

На правах рукописи

Маланин Дмитрий Олегович

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК
В КОНВЕЙЕРАХ С ЦЕПНЫМ ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

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

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Санкт–Петербург – 2003 г.

Работа выполнена в государственном 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
Черненко Владимир Дмитриевич

- кандидат технических наук
Скорописов Юрий Иванович

Ведущая организация: - ЗАО «Ижора - Механомонтаж».
г. Санкт-Петербург

Защита состоится « 16 » марта 2004 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д212.229.24 при ГОУ ВПО “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет” по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, корп.1, ауд. 41.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ “СПбГПУ”

Автореферат разослан « 10 » февраля 2004 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, профессор

Смирнов В. Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Современные машиностроительные предприятия с массовым и крупносерийным выпуском продукции широко используют поточные линии на базе цепных конвейеров. Они, как правило, являются не только неотъемлемой частью технологического процесса, но и определяют его темп, ритмичность, существенно влияют на организацию всего производства. Вновь создаваемые конвейеры должны отвечать критериям прочности, долговечности, надежности и экономичности в эксплуатации, минимальным затратам материалов и труда при изготовлении.

Широкое применение и высокая ответственность цепных конвейеров в современном производстве заставляют предъявлять жесткие требования к их надежности в течение всего эксплуатационного периода. Однако, как показывает опыт проектирования и эксплуатации, одним из сдерживающих факторов в развитии большинства цепных конвейеров является отсутствие до последнего времени достоверного и отвечающего современным возможностям для практической реализации метода определения динамических нагрузок. Существующие решения позволяют сделать только приближенную их оценку, что заставляет проектировщика и конструктора завышать коэффициенты запаса прочности, снижать скорость транспортирования, разрабатывать сложные приводные механизмы и системы управления.

Все это приводит к созданию дорогих, громоздких и металлоемких машин, что предопределяет большие приведенные затраты на выпускаемую продукцию. Для выхода из создавшегося положения и, учитывая постоянную тенденцию к росту интенсивности производства, необходимо проведение глубоких теоретических и экспериментальных исследований, направленных на создание более совершенных конструкций конвейеров и методик их расчета.

При разработке конвейеров редко имеется возможность создания опытного образца, который можно было бы всесторонне исследовать в реальных условиях эксплуатации. Вместе с тем конструктор должен быть уверен в точности расчетных методик. Поэтому необходимой является разработка математических моделей конвейеров, и их реализация на ЭВМ с целью получения требуемых показателей. При этом надо иметь в виду, что процесс формирования модели для сложной динамической системы очень трудоемкий, в связи с чем, создание обобщенных моделей и алгоритмов на их основе, пригодных для широкого класса цепных конвейеров, составляет важную практическую задачу.

Цель диссертации – универсальный и достоверный метод расчета, позволяющий повысить точность определения динамических нагрузок в элементах конвейеров с цепным тяговым органом, обеспечивающий повышение их надежности и эффективности.

Указанная цель определила следующие основные задачи исследования:

1. Усовершенствовать универсальные динамические и математические модели с учетом основных факторов, влияющих на колебательный процесс всей совокупности цепных конвейеров, в том числе и многоприводных.

2. Разработать алгоритм решения математических моделей, позволяющий с большой степенью достоверности определять основные параметры динамического процесса и отвечающий современным возможностям ЭВМ.
3. Развить метод расчета нагрузок, возникающих при характерных рабочих процессах в цепных конвейерах.
4. Используя существующие экспериментальные исследования, уточнить алгоритм определения упруго-вязких характеристик элементов цепных конвейеров.
5. 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. Общая структура системного комплексного исследования по определению динамических нагрузок в цепных конвейерах, включающая всесторонний анализ существующих методов и обоснование необходимости их совершенствования.
2. Обоснование динамических и математических моделей характерных рабочих процессов одноприводных и многоприводных цепных конвейеров и алгоритмов их реализации;
3. Усовершенствованная методика определения упруго-вязких характеристик элементов цепных конвейеров.

Совокупность представленных к защите положений следует квалифицировать как решение научной проблемы, заключающейся в раскрытии сложных динамических процессов, сопровождающих работу цепных конвейеров, достоверном определении нагрузок и использовании полученных результатов для создания эффективного транспортирующего оборудования, имеющего важное народно-хозяйственное значение.

