектора масс с временным интервалом $d_t = \frac{Pd}{v_l}$ по схеме

$$\{M\}_t = \begin{Bmatrix} \{m_{pj}\} \\ \cdot \\ \{m_{ik}\} \\ \{m_{ql}\}_t \end{Bmatrix} \Rightarrow M_{t+1} = \begin{Bmatrix} \{m_{pj}\} \\ \cdot \\ \{m_{ik}\} \\ \{m_{ql}\}_{t+1} \end{Bmatrix},$$

где $\left((m_q)_{t+1}\right)_1 = m_{q1} = \int_{ik}^{t_k + p_d} Q(t) \cdot dt + m_{bp} + m_{rp}$ и

$$\left((m_q)_{t+1}\right)_l = \left((m_q)_t\right)_{l-1},$$

имитирующим последовательное перемещение рабочего органа с насыпным грузом вдоль трассы конвейера.

2. В соответствии с предложенным алгоритмом выполнены расчёты нагрузок на основной механизма ленточного конвейера-питателя, работающего в режиме свободной выдачи из бункера порции недробленной горной массы размером 40 т до полного опорожнения с производительностью 2000 т/ч. Результаты расчёта в виде изменения мощности на валу приводного барабана $N = F_0 \cdot v_n$ для длины конвейера-питателя 12 м, ширины ленты 2 м, угла наклона 6° (транспортирование вниз), скорости ленты 0,2 м/с приведены на рис. 3.

В процессе моделирования изменялся угол наклона конвейера-питателя, осуществлялось варьирование величиной предварительного растяжения контура ленты, изменялся тип ленты (резинотросовая, резинотканевая) и тип механизма растяжения контура ленты.

Расчёт хода натяжного барабана для грузового механизма натяжения осуществлялся из предположения симметричного провисания конвейерной ленты между роlikоопорами под средними углами α_e , определяемых из уравнений равновесия (7). Текущее значение перемещение натяжного барабана рассчитывалось как

$$X_{ny} = \frac{\Delta L - \sum_1^{e=2n} \frac{P_d}{2 \cos \alpha_e}}{2}.$$

Примеры изменения положения оси натяжного барабана относительно начального для различных типов ленты приведены на рис. 4.

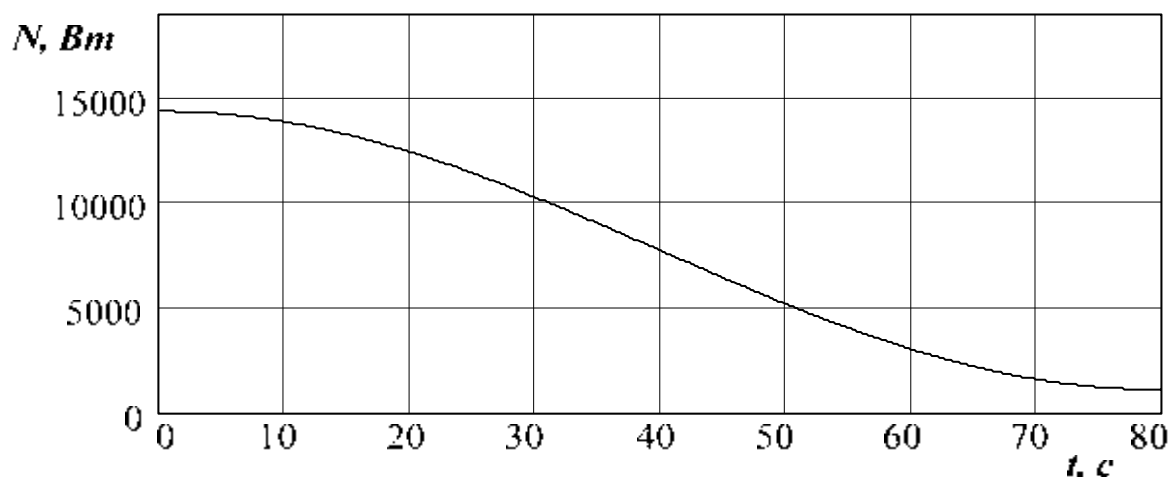
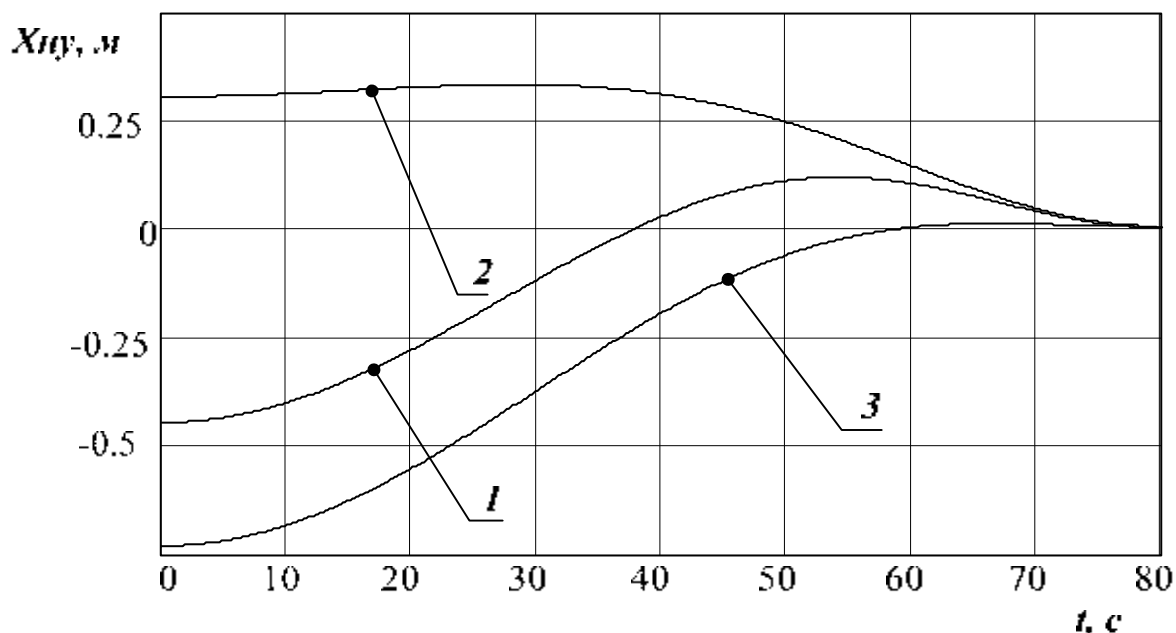


