

На правах рукописи

Никитин Сергей Васильевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА
ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК И СНИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОЕМКОСТИ
ЦЕПНЫХ КОНВЕЙЕРОВ**

Специальность: 05.05.04 «Дорожные, строительные машины
и подъемно – транспортные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт–Петербург — 2011

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Смирнов Валерий Николаевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Пертен Юрий Александрович

доктор технических наук, профессор
Каразин Владимир Игоревич

Ведущая организация: **ООО «Ижора - Механомонтаж»**,
г. Санкт-Петербург, пр. Стачек, 47

Защита состоится «20» декабря 2011 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.24 при ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, корп.1, ауд. 41.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан « ____ » _____ 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного совета:
кандидат технических наук, доцент

Бортяков Д. Е.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

В машиностроении и многих других отраслях промышленности с массовым и крупносерийным производством широко применяются цепные конвейеры. Ответственность данного типа машин обуславливает высокие требования к надежности и экономичности при эксплуатации, которые напрямую связаны с конструктивными особенностями машин, методами прочностного и усталостного расчета, а главное, с достоверным определением действующих нагрузок.

Увеличение интенсивности грузопереработки на предприятиях требует повышения производительности транспортирующих машин, что обеспечивается увеличением количества груза на единице длины трассы или скоростей транспортирования, что ведет к значительному увеличению металлоемкости машины.

Поэтому встает вопрос о достоверности определения нагрузок на узлы и механизмы конвейеров, что позволит исключить повышение запаса прочности конструкции и приведет к снижению металлоемкости.

Важнейшей проблемой теории цепных конвейеров является определение усилий, вызванных кинематикой зацепления привода с шарниром тяговой цепи. Данной проблемой занимались многие известные ученые - Ганфштенгель Г.Г., Долголенко А.А., Штокман И.Г и целый ряд других ученых. Но использование созданных ими методик не позволяет достоверно определять нагрузки, которые могут отличаться от действительных в несколько раз.

В последнее время разработаны динамические модели, которые применены к расчету нагрузок, возникающих в первой полуволне упругих колебаний. В то же время изучению волновых процессов, таких как явление интерференции волн, до настоящего времени не было уделено должного внимания.

Необходимость более точного определения динамических усилий при учете влияния волновых процессов и создания более точного алгоритма их определения вызвали потребность в разработке новой обобщенной модели динамических явлений и ее реализации в виде программного продукта.

Цель диссертации – создание универсальной комплексной модели динамических процессов в цепных конвейерах, позволяющей достоверно определять дополнительную составляющую нагрузок в узлах и механизмах машин, тем самым предотвращая завышения запаса их прочности, повышая надежность и эффективность.

Задачи исследований сводятся к следующим положениям:

1. Проанализировать известные методы расчета динамических нагрузок в цепных конвейерах, определить возможность их использования и степень приближения к реальным условиям.

2. Разработать комплексную динамическую и математическую модель с учетом основных факторов, влияющих на колебательный процесс всей совокупности цепных как одноприводных, так и многоприводных конвейеров.

3. Разработать алгоритм решения математических уравнений комплексной модели, позволяющий с большой степенью достоверности определять основные параметры динамического процесса и отвечающий современным возможностям вычислительных машин.

4. Оценить достоверность методик определения упруго-вязких характеристик элементов цепных конвейеров сравнением их с данными существующих экспериментальных исследований и создать алгоритм их теоретического определения.

5. Оценить влияние конструктивных параметров машин на динамические нагрузки и ее собственные частоты.

6. Осуществить проверку степени приближения теоретических решений к действительным процессам в конвейерах с цепным тяговым органом.

На защиту выносятся следующие результаты исследований, полученные лично автором и обладающие научной новизной:

1. Обоснование необходимости совершенствования методики определения динамических нагрузок в цепных конвейерах, опирающейся на анализе известных работ и проблем проектирования машин данного класса.

2. Комплексный подход к созданию динамических и математических моделей рабочих процессов конвейеров с цепным тяговым органом и алгоритма их реализации.

3. Результаты исследований по определению упругих параметров цепных тяговых органов конвейеров с использованием метода конечных элементов.

4. Результаты исследований по учету внутреннего трения в тяговом органе.

5. Результаты исследований волновых процессов в цепных конвейерах, включая явления интерференции.

Совокупность представленных к защите положений следует квалифицировать как решение научной задачи, включающей в себя совершенствование методики определения динамических нагрузок с учетом сложных волновых процессов в элементах машин, что позволит создавать более совершенные транспортные комплексы.

Методы исследования. Теоретические положения работы базируются на известных положениях теории колебаний, математической физики и динамики машин; использовании надежных численных методов, программного обеспечения и достоверных данных экспериментальных исследований, опыта проектирования, и эксплуатации транспортирующих машин.

Практическая ценность работы заключается в том, что предложенный метод позволяет:

- получить достоверные данные о нагруженности узлов и механизмов цепных конвейеров и производить проекторочные расчеты с их использованием;

- определять пути снижения динамических нагрузок, оценить возможность возникновения резонансных явлений, и тем самым повысить эффективность и надежность машин, снизив их общую металлоемкость.

Реализация результатов работы. Основная часть исследований, представленных в настоящей диссертации, выполнена в рамках госбюджетных работ и творческом сотрудничестве с ООО «Ижора - Механомонтаж» г. Санкт-Петербург.

Методические основы и программное обеспечение используются в курсах «Машины непрерывного транспорта», «Специальные машины в логистических

системах», а также в дипломном проектировании выполнении магистерских работ.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на межвузовских научных конференциях в СПбГПУ (2008 - 2011 г.г.) и научно-технических семинарах кафедры “Транспортные и технологические системы” СПбГПУ (2008 – 2011 г.г.).

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 7 печатных работах, включая 1 работу в издании, рекомендованном ВАК РФ.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 262 страницах машинописного текста, включает 108 рисунков и 31 таблицу, состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников 122 наименований и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении поставлены основные вопросы конструирования цепных конвейеров отражающие актуальность темы диссертации, сформулированы цель работы и основные задачи исследования, выделены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе сделан вывод о необходимости более точного определения динамических нагрузок в узлах и механизмах цепных конвейеров.

В направлении расчета динамической составляющей, вызванной кинематикой зацепления ведущего шарнира тягового органа с приводным элементом, широко известны работы профессоров Ганфштенгеля Г.Г., Долголенко А.А., Штокмана И.Г. Однако, предложенные ими зависимости, применимы лишь к конвейерам небольших длин, и непозволительно используются в реальных условиях проектирования.

Работы Глущенко И.П., Головнина Г.Я., Воробьева Н.В., Гончара М.П., Розенблюма Е.М., Дьячкова В.К., Жулина Н.М., Чевтаева А.Г., Ивашкова И.И., Евграфова В.А., Пертена Ю.А., Черненко В.Д., Чугреева Л.И., а также публикации зарубежных авторов представляют несомненный интерес, но затрагивают в большинстве своем либо частные вопросы, касающиеся определения параметров колебательного процесса конкретных типов цепных конвейеров, либо исследуют динамику цепных передач.