Методы исследования. Достоверность научных положений и выводы по работе базируется на накопленном опыте теоретических и экспериментальных исследований, проектирования узлов и механизмов цепных конвейеров; использовании апробированных методов вычислительной математики, теории колебаний и динамики машин; математического программирования, а также применении соответствующего программного обеспечения.

Практическая ценность работы заключается в том, что предложенный метод динамического анализа характерных рабочих процессов цепных конвейеров обеспечивают инженеру возможность производить расчет узлов и механизмов с учетом их реального нагружения, указывают пути снижения нагрузок и повышения эффективности транспортирующих машин.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на межвузовских научных конференциях в СПбГПУ (2000 - 2003 г.г.) и научно-технических семинарах кафедры “Транспортные и технологические системы” СПбГПУ (2000 – 2003 г.г.).

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 10 печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 184 страницах машинописного текста, включает 57 рисунков и 17 таблиц, состоит из введения, 5 глав, заключения, списка использованных источников 141 наименования и 4 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель работы и основные задачи исследования, изложена общая структура диссертационного исследования.

В первой главе изложены результаты анализа нагрузок в цепных конвейерах, проведен обзор работ по этому направлению, рассмотрены особенности динамических и математических моделей характерных рабочих процессов цепных конвейеров.

Классификация динамических сил в цепных конвейерах общеизвестна. Однако следует подчеркнуть, что динамические усилия, вызванные кинематикой зацепления, являются основными видами дополнительного нагружения для многих конструкций конвейеров.

При равномерном движении ведущего звена привода тяговая цепь конвейера движется неравномерно со скоростью, изменяющейся по известным кинематическим законам. В цепи возникают упругие колебания и вместе с ними динамические усилия, которые, вследствие многократного действия, ускоряют износ шарниров, вызывают усталостные разрушения, снижают прочностные характеристики.

За многолетнюю историю конструирования и эксплуатации конвейеров динамика цепного тягового органа привлекала внимание многих исследователей и это является еще одним подтверждением того, что она относится к числу важнейших проблем в теории машин непрерывного транспорта. Широко известны работы профессоров Ганфштенгеля Г. Г., Козьмина П. С., Долголенко А. А., в которых сделана попытка получения аналитического решения задачи.

Позднее появились 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., а также публикации зарубежных авторов. Все эти работы представляют несомненный интерес, но они затрагивают в большинстве своем либо частные вопросы, касающиеся определения параметров колебательного процесса конкретных типов цепных конвейеров, либо исследуют динамику цепных передач.

Серьезный вклад в исследование вопроса динамики цепного тягового органа внес профессор Смирнов В. Н. Применяя метод дискретизации системы с распределенными параметрами, он разработал и теоретически обосновал универсальные динамические и математические модели, учитывающие основные факторы колебательного процесса в тяговом органе цепного конвейера. И в этой связи необходимо отметить перспективность данного направления. Однако исследования Смирнова В.Н. посвящены главным образом подвесным толкающим конвейерам и не учитывают особенности всего мно-

гообразия цепных конвейеров. Кроме того, достигнутая им степень дискретизации и использованное для решения математических моделей программное обеспечение часто не позволяют выполнять расчеты с требуемой точностью.

Следует отметить, что благодаря целому ряду преимуществ перед звездочными приводами, в современных цепных конвейерах получили широкое распространение гусеничные приводные системы. В связи с чем, важной задачей исследований динамики конвейера является изучение особенностей кинематики зацепления и характера влияния упругих свойств гусеничного привода на основные параметры колебательных процессов. Однако до последнего времени этот вопрос практически не нашел отражение в научно-технической литературе.

В современных условиях крупносерийного и массового производства широкое распространение получили многоприводные конвейеры, изучению которых посвящены многочисленные исследования. Здесь необходимо отметить большой вклад Спиваковского А.О., Дьячкова В.К., Евграфова В.А., предложивших алгоритмы определения количества и рациональной расстановки приводов, методы расчета нагрузок на приводы и определения натяжения тягового органа применительно к конкретным условиям работы конвейера. Позднее появились работы Савчука А.И., которые посвящены исследованию распределения нагрузки между приводами с учетом вероятностных отклонений их параметров. Однако существующие исследования направлены на определение, главным образом, статических нагрузок.