Рис. 3 – Изменение мощности на валу приводного барабана конвейера-питателя при выдачи насыпного груза из бункера до полного опорожнения



1 – резинотканевая лента, растяжение 30000 Н; 2 – резинотканевая лента, растяжение 50000 Н; 3 – резинотрсовая лента, растяжение 30000 Н

Рис. 4 – Перемещение натяжного барабана конвейера-питателя в процессе выдачи насыпного груза:

Сопоставление фактических значений хода натяжного устройства с расчётными при принятых значениях предварительного растяжения контура ленты обеспечивает определение фактической жёсткости конвейерной ленты по величине хода натяжного устройства

$$X_{ny} \Rightarrow c_p \Rightarrow C \quad \text{как} \quad C = \frac{c_p}{p_d},$$

что может быть использовано для диагностирования состояния конвейерной ленты в процессе эксплуатации.

Выводы.

1. Предлагаемый алгоритм обеспечивает расчёт динамических нагрузок на основной механизм ленточного конвейера, возникающих вследствие изменения величины присоединённых масс (погонной нагрузки) и проявляющихся в виде изменения импульса механической системы, а так же позволяет производить расчёт мощности двигателя для конвейера со сложной трассой при циклическом поступлении грузопотока, в том числе при его случайном формировании.

2. Характер перемещения натяжного барабана конвейера в процессе работы обусловлен соотношением жёсткости ленты, предварительным натяжением контура ленты и характером погонной нагрузки. Разработанный алгоритм позволяет производить оценку степени поврежденности и остаточного ресурса конвейерной ленты по фактической агрегатной жёсткости на основе анализа реальной нагрузки конвейера и хода натяжного барабана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шпакунов И.А., Оксень Е.И., Козлов Е.М. Динамика грузопотока высокопроизводительных средств загрузки конвейерных установок // «Механика горных машин». Сб. научн. тр. – Киев: «Наукова думка», 1980, с. 56-69.
2. Xie Xian-zhong, Guo Yuan-jun, Xie Yao-zong. приближённый расчёт колебаний по весу конвейера. Xiangtan Mining Inst. 2000. 15, № 4, с. 18-22.
3. Markusik S. The dynamics of belt conveyors. Mechanika (Lietuva). 1998, № 3, с. 53-55.
4. Дмитриева В.В. Математическая модель магистрального конвейера как объекта управления и автоматизации. // «Горные машины и автоматика», 2001, № 7, с.37-40.
5. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчёт ленточных конвейеров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1987. – 336 с.
6. Суворова Ю.В., Ампилогова Н.В., Алексеева С.И. Влияние вязких эффектов на распространение волны, вызываемой пуском (торможением) ленточного конвейера. «Проблемы машиностроения и надёжности машин». 2002, № 4, с. 112-114.
7. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: «Наука», 1971. – 240 с.