

*Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, П.Н. КАЛИНИН, В.И. СЕРИКОВ*

### КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА, ВХОДЯЩЕГО В ТЕХНОЛОГИЧЕСКУЮ ЦЕПОЧКУ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ГРУЗОВ

Решение задачи выбора рационального сочетания характеристик механизмов, входящих в технологическую цепочку для транспортировки грузов, основывается на кинематическом, динамическом и силовом анализе. Однако, при комплексном решении проблемы соответствия нового изделия критерию улучшения его характеристик необходимо учитывать множество факторов и параметров. Создание адекватной математической модели, позволяющей рассматривать и исследовать указанное множество и их влияние на поведение механизма, значительно облегчает процесс достижения указанной задачи. Исследование влияния передаточных отношений зубчатых зацеплений, определение необходимых параметров механизма позволяет выбрать наилучшие сочетания с целью достижения заданных характеристик как быстродействия, так и безударной работы. Для исследования динамики указанных объектов применяется единый подход, основанный на использовании унифицированной математической модели.

**Ключевые слова:** выбор рационального сочетания; быстродействие; математическая модель; конвейер; механизма для доставки и выбора необходимого груза; цепной конвейер; технологическая цепочка механизмов

*Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, П.М. КАЛІНІН, В.І. СЕРИКОВ*

### КОМПЛЕКСНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ, ЩО ВХОДИТЬ В ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ЛАНЦЮЖОК ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ

Розв'язання задачі вибору раціонального поєднання характеристик механізмів, що входять в технологічний ланцюжок для транспортування вантажів, ґрунтується на кінематичному, динамічному і силовому аналізі. Проте, при комплексному вирішенні проблеми відповідності нового виробу критерію поліпшення його характеристик необхідно враховувати множину чинників і параметрів. Створення адекватної математичної моделі, що дозволяє розглядати і досліджувати вказану сукупність множин та їх вплив на поведінку механізму, значно полегшує процес досягнення вказаної мети. Дослідження впливу передавальних відношень зубчастих зацеплень, визначення необхідних для високої швидкодії параметрів механізму дозволяє вибрати найкращі поєднання з метою забезпечення як швидкодії, так і безударної роботи. Для дослідження динаміки вказаних об'єктів застосовується єдиний підхід, заснований на використанні уніфікованої математичної моделі.

**Ключові слова:** вибір раціонального поєднання; швидкодія; математична модель; конвеєр; механізму для доставки і вибору необхідного вантажу; ланцюговий конвеєр; технологічний ланцюжок механізмів

*Y. ZHEREZHON-ZAICHENKO, P. KALININ, V. SIERYKOV*

### COMPLEX ANALYSIS OF MECHANISM WHICH IS INCLUDED IN TECHNOLOGICAL CHAINLET FOR LOADS TRANSPORTING

The solution to the problem of choosing a rational combination of characteristics of mechanisms included in the technological goods transportation chain is based on kinematic, dynamic and power analysis. However, in a comprehensive solution to the problem of compliance of a new product with a criterion for improving its characteristics, it is necessary to take into account many factors and parameters. The creation of an adequate mathematical model that allows to consider and study the indicated set and its influence on the behavior of the mechanism greatly facilitates the process of achieving this task. The study of the influence of gear ratios of gears (gear-tooth system), the definition of the necessary parameters of the mechanism allows one to choose the best combinations in order to achieve the given characteristics of both speed and steady work. To study the dynamics of these objects, a single approach is used, based on the use of a unified mathematical model.

**Keywords:** choice of a rational combination; performance; mathematical model; conveyor; a mechanism for the delivery and selection of the necessary cargo; chain conveyor; technological chain of mechanisms

**Введение. Актуальность задачи.** Для решения задачи транспортировки грузов в стационарных условиях применяется широкое многообразие технических решений. Одним из распространенных решений является использование механизмов непрерывного транспорта, а именно конвейеров. Особенно обоснованным является применение указанных механизмов в случае, когда транспортируемый груз не обязательно будет изъят из исполнительной части механизма во время прохождения одного цикла. Кроме этого, для обеспечения возможности выбрать заданный груз, необходимо, чтобы такой механизм обеспечивал позиционирование исполнительной части с заданной точностью.