Существует целый ряд исследований, направленных на создание систем автоматического управления, позволяющих выравнять нагрузки между приводами и тем самым препятствовать возникновению дополнительного натяжения в тяговой цепи. В этой связи необходимо отметить труды Куценко Б.Н., Вейца В.Л., Шестакова В.М., Скорописова Ю.И., Суловой О.В.. Однако эти фундаментальные исследования основаны главным образом на раскрытии вопросов динамики приводных систем и машинных агрегатов. Отсутствие же детальных исследований динамических процессов в тяговом органе является серьезным сдерживающим фактором как на пути создания высокоэффективных систем управления, так и в развитии многоприводных конвейеров в целом.

Требуют дальнейшего развития и исследования подвесных толкающих конвейеров (ПТК). Это относится, прежде всего, к такому характерному рабочему процессу, как подхват тележечного сцепа толкателем тяговой цепи. Нагрузки этого типа необходимо учитывать как при расчете на прочность, особенно для конвейеров с горизонтальной трассой (вспомогательные, передаточные, накопительные), так и при расчете на выносливость. Подтверждением тому являются случаи усталостного разрушения звеньев цепи в зоне крепления толкателя на ПТК ВАЗа в г. Тольятти.

Весомый вклад в изучение процесса подхвата внес профессор Смирнов В. Н. Автор предложил дискретные динамические и математические модели, учитывающие в комплексе способ подвеса груза к тележечному сцепу, продольную жесткость подвес-

ки, состояние тележки и груза в момент подхвата. Однако дальнейшее изучение показало, что основными задачами являются исследования совместного действия различных режимов подхвата и кинематического возбуждения. Кроме того, при исследованиях следует учитывать, что процесс подхвата скоротечен, а его воздействие локализовано пределами нагружаемого участка. Для определения количества дискретных единиц и величины этой зоны необходимы дополнительные исследования.

Новые возможности, появившиеся в настоящее время в связи с широким внедрением в расчетную практику ЭВМ, позволяют с необходимой точностью решать сложные математические модели, используя надежные алгоритмы. Кроме того, современная вычислительная техника помогает глубже и шире раскрывать физические процессы, протекающие в колебательных системах, и тем самым способствует разработке более достоверных расчетных методик.

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

Во второй главе изложены основы методики определения динамических нагрузок в тяговой цепи конвейера при кинематическом возбуждении.

Вследствие особенностей кинематики привода при установившихся режимах тяговые цепи движутся неравномерно, что сопровождается возникновением динамических нагрузок. При выявлении характера их изменения во времени и расчете экстремальных значений приходится сталкиваться со значительными трудностями, обусловленными сложными волновыми процессами. Поэтому при составлении динамической и математической моделей необходимо учитывать возможности для последующей их реализации. И, конечно же, без определенных допущений и схематизации реальной системы раскрыть качественную картину явлений не удастся.

При решении задачи по определению динамических нагрузок подвижные части конвейера представляют в виде эквивалентного упруго-вязкого стержня, либо дискретной системы с сосредоточенными массами. Для изучения свободных продольных колебаний этих двух систем считается их жесткое закрепление на границах длин, расположенных в месте зацепления зубом приводной звездочки шарнира тяговой цепи. Правомочность такого допущения вытекает из значительной инерционности привода, который, как правило, имеет большие передаточные отношения.

Дифференциальное уравнение свободных продольных колебаний эквивалентного однородного стержня постоянного сечения имеет вид:

$$v^2 \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = 0,$$

где $U(x, t)$ – продольное перемещение текущего сечения стержня; $v = \sqrt{E \cdot F / m_0}$ – скорость распространения упругой волны; m_0 – масса единицы длины стержня; $E \cdot F$ – жесткость стержня.

Следует отметить, что применять для исследования сложнейших колебательных процессов в цепных конвейерах существующие приближенные решения волнового

уравнения затруднительно, поэтому в работе на основе динамической эквивалентности, т. е. равенства кинетической и потенциальной энергии в любые моменты времени, система с распределенными параметрами заменена дискретной с сосредоточенными массами и упруго-вязкими связями. При этом необходимо сохранить спектр основных частот собственных колебаний.