Обобщая опыт многих, в том числе и собственных исследований, институт ВНИИПТМАШ предложил на базе работ Ганфштенгеля Г.Г., Долголенко А.А., Штокмана И.Г. полуэмпирическую зависимость для определения максимального динамического усилия в цепи. Эта методика, как правило, дает значительное завышение величин нагрузок и не учитывает многие факторы колебательного процесса.

Школа, основанная профессором Смирновым В.Н., предложила методику создания динамических и математических моделей на базе дискретизации системы с распределенными параметрами. Однако, степень дискретизации и интервал моделируемого промежутка времени в представленных ими исследованиях был недостаточным для учета в полной мере процессов распро-

странения упругих волн, исследования резонанса и явления интерференции волн.

Эти же недостатки не позволяют достоверно оценить динамические процессы, протекающие в тяговых органах многоприводных конвейеров.

Актуальность рассматриваемых проблем обусловила цель, задачи, содержание исследований и структуру работы в целом.

Во второй главе предложена методика комплексного подхода к построению моделей цепных конвейеров, которая позволяет собирать их из взаимодействующих друг с другом модулей, имеющих различное физическое и математическое наполнение.

Для выполнения трудоемких вычислений был разработан программный продукт. В его состав вошли следующие модули: «тяговый орган», «звездочный привод», «гусеничный привод», «отклоняющее устройство», «натяжное устройство», «грузовые единицы».

Модуль «тяговый орган» является связующим между всеми остальными, которые делятся на ведущие, способные создавать требуемое воздействие, и ведомые, являющиеся динамической нагрузкой.

Подвижные части конвейера могут быть представлены моделью эквивалентного упруго-вязкого стержня с распределенными параметрами, что наиболее актуально, либо дискретной системой с сосредоточенными массами, которая должным образом исследована в ранних работах по данной тематике.

Модель тягового органа строится в относительных координатах, выделяя только динамическую добавку. Поэтому из уравнений движения исключаются члены, связанные со статическим нагружением элементов.

Представляя тяговый орган моделью эквивалентного упруго-вязкого стержня, движение упругой волны будет определяться волновым уравнением вида:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = v^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\eta F}{\rho F} \cdot \frac{\partial^3 U}{\partial x^2 \partial t} + \frac{f(t, x)}{\rho F}. \quad (1)$$

Скорость распространения упругой волны в тяговом органе V определяется по формуле:

$$v = \sqrt{\frac{E_{ц} F}{\rho F}} = \sqrt{\frac{E_{ц} F}{m_0}},$$

где $E_{ц}$ - модуль упругости цепи; $m_0 = \rho F$ - параметр, характеризующий загрузку конвейера, кг/м. Коэффициенты ρ , F соответственно имеют смысл плотности материала и площади сечения стержня.

Член $f(t, x)$ определяет действие приложенных внешних нагрузок, коэффициент η определяет уровень поглощаемой системой энергии и имеет размерность коэффициента динамической вязкости, $кг \cdot м^{-1} \cdot с^{-1}$.

При $f(t, x) = 0$ и $\eta = 0$ легко определить собственные частоты λ для стержней из одного или нескольких участков, моделирующих загрузку конвейера:

$$\lambda = \frac{\pi \cdot v \cdot i}{L} \text{ - при равномерной нагрузке,} \quad (2)$$

$$v_2 \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{v_1} \cdot L_1\right) \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{v_2} \cdot L_2\right) + v_1 \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{v_2} \cdot L_2\right) \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{v_1} \cdot L_1\right) = 0$$

- при неравномерной нагрузке с двумя участками,

$$v_2 \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{v_1} \cdot L_1\right) \cdot \left(v_3 \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{v_2} \cdot L_2\right) \sin\left(\frac{\lambda}{v_3} \cdot L_3\right) + v_2 \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{v_2} \cdot L_2\right) \cos\left(\frac{\lambda}{v_3} \cdot L_3\right) \right) +$$

$$+ v_1 \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{v_1} \cdot L_1\right) \cdot \left(v_2 \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{v_2} \cdot L_2\right) \cos\left(\frac{\lambda}{v_3} \cdot L_3\right) - v_3 \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{v_2} \cdot L_2\right) \sin\left(\frac{\lambda}{v_3} \cdot L_3\right) \right) = 0.$$

- при неравномерной нагрузке с тремя участками,

В частотных уравнениях $L, L_1, L_2, L_3, v, v_1, v_2, v_3$ – соответственно длины участков и скорости распространения упругой волны.

Задача о колебаниях в цепном конвейере более сложна и требует использования надежных численных методов и вычислительных ресурсов ЭВМ.

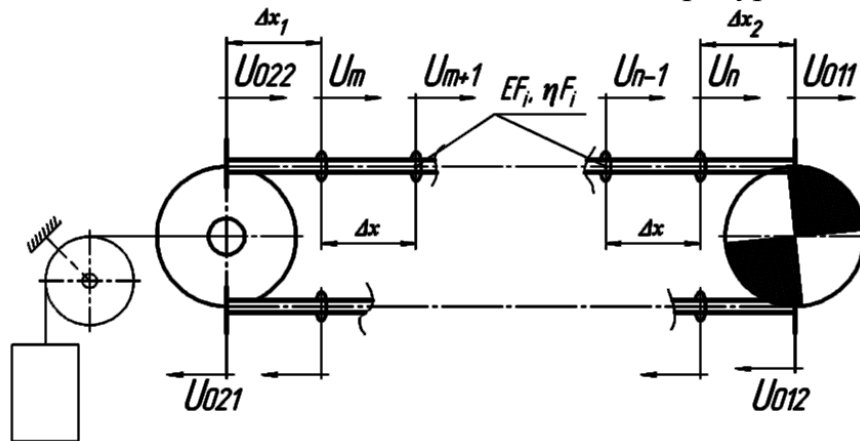


Рис. 1. Динамической модель тягового органа с сосредоточенными параметрами в со-
пряжении с приводом и натяжным устройством

При решении уравнения (1) используют метод конечных разностей. При этом упруго-вязкий стержень разбивают на необходимое количество узлов с шагом Δx по координате (рис. 1).