В работе [1] проведен анализ конструкций, а также результаты эксплуатации шахтных ленточных конвейеров в реальных условиях производства. Особое внимание уделено факторам, которые влияют на снижение фактического ресурса, и рассмотрены перспективы его увеличения.

К технологическим механизмам, которые предназначены для транспортировки грузов в таких условиях, предъявляется набор требований, кото-

рые могут существенно отличаться в зависимости от вариантов груза, габаритов, особых требований к динамике работы и быстродействию [2].

Несмотря на многообразие конструктивных решений в реализации привода и самого исполнительного механизма [3–5], существующие подходы позволяют использовать обобщенные математические модели. Однако имеются отличительные особенности отдельных механизмов, которые требуют уточнений при составлении математических моделей для дальнейшего исследования механизма [6–8].

Поэтому создание уточненной математической модели для описываемого механизма является актуальной научно-практической задачей

**Постановка задачи.** Для детального анализа механизма, предназначенного для транспортировки грузов с заданными габаритами, необходимо составить комплексную математическую модель, позволяющую анализировать кинематику, динамику всего механизма и, как следствие, нагруженность элементов конструкции и привода.

Особенностью этого механизма является то,

© Ю.В. Жережон-Зайченко, П.Н. Калинин, В.И. Сериков, 2019

что перемещению подлежат грузы с заданными габаритами, отличающиеся по массе, с возможным неравномерным заполнением крупнозвенчатой цепи. Кроме этого, необходимо иметь возможность жесткого позиционирования для удовлетворения условию совместной работы в цепочке механизмов.

Таким образом, целью статьи является построение математической модели работы механизма, которая дополнит известные подходы с учетом особенностей.

Большинство составляющих рассматриваемую технологическую цепочку механизмов можно рассматривать как ассуровы плоские [9, 10]. Это дает возможность сузить диапазон математических моделей, применяемых для анализа.

Известно несколько реализаций механизма, предназначенного для доставки и выбора необходимого груза, расположенного в той или иной ячейке механизма, в виде замкнутой цепи.

В некоторых случаях траектория движения грузов и исполнительного органа может быть описана соотношением с простейшей линейной зависимостью вида

$$W = k\varphi, \quad (1)$$

где  $W$  – обобщенная координата ведомого элемента механизма;

$k$  – постоянный коэффициент, обусловленный передаточным отношением;

$\varphi$  – координата привода механизма.

Для механизма с гибким тяговым органом такая модель неприемлема в связи с тем, что линейные перемещения элементов конвейера неодинаковы на всех участках механизма, что особенно ярко выражено при использовании подковообразных и четырехрядных направляющих пазов.

Исследуемый механизм представляет собой цепной конвейер в сочетании с приводным электродвигателем и редуктором. Звенья цепи – контейнеры, шарнирно закреплены между собой. В контейнерах располагаются грузы, массы которых могут быть различными.

При использовании крупнозвенчатой цепи в качестве гибкого элемента привода математическая модель механизма должна учитывать наличие связей, обусловленных значительной длиной звеньев цепи, с одной стороны, и ограничениями опорно-направляющих пазов, образующих остов транспортера, – с другой стороны

Траектории движения контейнеров на прямолинейных участках цепи задаются направляющими, а на дуговых – движением звездочек роторов, в контакте с которыми находятся ролики, обеспечивающие качение контейнеров по направляющим. Наличие последних вводит дополнительные ограничения на свободу перемещения контейнеров вблизи перехода на дуговой участок. Это требует детального изучения кинематики пары «ролик – луч звездочки».

Для исследования динамики механизмов, входящих в комплекс, применим единый подход, ос-

нованный на использовании унифицированной математической модели. Использование такого подхода возможно в связи с тем, что конструктивные элементы механизмов, входящих в комплекс, имеют значительную жесткость и в процессе работы сохраняют голономные связи. Несмотря на принципиальные отличия в конструкции механических частей, все механизмы приводятся к одномассовой системе, вращательное движение которой в общем случае описывается уравнением Лагранжа второго рода в виде [6]:

$$J\ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 = M_{\partial} + M_T - M_{TP}, \quad (2)$$

где  $J = J(\varphi)$  – приведенный момент инерции системы, включающий моменты инерции собственно механизма, редукторов и приводных электродвигателей;

$\varphi$  – угол поворота звена приведения;

$M_{\partial}$  – приложенный к звену приведения движущий момент;

$M_T$  – момент, обусловленный действием сил тяжести перемещаемых грузов и звеньев механизма;

$M_{TP}$  – момент сил трения, действующих в сопряжениях деталей механизма.