Исследования профессора Смирнова В.Н показали, что метод дискретизации системы путем деления трассы конвейера на равные по длине участки при $n=20\div 50$ единиц дает хорошую сходимость первой трети частот в пределах 10% погрешности. Однако дальнейшее изучение этого вопроса показало необходимость увеличения n до 100...150 единиц.

Применив метод дискретизации, были созданы различные динамические модели цепных конвейеров.

Модели, представленные на рис. 1 можно применять при исследовании пластинчатых, скребковых и тележечных конвейеров. При рассмотрении скребкового конвейера степень участия груза в колебательном процессе следует учитывать коэффициентом, величина которого колеблется в диапазоне от 0,3 до 0,5.

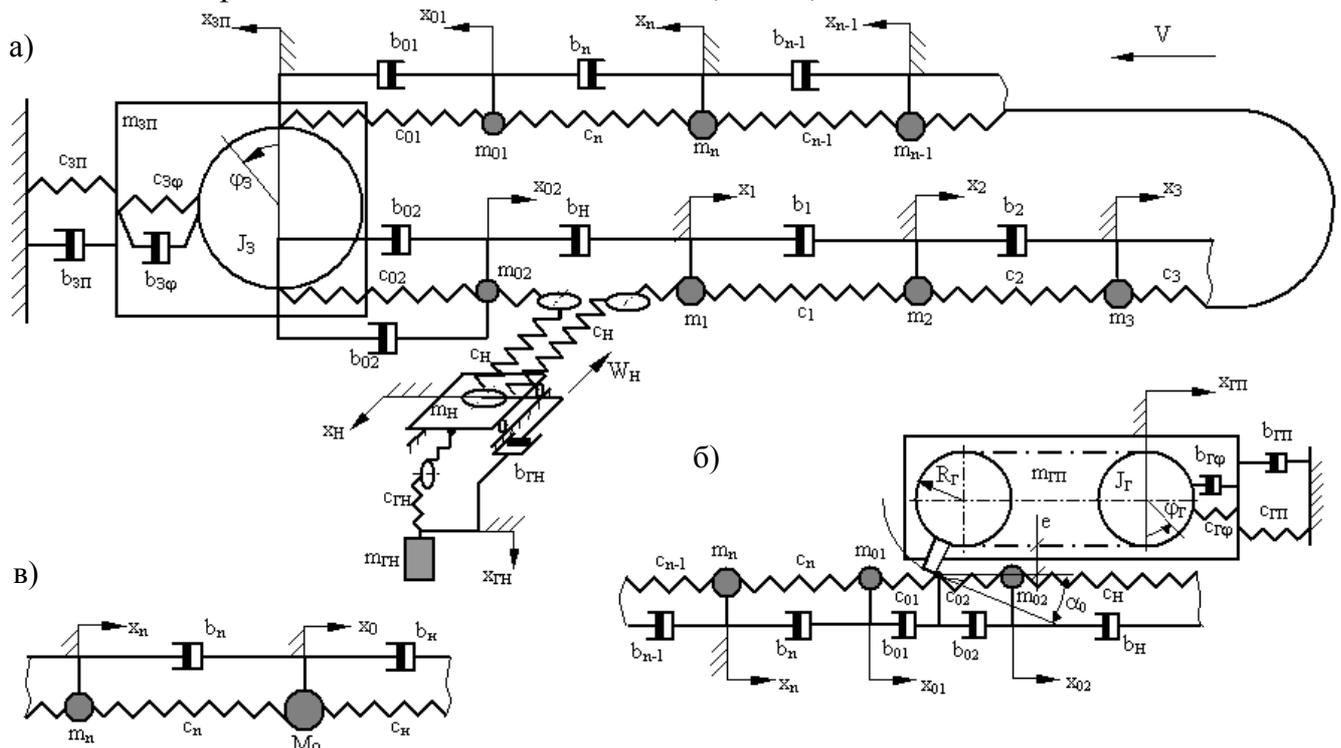


Рис. 1. Динамическая модель цепного конвейера с горизонтальной трассой а – со звездочным приводом; б – с гусеничным приводом; в – с упрощенной моделью привода