Используя неявно-явную схему Кранка-Николсона получаем систему алгебраических уравнений:

$$\begin{cases}
\frac{\partial^2 U_{m,j}}{\partial t^2} = 0,5 \cdot \left(v_m^2 \frac{\partial^2 U_{m,j+1}}{\partial x^2} + \frac{\eta F_m}{\rho F_m} \frac{\partial^3 U_{m,j+1}}{\partial x^2 \partial t} \right) + 0,5 \cdot \left(v_m^2 \frac{\partial^2 U_{m,j-1}}{\partial x^2} + \frac{\eta F_m}{\rho F_m} \frac{\partial^3 U_{m,j-1}}{\partial x^2 \partial t} \right) + \frac{f_{m,j}}{\rho F_m}; \\
\cdots \\
\frac{\partial^2 U_{i,j}}{\partial t^2} = 0,5 \cdot \left(v_i^2 \frac{\partial^2 U_{i,j+1}}{\partial x^2} + \frac{\eta F_i}{\rho F_i} \frac{\partial^3 U_{i,j+1}}{\partial x^2 \partial t} \right) + 0,5 \cdot \left(v_i^2 \frac{\partial^2 U_{i,j-1}}{\partial x^2} + \frac{\eta F_i}{\rho F_i} \frac{\partial^3 U_{i,j-1}}{\partial x^2 \partial t} \right) + \frac{f_{i,j}}{\rho F_i}; \\
\cdots \\
\frac{\partial^2 U_{n,j}}{\partial t^2} = 0,5 \cdot \left(v_n^2 \frac{\partial^2 U_{n,j+1}}{\partial x^2} + \frac{\eta F_n}{\rho F_n} \frac{\partial^3 U_{n,j+1}}{\partial x^2 \partial t} \right) + 0,5 \cdot \left(v_n^2 \frac{\partial^2 U_{n,j-1}}{\partial x^2} + \frac{\eta F_n}{\rho F_n} \frac{\partial^3 U_{n,j-1}}{\partial x^2 \partial t} \right) + \frac{f_{n,j}}{\rho F_n}.
\end{cases} \quad (3)$$

Производные вида $\frac{\partial^2 U_{i,j}}{\partial t^2}$, $\frac{\partial^2 U_{i,j+1}}{\partial x^2}$ являются конечноразностными разложениями для каждого узла. Индекс i указывает на координату расположения узла вдоль стержня $i = \{m \dots n\}$, при этом узлы с номерами m и n являются граничными с другими объектами комплексной модели. Индекс j указывает на итерацию по времени.

Для определения перемещений узлов $U_{i,j+1}$ на искомом временном уровне $j+1$ необходимо иметь начальные $U_{i,j}$ и $U_{i,j-1}$, и граничные U_{011} , U_{022} условия (рис. 1).

Для решения системы (3) наиболее эффективным считается использование метода прогонки, являющегося частным случаем метода Гаусса.

После расчета функции перемещений $U_{i,j}$ на всем временном участке определение динамических усилий в цепи осуществляется по формуле:

$$P_{\partial i} = \frac{E_{\text{ц}} F_i}{\Delta x} \cdot (U_{i+1} - U_i)$$

Динамические усилия, действующие на связанные с тяговым органом объекты, с учетом неравномерности разбиения стержня на концах участков определяем согласно соотношениям:

$$P_{O11} = \frac{E F_m}{\Delta x} \cdot \left(U_{m+1} + (U_m - U_{m+1}) \frac{\Delta x_1}{\Delta x} - U_{O11} \right), \quad (4)$$

$$P_{O22} = \frac{E F_n}{\Delta x} \cdot \left(U_{O22} - U_{n-1} - (U_n - U_{n-1}) \frac{\Delta x_2}{\Delta x} \right). \quad (5)$$

В относительной системе координат движение шарнира цепи набегающего на приводную звездочку, подчиняется следующей зависимости:

$$V_{III}(t) = V \cdot \cos(\omega \cdot t - \pi / z) - \frac{R_3 \cdot \omega \cdot z}{\pi} \cdot \sin(\pi / z), \quad (6)$$

где V - скорость движения цепи, R_3 - радиус делительной окружности приводной звездочки, ω - угловая частота вращения.

При нечетном числе зубьев z движения набегающего и сбегающего звеньев цепи происходят с разностью фазы π/z .

Для набегающего шарнира при гусеничном приводе обобщенный закон движения имеет вид:

$$\begin{cases} V_*(t) = \omega(R+e) \frac{1}{\cos^2[\alpha - \varphi_*(t)]} - V \cdot \left(1 - \frac{(R+e) \cdot (\operatorname{tg}[\alpha] - \alpha)}{l_{ПЗ}} \right) & \text{при } t < t_\alpha; \\ V_*(t) = -V \cdot \frac{(R+e) \cdot (\operatorname{tg}[\alpha] - \alpha)}{l_{ПЗ}} & \text{при } t_\alpha < t < t_{ПЗ}. \end{cases} \quad (7)$$

где $t_\alpha = \alpha/\omega$ - время контакта кулака приводной гусеницы и шарнира тяговой цепи; $t_{ПЗ} = l_{ПЗ}/V$ - период переацепления; α - начальный угол зацепления, принимается $\alpha = 5^\circ - 15^\circ$; $l_{ПЗ}$ - шаг кулачков цепи гусеничного привода; $\omega = V/(R+e)$ - угловая скорость вращения звездочек привода; R - радиус делительной окружности приводной звездочки; e - расстояние между плоскостью зацепления кулачков и осью гусеничной цепи привода.

Отклонения перемещений выходных узлов от законов (6) и (7) обусловлены влиянием динамических характеристик приводов, включенных в их модели согласно схемам рис. 2.

Модель звездочного привода (рис. 2, а) описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} M_{ПР} \cdot \ddot{X}_{ПР} = -C_{ПР} \cdot X_{ПР} - b_{ПР} \cdot \dot{X}_{ПР} + P_{ПР1} + P_{ПР2} \\ (J_{ЗВ} + M_{Ц} \cdot R_3^2) \cdot (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}) = (P_{1\tau} - P_{2\tau})R_3 - C_\varphi \cdot (\varphi_1 - \varphi) - b_\varphi \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}). \\ J_{ПР} \cdot \ddot{\varphi} = \beta \cdot i^2 \cdot \dot{\varphi} + C_\varphi \cdot (\varphi_1 - \varphi) + b_\varphi \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}) \end{cases}$$