Для определения приведенного момента инерции (приведения масс) используется условие равенства кинетических энергий исходной и эквивалентной систем  $T = T_n$  с учетом характера движения их элементов. Кинетическая энергия приведенной системы определяется соотношением

$$2T_n = J\dot{\varphi}^2,$$

где  $\dot{\varphi}$  – угловая скорость звена приведения.

Приведенный момент инерции системы  $J$  может быть переменным и постоянным. В последнем случае второе слагаемое левой части уравнения (2) отсутствует.

Приведение сил при построении математических моделей рассматриваемых механизмов заключается в определении моментов, входящих в правую часть уравнения (2). Момент  $M_T$  приложен к звену приведения в результате действия сил тяжести на элементы механизмов и перемещаемые грузы. Эти силы либо противодействуют движению механизмов, либо способствуют ему, что отражается знаком момента  $M_T$ . В некоторых ситуациях  $M_T = 0$ .

Момент  $M_{TP}$  обусловлен силами трения качения и/или скольжения, возникающими при контакте перемещаемых грузов или опорных роликов с направляющими элементами. Трение в шарнирах, подшипниковых узлах и т.п. учитывается приближенно с помощью КПД. При этом действительный движущий момент определяется как

$$M_{\partial} = M_{\partial}' \eta^{\pm 1}, \quad (3)$$

где  $\eta$  – КПД механизма (+1 – разгон, -1 – торможение);

$M_\delta$  – функция движущего момента в зависимости от угла поворота вала двигателя.

Количество приводных двигателей и редукторов зависит от конструкции механизма и его нагрузки. В качестве звеньев приведения различных механизмов могут выбираться различные элементы кинематической цепи, которые указываются при рассмотрении конкретных случаев.

При исследовании всех механизмов уравнение (2) интегрируется численно методом Рунге-Кутты. Все изменяющиеся параметры системы вычисляются на каждом шаге интегрирования. Результаты решения (угол поворота звена приведения  $\phi$ , угловая скорость  $\dot{\phi}$  и ускорение  $\ddot{\phi}$ ), а так же изменяющиеся в процессе движения величины ( $J$ ,  $\frac{dJ}{d\phi}$ ,  $M_T$ ,  $M_\delta$ ) выдаются в зависимости от времени и угла поворота звена приведения.

Для построения расчетной схемы конвейера в качестве звена приведения принимается ось ведущей звездочки (ротора конвейера). Тогда приведенный момент инерции механизма  $J = J_{ПК} + J_{П}$ ,

где  $J_{ПК}$  – момент инерции конвейера с грузами, приведенный к оси ведущей звездочки (ротора), а  $J_{П}$  – момент инерции редуктора, звездочек конвейера и ротора двигателя, приведенный к тому же звену.

Кинетическую энергию исходной системы найдем, учитывая следующие условия. Грузы, расположенные на конвейере в контейнерах, на горизонтальных участках движутся поступательно, а на дуговых совершают поступательно-вращательное движение. Одновременно на конвейере могут находиться грузы различных типов. Загрузка конвейера может быть неполной, причем пустые контейнеры могут располагаться в различных местах на конвейере.

Кинетическая энергия исходной системы

$$T = \frac{1}{2} \left( (N_K m_K + \sum_{j=1}^N m_{Гj}) R_1^2 + N_{K2} J_{ZK} + \sum_{j=1}^{N_2} (J_{Zj} + J_{П}) \dot{\phi}^2 \right) = \frac{1}{2} J \dot{\phi}^2, \quad (4)$$

где  $N_K = N_{K1} + N_{K2}$  – общее число контейнеров на конвейере;

$N_{K1}$ ,  $N_{K2}$  – число контейнеров соответственно на прямолинейных участках и дугах радиуса  $R_1$  (суммарное) (для рассматриваемой конструкции  $N_K = 24$ );

$N = N_1 + N_2$  – общее число грузов на конвейере;

$N_1$ ,  $N_2$  – число грузов соответственно на прямолинейных участках и дугах (в общем случае  $N \neq N_K$ );

$m_K$ ,  $J_{ZK}$  – масса контейнера и его момент инерции относительно продольной оси;

$j$  – номер позиции на конвейере.