При составлении математической модели обобщенные координаты выбраны таким образом, что при исследовании мы получаем только динамические усилия.

$$\begin{aligned}
 1. (m_{зп} + m_{01} + m_{02}) \cdot \ddot{x}_{зп} = & m_{02} \cdot \ddot{x}_{02} - m_{01} \cdot \ddot{x}_{01} - \ddot{\varphi}_3 \cdot R_3 (m_{01} - m_{02}) - c_{зп} \cdot x_{зп} - \\
 & - c_{01} (x_{зп} + \varphi_3 \cdot R_3 - x_{01}) - c_{02} (x_{зп} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{02}) - c_n (x_{01} + \varphi_3 \cdot R_3 + x_{зп} - x_n) - \\
 & - 0,5 \cdot c_n (x_1 - x_{02} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{зп} + 2 \cdot x_n) - b_{зп} \cdot \dot{x}_{зп} - b_{01} (\dot{x}_{зп} + \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 - \dot{x}_{01}) - \\
 & - b_{02} (\dot{x}_{зп} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{02}) - b_n (\dot{x}_{01} + \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{зп} - \dot{x}_n) - b_n (\dot{x}_1 - \dot{x}_{02} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{зп} + 2 \cdot \dot{x}_n);
 \end{aligned}$$

2. $(J_3 + m_{01} \cdot R_3^2 + m_{02} \cdot R_3^2) \cdot \ddot{\varphi}_3 = (m_{02} - m_{01}) \cdot \ddot{x}_{3П} \cdot R_3 - m_{01} \cdot \ddot{x}_{01} \cdot R_3 - m_{02} \cdot \ddot{x}_{02} \cdot R_3 - c_{3\varphi} \cdot \varphi_3 -$
 $- c_{01}(x_{3П} + \varphi_3 \cdot R_3 - x_{01}) \cdot R_3 + c_{02}(x_{3П} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{02}) \cdot R_3 - c_n(x_{01} + \varphi_3 \cdot R_3 + x_{3П} - x_n) \cdot R_3 +$
 $+ 0,5 \cdot c_H(x_1 - x_{02} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{3П} + 2 \cdot x_H) \cdot R_3 - b_{3\varphi} \cdot \dot{\varphi}_3 - b_{01}(\dot{x}_{3П} + \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 - \dot{x}_{01}) \cdot R_3 +$
 $+ b_{02}(\dot{x}_{3П} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{02}) \cdot R_3 - b_n(\dot{x}_{01} + \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{3П} - \dot{x}_n) \cdot R_3 + b_H(\dot{x}_1 - \dot{x}_{02} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{3П} + 2 \cdot \dot{x}_H) \cdot R_3;$
3. $m_{01} \cdot \ddot{x}_{01} = -m_{01} \cdot (\ddot{x}_{3П} + \ddot{\varphi}_3 \cdot R_3) + c_{01}(x_{3П} + \varphi_3 \cdot R_3 - x_{01}) - c_n(x_{01} + \varphi_3 \cdot R_3 + x_{3П} - x_n) +$
 $+ b_{01}(\dot{x}_{3П} + \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 - \dot{x}_{01}) - b_n(\dot{x}_{01} + \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{3П} - \dot{x}_n);$
4. $m_{02} \cdot \ddot{x}_{02} = m_{02} \cdot (\ddot{x}_{3П} - \ddot{\varphi}_3 \cdot R_3) - c_{02}(x_{3П} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{02}) + 0,5 \cdot c_H(x_1 - x_{02} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{3П} + 2 \cdot x_H) -$
 $- b_{02}(\dot{x}_{3П} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{02}) + b_H(\dot{x}_1 - \dot{x}_{02} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{3П} + 2 \cdot \dot{x}_H);$
5. $m_H \cdot \ddot{x}_H = c_r(x_{ГН} - x_H) - c_H(x_1 - x_{02} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{3П} + 2 \cdot x_H) + b_{ГН}(\dot{x}_{ГН} - \dot{x}_H) -$
 $- b_H(\dot{x}_1 - \dot{x}_{02} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{3П} + 2 \cdot \dot{x}_H) - W_H \cdot \text{sign}(\dot{x}_H);$
6. $m_r \cdot \ddot{x}_{ГН} = -c_r(x_{ГН} - x_H) - b_{ГН}(\dot{x}_{ГН} - \dot{x}_H);$
7. $m_1 \cdot \ddot{x}_1 = c_1 \cdot (x_2 - x_1) - 0,5 \cdot c_H(x_1 - x_{02} - \varphi_3 \cdot R_3 + x_{3П} + 2 \cdot x_H) + b_1 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - b_H(\dot{x}_1 - \dot{x}_{02} - \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{3П} + 2 \cdot \dot{x}_H);$
8. $m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -c_1(x_2 - x_1) + c_2(x_3 - x_2) - b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2);$
9. $m_3 \cdot \ddot{x}_3 = -c_2(x_3 - x_2) + c_3(x_4 - x_3) - b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + b_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3).$