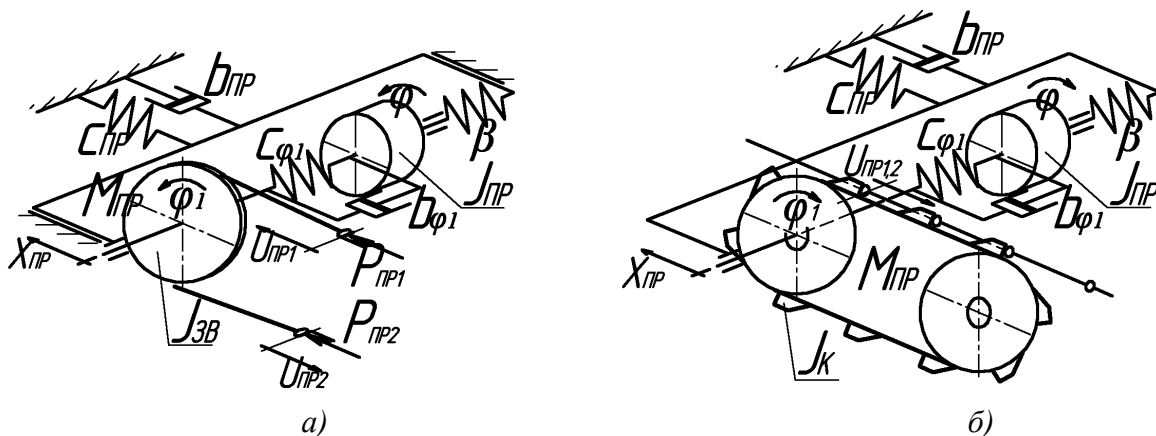


Рис. 2. Динамические модели а) звездочного и б) гусеничного приводов

Для гусеничного привода (рис. 2, б) система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} M_{ПР} \cdot \ddot{x}_{ПР} = -C_{ПР} \cdot x_{ПР} - b_{ПР} \cdot \dot{x}_{ПР} + P_1; \\ (2J_{ЗВ} + J_K) \cdot (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}) = P_\tau \cdot (R+e) - C_\varphi \cdot (\varphi_1 - \varphi) - b_\varphi \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}); \\ J_{ПРИВ} \cdot \ddot{\varphi} = \beta \cdot i^2 \cdot \dot{\varphi} + C_\varphi \cdot (\varphi_1 - \varphi) + b_\varphi \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}). \end{cases}$$

Параметры, входящие в системы, имеют следующий физический смысл: $M_{\text{пр}}$ - масса привода; $M_{\text{ц}}$ - масса цепи, лежащей на приводной звездочке; $J_{\text{прив}}$ - момент инерции привода, приведенный к выходному валу; $J_{\text{зв}}$ - момент инерции приводной звездочки; $J_{\text{к}}$ - суммарный момент звездочек привода и приводной цепи; $C_{\text{пр}}$ и $b_{\text{пр}}$ - параметры жесткости и демпфирования рамы привода; C_{φ} и b_{φ} - параметры жесткости и демпфирования элементов привода на кручение; β - параметр, характеризующий жесткость механической характеристики двигателя; i - передаточное число механизма.

Усилия $P_{\text{пр}1}$, $P_{\text{пр}2}$ и P_1 , определяемые по соотношениям (5) и (6), действуют со стороны тяговой цепи на приводную звездочку и кулак гусеничного привода соответственно. $P_{1\tau}$, $P_{2\tau}$ и P_{τ} их составляющие, действующие касательно звездочкам.

Решение систем уравнений, описывающих сосредоточенные устройства, осуществляется методом Рунге-Кутты 4-го порядка.

Динамическая модель натяжного устройства (рис. 3, а) описывается системой:

$$\begin{cases} (J_{\text{нв}} + M_{\text{ц}} \cdot R^2) \cdot \ddot{\varphi} = (P_1 - P_2) \cdot R; \\ M_{\text{нв}} \cdot \ddot{x}_{\text{нв}} = P_1 + P_2 + C_{\Gamma} \cdot (x_{\Gamma} - x_{\text{нв}}) + b_{\text{пр}} \cdot (\dot{x}_{\Gamma} - \dot{x}_{\text{нв}}) + W_{\text{тр}}; \\ M_{\Gamma} \cdot \ddot{x}_{\Gamma} = C_{\Gamma} \cdot (x_{\text{нв}} - x_{\Gamma}) + b_{\text{пр}} \cdot (\dot{x}_{\text{нв}} - \dot{x}_{\Gamma}), \end{cases} \quad (8)$$

где φ - относительный угол поворота звездочки; $x_{\text{нв}}$ - перемещение рамы натяжного устройства; x_{Γ} - перемещение груза натяжного устройства; $J_{\text{нв}}$ - момент инерции вращающихся элементов натяжного устройства; $M_{\text{ц}}$ - масса тягового органа, вращающаяся совместно с отклоняющей звездочкой; $M_{\text{нв}}$ - масса элементов натяжного устройства, совершающих продольные колебания; M_{Γ} - масса натяжного груза; C_{Γ} и b_{Γ} - параметры жесткости и демпфирования рамы устройства, натяжной пружины либо элемента подвески груза в зависимости от

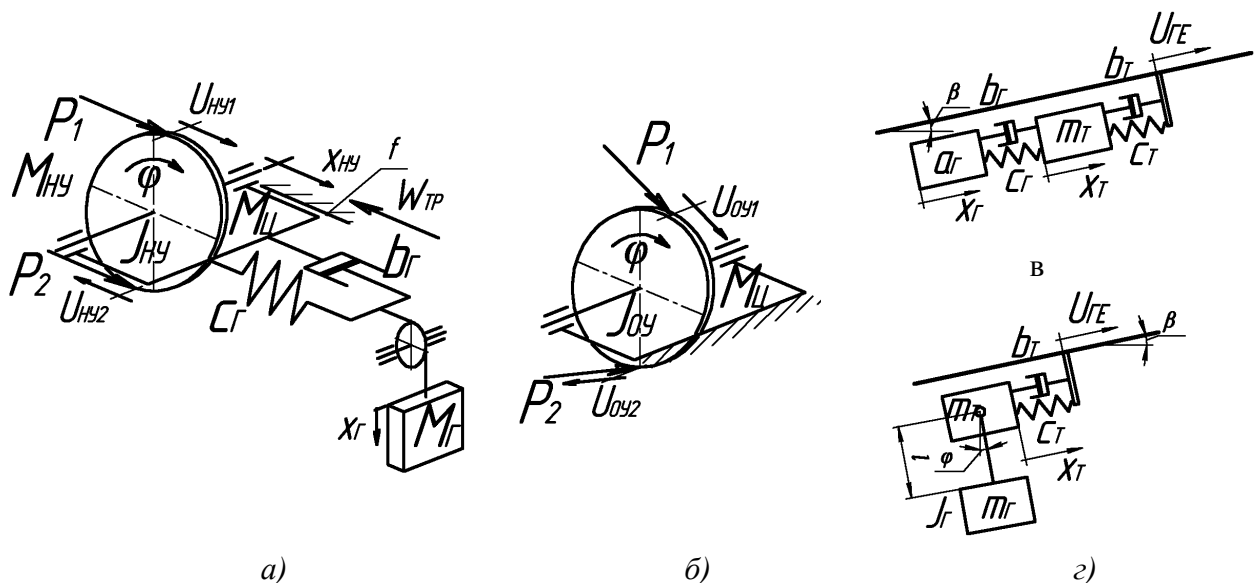


Рис. 3. Динамические модели а) натяжного и б) отклоняющего устройств, грузовых единиц в) с упругой подвеской г) с подвеской в виде маятника

типа натяжного устройства; W_{TP} - сила сухого трения, действующая на раму устройства.

Колебания отклоняющего устройства (рис. 3, б) могут быть представлены первым уравнением системы (8), учитывая момент инерции ее вращающихся частей J_{OY} .

Усилия P_1 и P_2 определяются соотношениями (4) и (5).