Формула (4) позволяет найти приведенный момент инерции  $J$ . Для удобства интегрирования уравнения движения представим выражение для  $J$  в виде

$$J = \left[ N_K m_K + m_{Г1} \sum_{j=1}^{N_K} k_{1j} \right] R_1^2 + N_{K2} J_{ZK} + J_{Z1} \sum_q k_{2q} + J_{П}, \quad (5)$$

где  $q = 1, 12, 13, 24$ .

Коэффициенты  $k_{1i}$ ,  $k_{2i}$  ( $i = 1, 2, \dots, N_K$ ) учитывают различные варианты загрузки конвейера и переход грузов с одной позиции на другую. Каждый, из них может принимать одно из следующих значений:

$$k_{1i} = \begin{cases} 0 & \text{– пустой контейнер;} \\ 1 & \text{– первый вариант груза в контейнере;} \\ \frac{m_{Г2}}{m_{Г1}} & \text{– второй вариант груза в контейнере;} \\ \dots & \dots \\ \frac{m_{ГQ}}{m_{Г1}} & \text{– Q-й вариант груза в контейнере,} \end{cases}$$

где  $Q$  – количество типов груза.

Аналогично для  $k_{2i}$  имеем:

$$k_{2i} = \begin{cases} 0 & \text{– пустой контейнер;} \\ 1 & \text{– первый вариант груза в контейнере;} \\ \frac{J_{Z2}}{J_{Z1}} & \text{– второй вариант груза в контейнере;} \\ \dots & \dots \\ \frac{J_{ZQ}}{J_{Z1}} & \text{– Q-й вариант груза в контейнере.} \end{cases}$$

Коэффициенты  $k_{1i}$ ,  $k_{2i}$  при одном и том же значении  $\phi$  должны строго соответствовать друг другу. Номера  $i = 1, 2, \dots$  закрепляются не за грузами, а за их позициями на конвейере. Введение указанных коэффициентов позволяет рассмотреть различные варианты полной или неполной загрузки конвейера любой комбинацией грузов. Переход грузов с одного участка конвейера на другой во время его работы отслеживается циклической пересылкой этих коэффициентов внутри массивов чисел  $k_{1i}$  и  $k_{2i}$ , задаваемых в качестве исходной информации для программы расчета. Такой прием позволит использовать формулу (5) для любой фазы движения конвейера.

Момент инерции

$$J_{П} = N_{Д} J_{Д} i^2 + J_{РП} + 2J_{Р}, \quad (6)$$

где  $J_{Д}$  – момент инерции ротора двигателя;

$J_{рП}$  – приведенный момент инерции редуктора;

$J_P$  – момент инерции ротора конвейера;

$i$  – передаточное отношение передачи от двигателя до звена приведения;

$N_D$  – количество приводных электродвигателей.

Все моменты инерции, входящие в выражение (6), вычисляются на основе упрощенных моделей.

Исходя из кинематической схемы привода конвейера (рис. 1), выражение (6) можно представить в виде:

$$J_{\Pi} = \left\{ i_{ax}^2 i_p^2 i_{вых}^2 (N_D J_D + J_{вц}) + i_p^2 i_{вых}^2 (J_2 + J_{пж} + J_{ф} + J_{вц} + J_c + J_{вм}) + i_{вых}^2 \left[ J_{вод} \left( \frac{\omega_3}{\omega_{22}} \right)^2 + 3J_{см} \left( \frac{\omega_{см}^{abc}}{\omega_{22}} \right)^2 + J_{э2} + J_{вцвых} \right] + J_{вмвых} \right\} + 2J_P, \quad (7)$$

где  $i_{ax}$ ,  $i_p$ ,  $i_{вых}$  – передаточные отношения соответственно зубчатой пары на входе в планетарный редуктор, собственно редуктора и зубчатой пары на выходе из него;