Все дальнейшие уравнения повторяются и имеют вид, аналогичный выражениям 8, 9 данной системы.

При наличии "n" масс имеем:

$$10. m_n \cdot \ddot{x}_n = -c_{n-1}(x_n - x_{n-1}) + c_n(x_{01} + \varphi_3 \cdot R_3 + x_{3П} - x_n) - b_{n-1}(\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}) + b_n(\dot{x}_{01} + \dot{\varphi}_3 \cdot R_3 + \dot{x}_{3П} - \dot{x}_n);$$

В рассматриваемой системе приняты следующие обозначения:

m_i – сосредоточенные массы, причем: $m_{01} = m_{02} = 0,5 \cdot m_i$; c_i, b_i – соответственно, жесткости и коэффициенты сопротивления элементов системы. Величины c_{01} и c_{02} численно равны жесткости одного метра тяговой цепи; $W_H \cdot \text{sign}(\dot{x}_H)$ – сила сопротивления передвижению тележки натяжного устройства.

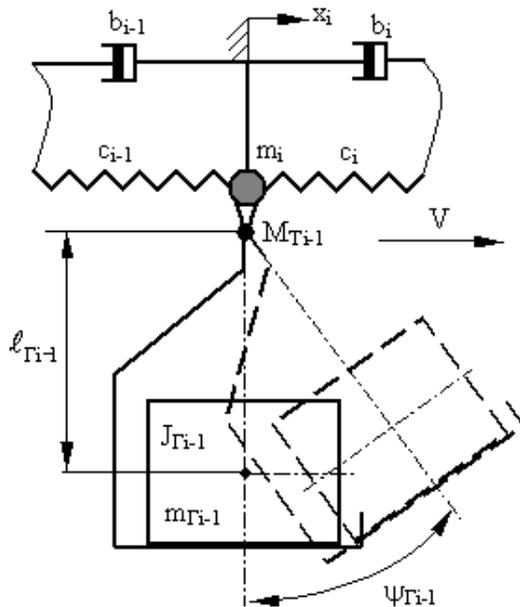


Рис. 2. Особенности динамических моделей конвейеров с шарнирным креплением груза

В модели, представленной на рис. 1в, сосредоточенные массы для звездочного и гусеничного приводов, равны: $M_0 = 0,5 \cdot m_i + m_{3П}$ и $M_0 = 0,5 \cdot m_i + m_{ГП}$, соответственно.

В математической модели конвейеров с характерным для подвесных грузонесущих, люлечных и ковшовых конвейеров шарнирным креплением груза, уравнения движения дискретной массы и груза в соответствии с рис. 2 будут иметь вид:

$$\begin{cases} (m_i + m_{Гi-1}) \cdot \ddot{x}_i + m_{Гi-1} \cdot \ell_{Гi-1} \cdot \ddot{\psi}_{Гi-1} = -c_{i-1}(x_i - x_{i-1}) + \\ + c_i(x_{i+1} - x_i) - b_{i-1}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + b_i(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i); \\ (m_{Гi-1} \cdot \ell_{Гi-1}^2 + J_{Гi-1}) \cdot \ddot{\psi}_{Гi-1} + m_{Гi-1} \cdot \ell_{Гi-1} \cdot \ddot{x}_i = \\ = -m_{Гi-1} \cdot g \cdot \ell_{Гi-1} \cdot \psi_{Гi-1} - M_{Гi-1}, \end{cases}$$

где $J_{Гi-1}$ – момент инерции груза относительно собственной оси; $M_{Гi-1}$ – момент сил трения в шарнире (демпфере).