Выражения для определения координат выходных узлов примут вид:

$$U_{HY1}^t = R \cdot \varphi + x_{HY} ;$$

$$U_{HY2}^t = R \cdot \varphi - x_{HY} .$$

При моделировании загруженности цепного конвейера пользуемся допущением, считая подвеску, толкатели, иные грузозахватные элементы абсолютно жесткими. В этом случае вся масса груза M_G и иного навесного оборудования M_T считаются распределенными по загруженному участку трассы:

$$q_G = (M_G + M_T) \cdot k_G / l_{II} ,$$

где l_{II} - шаг установки грузов на конвейере, k_G - коэффициент участия груза в динамическом процессе, часто принимаемый равным $k_G = 1$.

Допущение об абсолютной жесткости крепления груза относительно цепи справедливо для пластинчатых, тележечных конвейеров, а также там, где жесткость грузонесущих органов достаточно велика.

Для уточнения динамической модели конвейера возможно введение в нее грузовых единиц как сосредоточенных объектов (рис. 3, в, г).

В этом случае модель с упругой подвеской, в общем случае, описывается системой:

$$\begin{cases} m_T \cdot \ddot{x}_T = (U_{GE} - x_T) \cdot c_T + (\dot{U}_{GE} - \dot{x}_T) \cdot b_T + (x_G - x_T) \cdot c_G + (\dot{x}_G - \dot{x}_T) \cdot b_G \\ a_G \cdot \ddot{x}_G = (x_{II} - x_G) \cdot c_G + (\dot{x}_{II} - \dot{x}_G) \cdot b_G \end{cases} ,$$

где U_{GE} - перемещение узла модели тягового элемента, связанного с грузовой единицей; $m_T = M_T \cdot \cos(\beta)$ - часть массы тележки и подвески, действующая перпендикулярно участку трассы; c_T, b_T, c_G, b_G - упруго-вязкие параметры толкателя и подвески груза; a_G - инерциальный коэффициент, зависящий от параметров подвески и наклона трассы.

Для модели с подвеской в виде физического маятника справедливы выражения:

$$\begin{cases} (m_T + m_G) \cdot \ddot{x}_T + m_G \cdot l \cdot \ddot{\varphi} = (U_{GE} - x_T) \cdot c_T + (\dot{U}_{GE} - \dot{x}_T) \cdot b_T \\ (m_G \cdot l^2 + J_G) \cdot \ddot{\varphi} + m_G \cdot l \cdot \ddot{x}_T = -m_G \cdot g \cdot l \cdot \varphi - M_T \end{cases} ,$$

где J_G - момент инерции груза относительно собственной оси; M_T - момент от сил трения в шарнире подвески.

Каждое из сосредоточенных устройств в составе полной модели, построенной по комплексной схеме, обменивается взаимодействиями с упруго-вязким стержнем, связывающим их в единую систему (рис. 4).

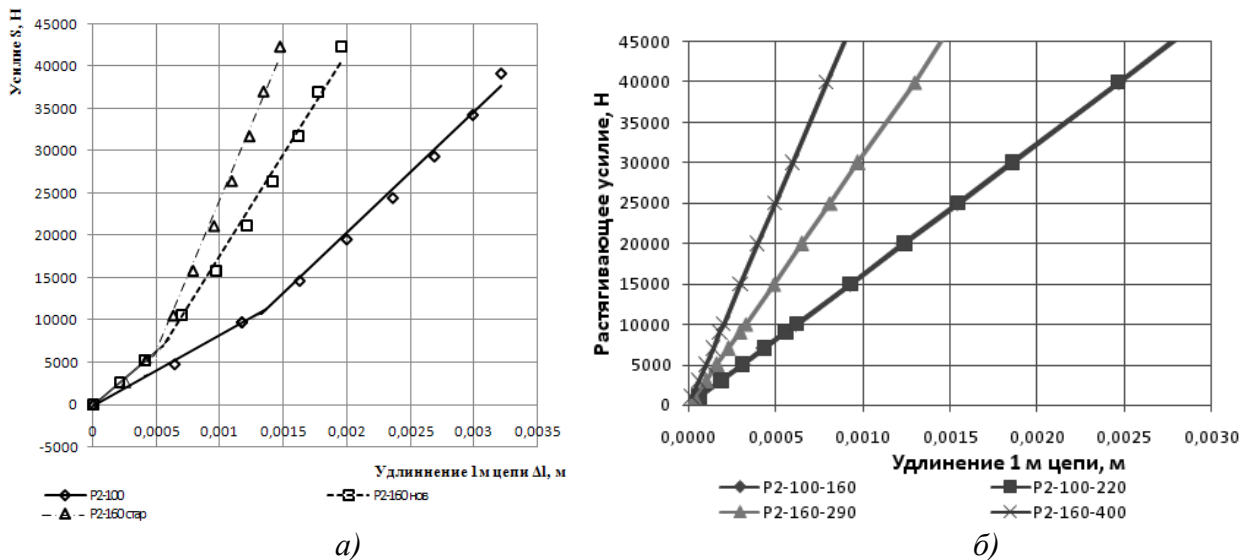


Рис. 5. Графики зависимости удлинения одного метра цепи (Δl) от натяжения (S) а) при натурном эксперименте, б) при расчете по конечно-элементной модели

Аналитическое выражение для определения жесткости одного метра разборной цепи имеет вид:

$$H_0 = \frac{6 \cdot E \cdot \pi \cdot l \cdot d_3^4 \cdot F_1 \cdot F_2}{3 \cdot \pi \cdot d_3^4 \cdot F_2 \cdot l_1 \cdot K_1 + 12 \cdot \pi \cdot d_3^4 \cdot F_1 \cdot l_2 \cdot K_2 + 8 \cdot l_3^3 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot K_3},$$

где F_1 , F_2 , l_1 и l_2 площади поперечного сечения и длины наружной пластины и внутреннего звена соответственно; d_3 - диаметр оси; l_3 - длина оси цепи.

Коэффициенты суммарного влияния изгибных и контактных деформаций элементов разборной цепи были определены по расчетам конечно-элементных моделей: $K_1 = 1,31$; $K_2 = 2,93$; $K_3 = 2,35$. При этом отклонение расчетного значения погонной жесткости по аналитической зависимости также не превышает 15%.

Для определения обобщенного коэффициента внутреннего трения ηF в тяговом органе, предложено использовать зависимость вида:

$$\eta F = \frac{H_0 \cdot \psi}{2 \cdot \pi \cdot \omega},$$

позволяющую вводить в модель сопротивление, независящее от циклической частоты внешних возмущений ω при поглощении энергии на уровне заданного коэффициентом ψ значения, что было подтверждено рядом численных экспериментов.

Сосредоточенные объекты, такие как привод, отклоняющее и натяжное устройства, способны кроме поглощения энергии системы вызывать эффекты ее перераспределения между ветвями тягового органа.

Проведенные численные эксперименты говорят об их сильном влиянии, что свидетельствует о сложности динамических процессов, протекающих в узлах цепных конвейеров.