$J_{вц}$ ,  $J_{вм}$  – моменты инерции ведущего и ведомого колес зубчатой пары на входе в редуктор;

$J_2$ ,  $J_{пж}$ ,  $J_{ф}$  – моменты инерции гайки, пружины и фрикциона соответственно;

$J_{вц}$ ,  $J_c$ ,  $J_{см}$ ,  $J_{э2}$  – момент инерции вала солнечной шестерни, солнечной шестерни, сателлита и эпициклического колеса соответственно;

$J_{вцвых}$ ,  $J_{вмвых}$  – соответственно моменты инерции ведущего и ведомого колес зубчатой пары

на выходе из редуктора;

$$J_{вод} = J_{вод0} + 3m_{см} r^2.$$

(здесь  $J_{вод}$  – момент инерции водила,  $m_{см}$  – масса сателлита,  $r$  – радиус окружности осей сателлитов,  $\omega_{22}$ ,  $\omega_3$  – угловая скорость эпицикла и водила соответственно;

$$\frac{\omega_{см}^{abc}}{\omega_{22}} = \left[ -2 \left( 1 - \frac{1}{k_1 + 1} \right) / (k_1 - 1) + \frac{1}{k_1 + 1} \right] i_p,$$

где  $\omega_{см}^{abc}$  – угловая скорость сателлита;  $k_1 = \frac{z_{э1}}{z_c}$ .

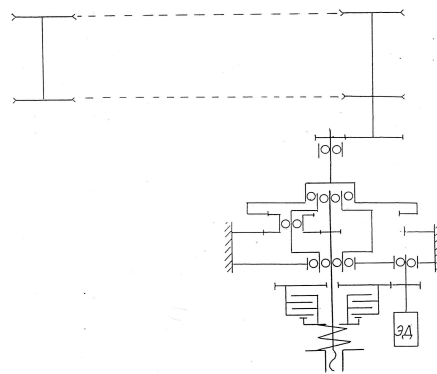


Рисунок 1 – Кинематическая схема конвейера

Для приведения момента  $M_T$  сил тяжести, приложенных к находящимся на дуговых участках конвейера контейнерам и содержащимся в них грузам используется расчетная схема, представленная на рис. 2.

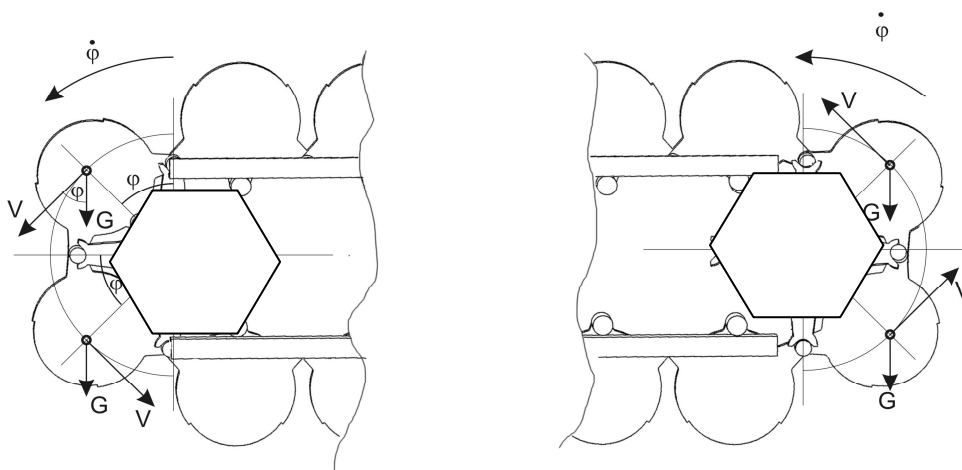


Рисунок 2 – Расчетная схема конвейера

Силы тяжести заменяются их равнодействующими, приложенными в центрах масс звеньев конвейера, лежащих на продольных осях контейнеров. В соответствии с указанной схемой момент  $M_T$  можно определить как:

$$M_T = \pm g R_l \sin \psi \sum_i m_i \quad (i = 12; 24),$$

$$M_T = \pm g R_l \cos \psi \sum_i m_i \quad (i = 1; 13) \text{ (рис. 2)}.$$

Здесь  $m_i = m_k$ , или  $m_i = m_k + m_{Гq}$  ( $q = 1, 2, \dots, Q$ ) в зависимости от варианта загрузки конвейера;

$\psi$  – угол поворота радиуса  $R_l$  при перемещении груза по дуге.