Разработанная модель позволяет исследовать дискретные системы с любым числом сосредоточенных масс $n+1$. Однако при решении конкретной инженерной задачи это число приходится ограничивать точностью вычислений. При исследованиях варьировалось число сосредоточенных масс, к которым приводилась система, в интервале от $n+1=2$ до $n+1=150$. Максимальные динамические нагрузки определялись для конвейеров длиной от 22 до 1100 м и скоростях 0,167, 0,33, 0,521, 1,0, 1,5 и 2,0 м/с. По результатам исследований были построены зависимости $P_{\max}=f(n+1)$ (рис. 3).

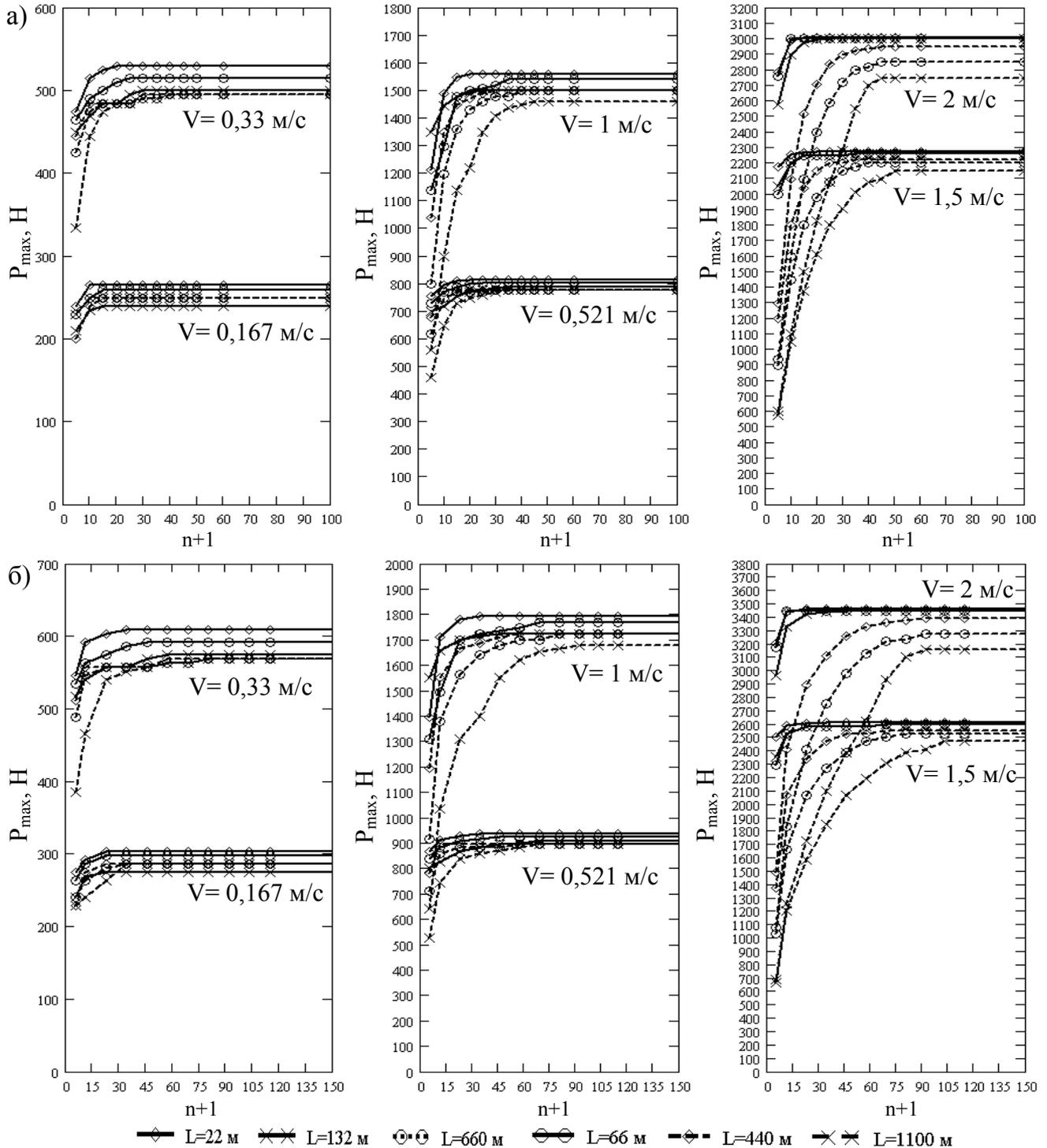


Рис. 3. Зависимость максимального динамического усилия в цепи (P_{\max}) от числа сосредоточенных масс ($n+1$) при различной скорости транспортирования:
а) – для равномерной загрузки; б) – для частичной загрузки