Четвертая глава посвящена исследованию динамики одноприводных и многоприводных конвейеров и экспериментальной проверке расчетных данных.

Исследования показали, что результаты использования известных аналитических зависимостей, при определении максимальных динамических усилий в цепи конвейера, отличаются от полученных расчетом по полной динамической модели в среднем на 40-800%.

Исследования опровергают результаты расчета динамических усилий по соотношениям Ганфштенгеля или Долголенко и другим известным моделям цепных конвейеров. Возникающее максимальное динамическое усилие не пропорционально массе движущихся частей. В некоторых случаях при одинаковой скорости и длине трассы усилие в незагруженном конвейере может превосходить усилия при загруженной трассе.

Расчеты по динамической модели, кроме максимальной и минимальной величин динамических усилий в цепи, позволяют определять примерные координаты их возникновения, переменные составляющие нагрузок, передаваемых на раму привода, грузовую связь в натяжном устройстве, проследить изменение скорости вращения приводного вала при учете жесткости механической характеристики.

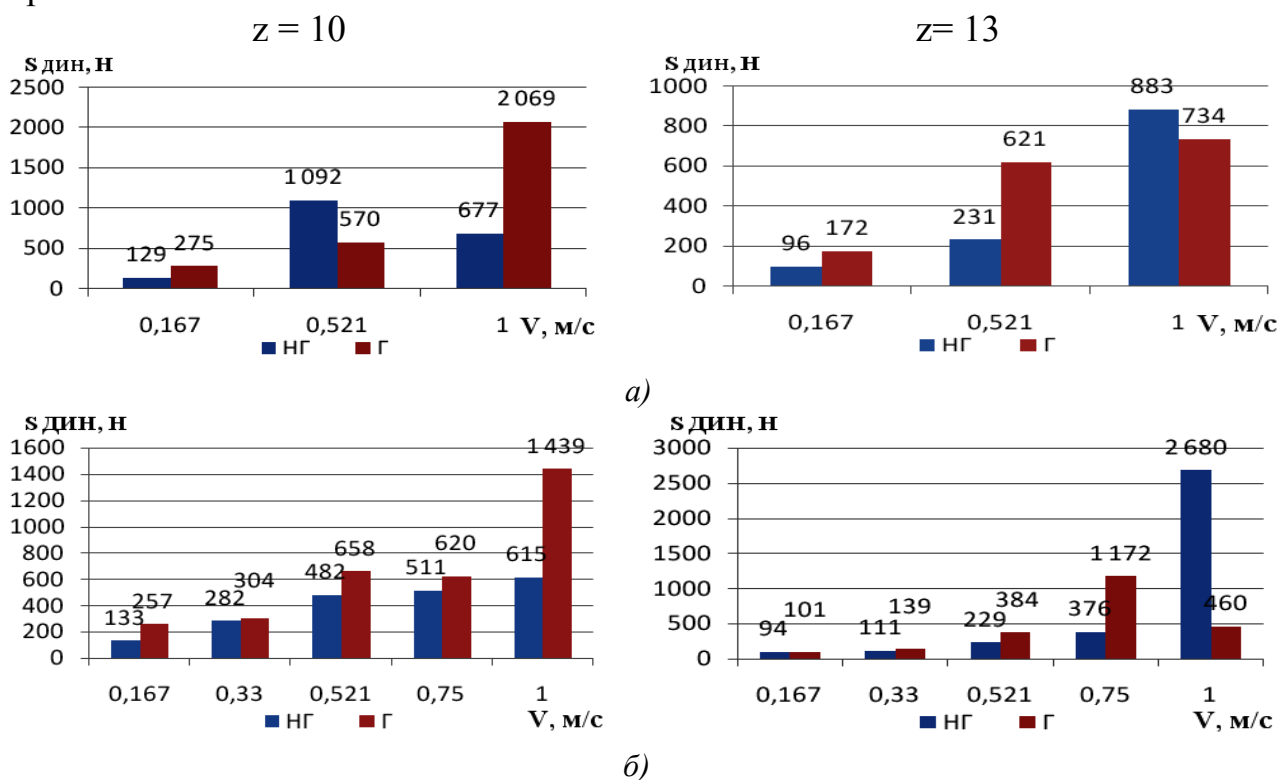


Рис. 6. Гистограммы максимальных динамических усилий цепных конвейеров со звездочным приводом рассчитанных по а) упрощенной и б) полной моделям при различном числе зубьев приводной звездочки

Длина трассы $L = 242$ м. НГ – ненагруженный, Г – нагруженный

Наглядным является сравнение величин нагрузок определенных по упрощенной модели с полной (рис. 6). При малых скоростях транспортирования ($V = 0,167$ м/с) расчетные нагрузки близки. С увеличением скоростей в полных моделях они уменьшаются, что говорит о возрастании влияния сосредоточенных

устройств, однако в некоторых случаях волновые процессы настолько интенсивны, что приводит к значительному увеличению искомых параметров (рис. 6, б ($V = 1$ м/с)).

Удобство использования гусеничного привода заключается в том, что его можно установить на любом прямолинейном участке трассы, а выбор наиболее оптимального места позволяет значительно уменьшить статические нагрузки. Однако динамическая составляющая в значительной степени зависит от кинематических параметров зацепления и может оказаться значительной.

Учет в модели отдельных грузовых единиц влияет на максимальные динамические нагрузки при высоких скоростях. Так для модели с длиной трассы 242 м, при 0,521 и 1 м/с, снижение составило 45 – 55%. При скорости 1 м/с в модели с длиной цепи 1100 м снижение составило около 6%. На малых скоростях результаты неоднозначны, при этом результирующие нагрузки могут быть как меньше, так и больше определенных без учета отдельных грузов.

Данные выводы относятся лишь к ряду частных экспериментов. Результаты могут кардинально меняться в зависимости от параметров моделируемой системы.

Задача исследования динамики многоприводных конвейеров с цепным тяговым органом не менее актуальна.