Для учета особенностей загрузки конвейера (заполнение, типы грузов) формулам  $M_T$  придается следующий вид:

$$M_T = \pm g m_k R_1 \sin \psi \sum_i k_{3i} \quad (i = 12; 24), \quad (8)$$

$$M_T = \pm g m_k R_1 \cos \psi \sum_i k_{3i} \quad (i = 1; 13) \quad (9)$$

Коэффициенты  $k_{3i}$  ( $i = 1, 2, \dots, N_k$ ) учитывают различные варианты загрузки конвейера. Каждый из этих коэффициентов может принимать одно из следующих значений:

$$k_{3i} = \begin{cases} 1 & \text{– пустой контейнер;} \\ 1 + \frac{m_{\Gamma 1}}{m_k} & \text{– первый вариант груза в контейнере;} \\ 1 + \frac{m_{\Gamma 2}}{m_k} & \text{– второй вариант груза в контейнере;} \\ \dots & \dots \\ 1 + \frac{m_{\Gamma Q}}{m_k} & \text{– Q-й вариант груза в контейнере.} \end{cases}$$

Массив коэффициентов  $k_{3i}$  формируется в соответствии с загрузкой конвейера так же, как и массивы  $k_{1i}$  и  $k_{2i}$ , используемые при вычислении приведенного момента инерции (5). В процессе интегрирования уравнения движения осуществляется циклическая пересылка элементов массива  $k_{3i}$ , что позволяет отслеживать перемещение грузов с позиции на позицию.

Во время работы механизма в местах контакта контейнеров с направляющими действуют силы трения качения, пропорциональные нормальным силам давления. Учитывая их наличие лишь на горизонтальных участках конвейера, момент сил трения можно представить следующей зависимостью:

$$M_{TP} = g m_k R_1 f_{TP} \sum_i k_{3i},$$

где  $f_{TP}$  – коэффициент трения качения;

$$i = 2, \dots, 11, 14, \dots, 23.$$

Эксперименты показывают, что длительность рабочих циклов механизмов комплекса значительно превосходит продолжительность механических и электрических переходных процессов в рассматриваемых системах. Поэтому при исследовании динамики этих механизмов используется квазистатический подход к описанию электрических характеристик привода. Более общая постановка задачи предполагает возможность использования модели, включающей в себя уравнения, которые описывают механические и электрические переходные процессы. Поэтому система проектирования содержит специальный программный модуль, реализующий алгоритмы построения и анализа обобщенной модели электромеханической системы [11, 12]. В соответствии с [13, 14] для этого используются уравнения Лагранжа-Максвелла, которые имеют форму уравне-

ний Лагранжа второго рода и позволяют автоматически получать как уравнения движения механической части системы, так и связанные с ними уравнения электрической части.

Составление этих уравнений предполагает, что состояние электромеханической системы описывается обобщенными координатами механической части, число которых в голономных системах равно числу степеней свободы механизма, и обобщенными координатами электрической части, определяющими состояние электрической части системы.

Обобщенные механические координаты обозначим через  $q_i$ , где  $i=1, \dots, n$  ( $n$  – число степеней свободы механизма). За обобщенные механические координаты приняты линейные или угловые координаты звеньев.

Обобщенные электрические координаты обозначим через  $\chi_k$ , где  $k=1, \dots, m$  ( $m$  – число электрических степеней свободы). В качестве обобщенных электрических координат выбраны количества электричества.

Производные по времени от обобщенных механических координат дают обобщенные скорости  $\dot{q}_i$ , а производные по времени от обобщенных электрических координат дают обобщенные токи  $\dot{\chi}_k$ .