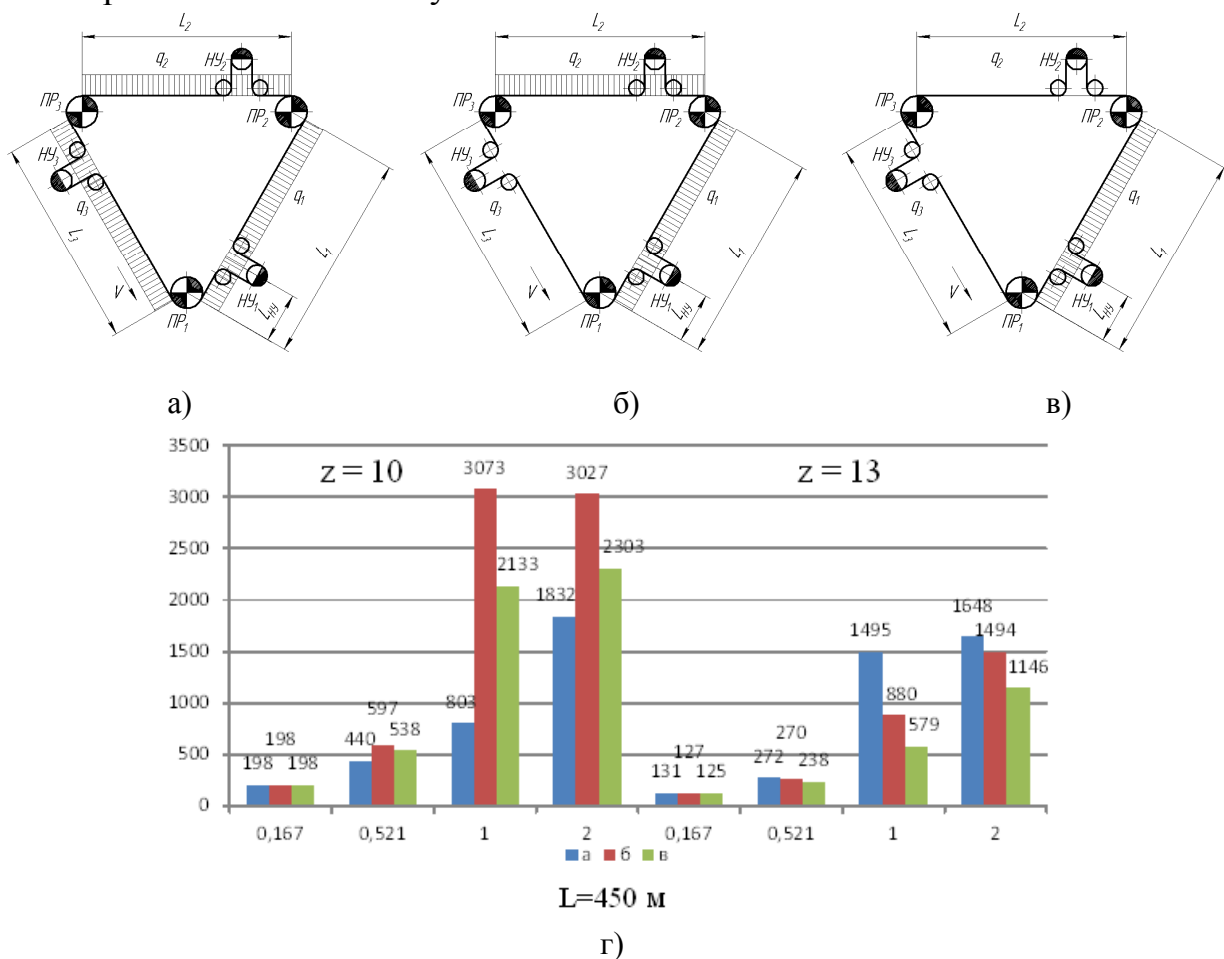


Рис. 7. Схемы загрузки трассы многоприводных конвейеров (а), (б), (в) и гистограммы максимальных динамических усилий в тяговом органе при различных схемах загрузки (г)

В этом направлении проводились исследования влияния на величину максимальных усилий схемы загрузки трассы конвейера (рис. 7, а, б, в) и несинхронности зацепления приводов с шарниром тяговой цепи.

Гистограммы результатов расчетов показывают, что при высоких скоростях (1, 2 м/с) влияние схемы загрузки трассы значительно, и отличие величин усилий может достигать 75%. На низких скоростях отличия составляют менее 15% (рис.7, з).

Несинхронность зацепления приводами тяговой цепи обусловлена как упругостью тягового органа, так и взаимным расположением приводов вдоль трассы. По результатам исследования на моделях с равномерной загрузкой (рис. 7, а) несинхронность зацепления привода №2, относительно двух остальных, может привести к увеличению максимальных динамических усилий на величину составляющую до 50% (рис. 8).

При проектировании новых машин следует учитывать все возможности несинхронной работы приводов, проводя соответствующие расчеты.

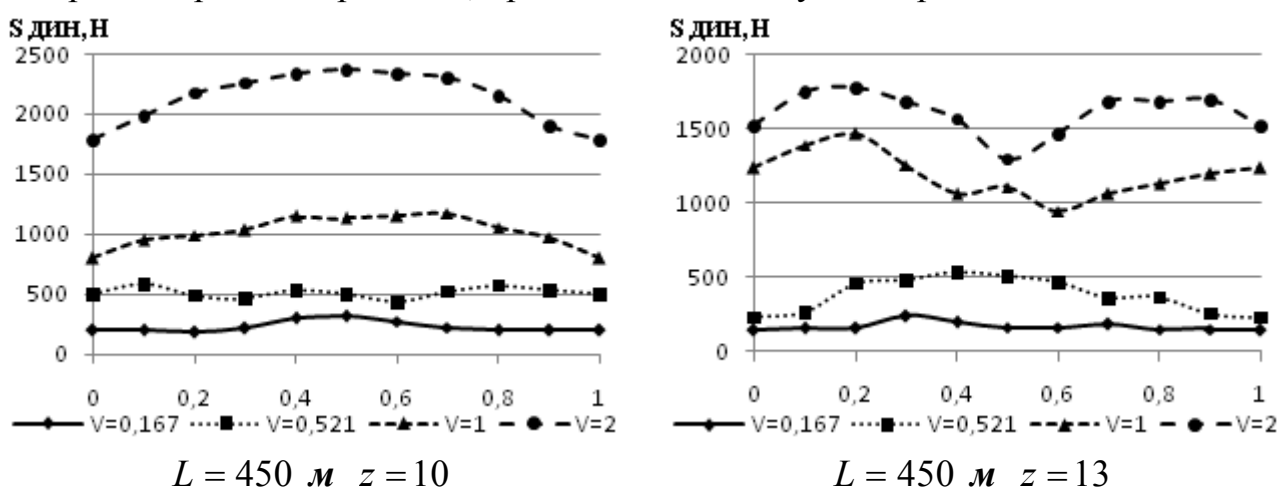


Рис. 8. Графики зависимости максимальных динамических усилий в трехприводном конвейере от несинхронности зацепления приводов

Возникновение резонансных явлений в реальных машинах ведет к значительному повышению действующей динамической нагрузки, изменению нормального режима работы ее узлов, а, следовательно, к более быстрому их изнашиванию и поломке. Расчет по динамическим моделям так же позволяет выявить возможность возникновения подобных явлений.

Процесс резонанса в тяговом органе возникает при совпадении частоты возмущений, вызываемых кинематикой зацепления привода, с собственными частотами, которые обычно определяются по соотношению (2).

Кинематическому возмущению подвергаются звенья цепи как сбегающей, так и набегающей на приводное устройство. При этом образуются две движущиеся навстречу друг другу волны деформации.

В звездочном приводе с четным числом зубьев звенья набегающей и сбегающей цепей движутся в одной фазе, а образующиеся волны деформаций имеют разный знак. Это приводит к тому, что резонанс в тяговом органе возникает только при совпадении частоты возмущений с собственными с нечетными номе-

рами i (по формуле 2). В приводах со звездочкой с нечетным числом зубьев обратная ситуация. Данный факт упускается в литературе, посвященной данной тематике.