Уравнение движения механизма с электроприводом при учете динамической характеристики двигателя

$$\frac{L_{Я}}{R_{Я}} (J_{\Pi} \ddot{\omega} - \dot{\tilde{M}}_C) + J_{\Pi} \dot{\omega} = a - b \dot{\omega} + \tilde{M}_C.$$

Оно отличается от уравнения, составленного с учетом только статической характеристики двигателя, дополнительным членом в левой части, который зависит от отношения  $\frac{L_{Я}}{R_{Я}}$ , и производной по вре-

мени от функции  $(J_{\Pi} \dot{\omega} - \tilde{M}_C)$ . Этот дополнительный член называют иногда электромагнитной силой инерции. Учет электромагнитной силы инерции повышает порядок дифференциального уравнения движения механизма на единицу.

Все полученные результаты справедливы и для механизмов с приводом от электродвигателя постоянного тока с параллельным возбуждением [14].

#### Выводы:

На основе описанного выше математического аппарата представляется возможным предложить комплексную математическую модель технологической цепочки, которая будет иметь в своем составе рассмотренный механизм.

Указанная модель включает в себя блоки анализа геометрических, кинематических и динамических параметров и содержит в себе математические модели отдельных механизмов.

Исходными данными для анализа указанных параметров являются как исходные параметры механизмов, так и параметры, которые являются результатами расчетов в предыдущем блоке.

Выходными параметрами для комплексной математической модели является время работы отдельных механизмов, что позволяет построить циклограмму работы всей технологической цепочки. На основании анализа циклограммы делается вывод об «узких местах» в работе комплекса механизмов технологической цепочки [15]. Если информация является неудовлетворительной, то выполняются следующие итерации решения с изменением параметров отдельных механизмов или последовательности выполнения отдельных операций.

#### Список литературы

1. Кропотов Ю. И., Жуков Е. М., Лугинин И. А., Полошков С. И. Основные причины снижения срока эксплуатации ленточных конвейеров. *Молодой ученый*. 2015. №23. С. 172-175.
2. Павлов В.Е. Исследование режимов пуска электропривода ленточного конвейера методом компьютерного моделирования. *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2018. Т. 22. № 4. С. 136–147
3. Лазуткина Н.А. Продольная динамика длинного цепного конвейера. *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности*. Муромск: ИПЦ Муромского института. 2011. №1(8).С. 56-59.
4. Лазуткина Н.А. Исследование продольной динамики цепного конвейера. *Современные проблемы науки и образования*, 2013, № 5.
5. Реутов А.А. Имитационное моделирование ступенчатого регулирования скорости конвейера. *Проблемы недропользования*. 2017. № 2 (13). С. 26–32.
6. Реутов А. А. Моделирование стационарных режимов работы многоблочных приводов ленточных конвейеров. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2019. Т. 62, № 2. С. 40–47.
7. Лагерев А.В., Толкачев Е.Н., Бословяк П.В. *Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой: монография*. Брянск: РИО БГУ, 2016. 303 с.
8. Лускань О. А., Гаврилова Е. С. Выбор метода исследования оптимальных параметров инерционного роликового конвейера. *Молодой ученый*, 2015. № 21.2, С. 67-69.
9. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А.. *Синтез плоских механизмов*. М.: Гос.изд-во.физ-мат.литературы, 1959, 1084с.
10. Белоконев И.М. *Теория механизмов и машин. Методы автоматического проектирования*. К.: Выща школа, 1990, 208 с.
11. Ключев В. И. *Теория электропривода*. М.: Энергоатомиздат, 1985. 560 с.
12. Ковальчук М.С., Поддубный Д.А. Моделирование и разработка алгоритма управления многодвигательным электроприводом конвейерного транспорта. *Современная наука и практика*. 2017. № 3 (20). С. 10–15.
13. Левитский, П. Я. *Теория механизмов и машин*. М.: Наука, 1990, 592 с.
14. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. *Динамические расчеты приводов машин*. Л.: Машиностроение, 1971, 352 с.
15. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. *Оптимизация в технике*: Пер. с англ. Москва, Мир, 1986. Т.1. 349 с.