В моделях с гусеничным приводом, из-за допущения, что шарнир цепи взаимодействует только с одним кулаком, должны реализовываться нечетные собственные частоты.

Резонанс в тяговом органе – волновой процесс, а реальные машины представляют собой сложные системы, состоящие не только из тягового органа. Действие других элементов может оказывать сильное влияние на перераспределение волн деформации, изменяя значения собственных частот обычно в меньшую сторону, снижая при этом скорость роста динамических нагрузок. Аналитически рассчитать собственные частоты для такой системы невозможно, что говорит о необходимости использования комплексной модели.

Проведение экспериментальных исследований цепного конвейера в условиях производства связано с целым рядом трудностей. На кафедре транспортных и технологических систем СПбГПУ был создан специальный исследовательский комплекс.

Он включал в себя промышленный двухприводной грузонесущий конвейер (ГНК) длиной 48,6 м с тяговой двухшарнирной цепью.

Замер напряжений, а, следовательно, и натяжений в тяговой цепи осуществляется методом электротензометрирования.

По данным записанных осциллограмм, можно определить максимальный размах динамических усилий в тяговой цепи. Для стендового конвейера, при работе от одного привода, он составил - 730 Н, от двух приводов - 530 Н.

Расчет по динамической модели показал максимальный размах динамических нагрузок в 768 Н и 542 Н соответственно. Таким образом, отклонение рассчитанных величин не превышает 10% от данных натурального эксперимента, что свидетельствует о достоверности получаемых результатов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Главным итогом диссертационного исследования является более совершенный метод определения динамических нагрузок в тяговом органе цепных конвейеров, построенный на принципе совмещения моделей различных узлов в единую систему. Это позволяет решать проблемы, связанные с определением нагрузок при расчете и конструировании элементов конвейера. Также возможно обосновать повышение скорости транспортирования и производительности при снижении динамической составляющей, тем самым расширив вклад в совершенствование транспортно-технологического оборудования, используемого в условиях массового и крупносерийного производства.

Цель работы была достигнута выполнением комплекса задач, включающих в себя:

- 1) анализ известных методов расчета динамических нагрузок в цепных конвейерах, определение возможности их использования и степени приближения к реальным условиям;

2) разработку комплексной динамической и математической модели с учетом основных факторов, влияющих на колебательный процесс всей совокупности цепных как одноприводных, так и многоприводных конвейеров;

3) разработку алгоритма решения математических уравнений комплексной модели, отвечающего современным возможностям вычислительных машин;

4) оценку достоверности методик определения упруго-вязких характеристик элементов цепных конвейеров;

5) оценку динамических нагрузок возникающих при рабочих процессах цепных конвейеров, а также в резонансных режимах;

6) проверку степени приближения теоретических решений к действительным процессам в конвейерах с цепным тяговым органом.

Исследования могут быть использованы для всей гаммы машин непрерывного транспорта с цепным тяговым органом.

Полученные результаты позволяют достоверно определять усилия в тяговом органе цепного конвейера, а следовательно, повышать надежность машин и сокращать приведенные затраты на транспортирование груза.

Совокупность основных результатов работы может быть представлена в форме следующих кратких выводов:

1. Анализ существующего состояния исследований по данной проблеме позволил сделать вывод о необходимости совершенствования метода расчета динамических нагрузок в цепных конвейерах.

2. Разработаны принципы создания комплексной модели цепных конвейеров, состоящей из системы объединенных кинематико-силовым взаимодействием друг с другом моделей отдельных устройств. Модель тягового органа принята системой с распределенными параметрами и описывается уравнением в частных производных. Звездочный и гусеничный привода, отклоняющее, натяжное устройства, грузовые единицы представляются сосредоточенными моделями и описываются системами дифференциальных уравнений.

3. Разработана универсальная программа, позволяющая создавать модели цепных конвейеров по комплексному методу. При решении уравнения тягового органа используется конечноразностный метод построенный по неявно-явной схеме Кранка-Николсона. Уравнения описывающие сосредоточенные устройства решаются методом Рунге-Кутты 4-го порядка.

4. Усовершенствованы методы определения упруго-вязких параметров элементов цепных конвейеров. Это позволило учесть нелинейную зависимость между нагрузкой и деформацией тяговой цепи, рассеивание энергии упругих колебаний и тем самым более точно определить динамические нагрузки и другие параметры рабочих процессов конвейера.

5. Совокупность результатов исследований динамических моделей конвейеров привела к выводу о том, что полную картину динамических процессов возможно определить только путем расчета по предложенной полной динамической модели.

Влияние неравномерности загрузки трассы конвейера, несинхронности зацепления приводов, числа зубьев приводной звездочки на динамические нагрузки неоднозначно.

6. Существующие экспериментальные исследования подтвердили достоверность результатов, получаемых при использовании полных динамических моделей.

В целом результаты исследований позволяют осуществлять расчет цепных конвейеров с учетом их реального нагружения, определять пути снижения нагрузок и повышения эффективности транспортирующих машин.

В работе доказана перспективность данного направления научных исследований, что позволяет прогнозировать дальнейшее расширение сферы его применения.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

В рецензируемых журналах, входящих в реестр ВАК РФ:

1. **Смирнов В.Н., Никитин С.В.** Логистическая модель для исследования волновых процессов // Научно технические ведомости СПбГПУ. – 2010. № 3: Наука и образование. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2010. С. 78-85

в других изданиях:

2. **Никитин С.В., Смирнов В.Н.** Исследование волновых процессов в лестничном полотне эскалатора // Материалы Всероссийской межвузовской научно технической конференции студентов и аспирантов. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2007. С. 56-57
3. **Никитин С.В., Смирнов В.Н.** Комплексная модель динамических процессов в цепном конвейере // Материалы Всероссийской межвузовской научно технической конференции студентов и аспирантов. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2008. С.86-87
4. **Никитин С.В.** Особенности динамических моделей конвейеров с цепным тяговым органом // Материалы Всероссийской межвузовской научно технической конференции студентов и аспирантов. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2008. С.148-150
5. **Никитин С.В., Смирнов В.Н.** Пути снижения нагрузок и металлоемкости конвейеров // Материалы Всероссийской межвузовской научно технической конференции студентов и аспирантов 24-29 ноября. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2008. С.163-164
6. **Никитин С.В.** Особенности динамических моделей конвейеров с цепным тяговым органом // Всероссийская межвузовская научная конференция студентов и аспирантов 24-29 ноября 2008. Материалы лучших докладов. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2008. С. 89-91
7. **Смирнов В.Н., Никитин С.В.** Методические проблемы изучения динамики конвейеров в курсе “Машины непрерывного транспорта” // Машиностроение в условиях инновационного развития экономики. Сборник тезисов и докладов научно-методической конференции. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2009. С.76-83