#### References (transliterated)

1. Kropotov YU. I., Zhukov Ye. M., Luginin I. A., Poloshkov S. I. *Osnovnyye prichiny snizheniya sroka ekspluatatsii lentochnykh konveyerov*[The main reasons for reducing the life of belt conveyors]. *Molodoy uchenyy* [Young scientist], 2015, no. 23, pp. 172-175. Available at: <https://moluch.ru/archive/103/24018/>, accessed 03.08.2019.
2. Pavlov V.E. Issledovanie rezhimov puska jelektroprivoda lentochnogo konveyera metodom komp'yuternogo modelirovaniya. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta*. 2018. Vol. 22, no. 4, pp. 136–147
3. Lazutkina N.A. *Prodol'naya dinamika dlinnogo tsepnogo konveyera. Mashinostroyeniye i bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti* [Longitudinal dynamics of a long chain conveyor. Engineering and life safety]. Muromsk: CPI of the Murom Institute, 2011, no. 1 (8), pp. 56-59.
4. Lazutkina N.A. Issledovaniye prodol'noy dinamiki tsepnogo konveyera [Study of the longitudinal dynamics of a chain conveyor]. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], 2013, no. 5. Available at: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=10690>, accessed 01.08.2019.
5. Reutov A.A. Imitacionnoye modelirovaniye stupenchatogo regulirovaniya skorosti konveyera. *Problemy nedropol'zovaniya*. 2017, no. 2 (13), pp. 26–32.
6. Reutov A. A. Modelirovaniye stacionarnykh rezhimov raboty mnogoblochnykh privodov lentochnykh konveyerov. *Sovremennyye tehnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2019. Vol. 62, no. 2, pp. 40–47.
7. Lagerev A.V., Tolkachev Ye.N., Boslovyak P.V. *Proyektirovaniye i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy: monografiya* [Design and research of conveyors with suspended load-carrying tape: monograph]. Bryansk: RIO BSU, 2016.330 p.
8. Luskan' O. A., Gavrilova Ye. S. *Vybor metoda issledovaniya optimal'nykh parametrov inertsiionnogo rolikovogo konveyera*[Choice of a method for studying the optimal parameters of an inertial roller conveyor]. *Molodoy uchenyy* [Young scientist], 2015, no. 21.2, pp. 67-69. Available at: <https://moluch.ru/archive/101/23690/>, accessed 02.08.2019.
9. Artobolevskiy I.I., Levitskiy N.I., Cherkudinov S.A.. *Sintez ploskikh mekhanizmov* [Synthesis of plane mechanisms]. Moscow, State Publishing House of the Physical and Mathematical Literature, 1959, 1084 p.
10. Belokonev I.M. *Teoriya mekhanizmov i mashin. Metody avtomaticheskogo proyektirovaniya* [Theory of mechanisms and machines. Methods of automatic design]. K.: High School, 1990, 208 p.
11. Klyuchev V. I. *Teoriya elektroprivoda* [Electric Drive Theory]. M.: Energoatomizdat, 1985, 560 p.
12. Koval'chuk M.S., Poddubnyj D.A. Modelirovaniye i razrabotka algoritma upravleniya mnogodvigatel'nyim jelektroprivodom konveyernogo transporta. *Sovremennaya nauka i praktika*. 2017, no. 3 (20), pp. 10–15.
13. Levitskiy, P. YA. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [The theory of mechanisms and machines]. M.: Nauka, 576 p.
14. Veyts V.L., Kochura A.Ye., Martynenko A.M. *Dinamicheskiye rachety privodov mashin* [Dynamic calculations of machine drives]. L.: Engineering, 1971, 352 p.
15. Rekleyts H., Reyvyndran A., Rjehsdel K. *Optymyzatsiya v tekhnike*: Per. sanhl. Vol. 1. Moscow, MyrPubl., 1986, 349 p.

Надійшла (received) 13.09.2019

#### Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

**Жерезжон-Зайченко Юрій Вікторович (Жерезжон-Зайченко Юрий Викторович, Zherezhon-Zaichenko Yury)** – Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; тел.: (050) 751-18-39; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7767-0764>; e-mail: GRV1960@gmail.com.

**Калінін Павло Миколайович (Калинин Павел Николаевич, Kalinin Pavel)** – кандидат технічних наук (PhD.E. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; тел.: (099) 725-12-82; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com

**Сериков Володимир Іванович (Сериков Владимир Иванович, Sierykov Volodymyr)** – кандидат технічних наук (PhD.E. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: serikovvi@tmm-sapr.org