Из графиков видно, что величины максимальных динамических усилий при равномерной загрузке стабилизируются при $n+1=15\dots 20$ ед - для конвейеров со скоростью транспортирования 0,167 и 0,33 м/с, при $n+1=25\dots 35$ ед - для конвейеров со скоростью 0,521 и 1 м/с, при $n+1=40\dots 45$ ед - для конвейеров со скоростью 1,5 и 2 м/с (рис. 3а). При неравномерной (частичной) загрузке максимальные усилия стабилизируются при $n+1=25\dots 35$ ед - для конвейеров со скоростью транспортирования 0,167 и 0,33 м/с, при $n+1=40\dots 55$ ед - для конвейеров со скоростью 0,521 и 1 м/с, при $n+1=60\dots 80$ ед - для конвейеров со скоростью 1,5 и 2 м/с (рис. 3б). Дальнейшее увеличение количества дискретных масс позволяет уточнить значение P_{\max} в пределах не более 5...7%.

Следует отметить, что от способа моделирования привода в определенной степени зависят результаты решения математической модели конвейера в целом. Исследования представленных на рис. 1 моделей показали, что влияние привода на максимальное динамическое усилие особенно четко просматривается для конвейеров длиной менее 120 м и составляет 20-25%. Для конвейеров длиной более 120 м влиянием привода на максимальные нагрузки с погрешностью менее $\pm 10\%$ можно пренебречь, и рассматривать упрощенную динамическую модель привода в соответствии с рис. 1в.

Разработанные модели позволяют определять усилия при различных видах загрузки. Результаты исследований, показывают, что неравномерность загрузки может приводить к увеличению максимального динамического усилия в цепи по сравнению с равномерной на 20-30%. При скоростях до 0,5 м/с влияние неравномерности загрузки на максимальные динамические усилия не превышает $\pm 10\%$.

Третья глава посвящена созданию и исследованию динамической и математической моделей многоприводных конвейеров.

При создании динамической модели подвижные части конвейера представляем в виде дискретной системы с сосредоточенными массами. На границах длин, расположенных в точке зацепления зубом приводной звездочки или гусеницы шарнира тяговой цепи, действует кинематическое возбуждение.

На рис. 4 представлена динамическая модель многоприводного конвейера с гусеничными приводами.

При составлении математической модели система координат $x_{1_1}, x_{2_1}, \dots, x_{n_1}, x_{1_2}, x_{2_2}, \dots, x_{n_2}, \dots, x_{1_p}, x_{2_p}, \dots, x_{n_p}; x_{3п1}, x_{3п2}, \dots, x_{3пp}; x_{гп1}, x_{гп2}, \dots, x_{гпp}; x_{н1}, x_{н2}, \dots, x_{нp}; x_{гнp}, x_{гнp}, \dots, x_{гнp}$ принята за неподвижную (см. рис. 4), за начала отсчета которых взято состояние статического равновесия системы без колебаний с начальными скоростями: $V_{3,0} = \omega_3 \cdot R_3 \cdot \cos(\pi/z)$ и $V_{г,0} = \omega_{г} \cdot (R_{г} + e)$, при использовании звездочных и гусеничных приводов, соответственно. Координаты $x_{01_1}, x_{02_1}, x_{01_2}, x_{02_2}, \dots, x_{01_p}, x_{02_p}; \varphi_{31}, \varphi_{32}, \dots, \varphi_{3p}; \varphi_{г1}, \varphi_{г2}, \dots, \varphi_{гp}$ связаны с приводами.

Ведущие звенья каждой ветвей конвейера подвержены кинематическому возбуждению и движутся по определенным законам.

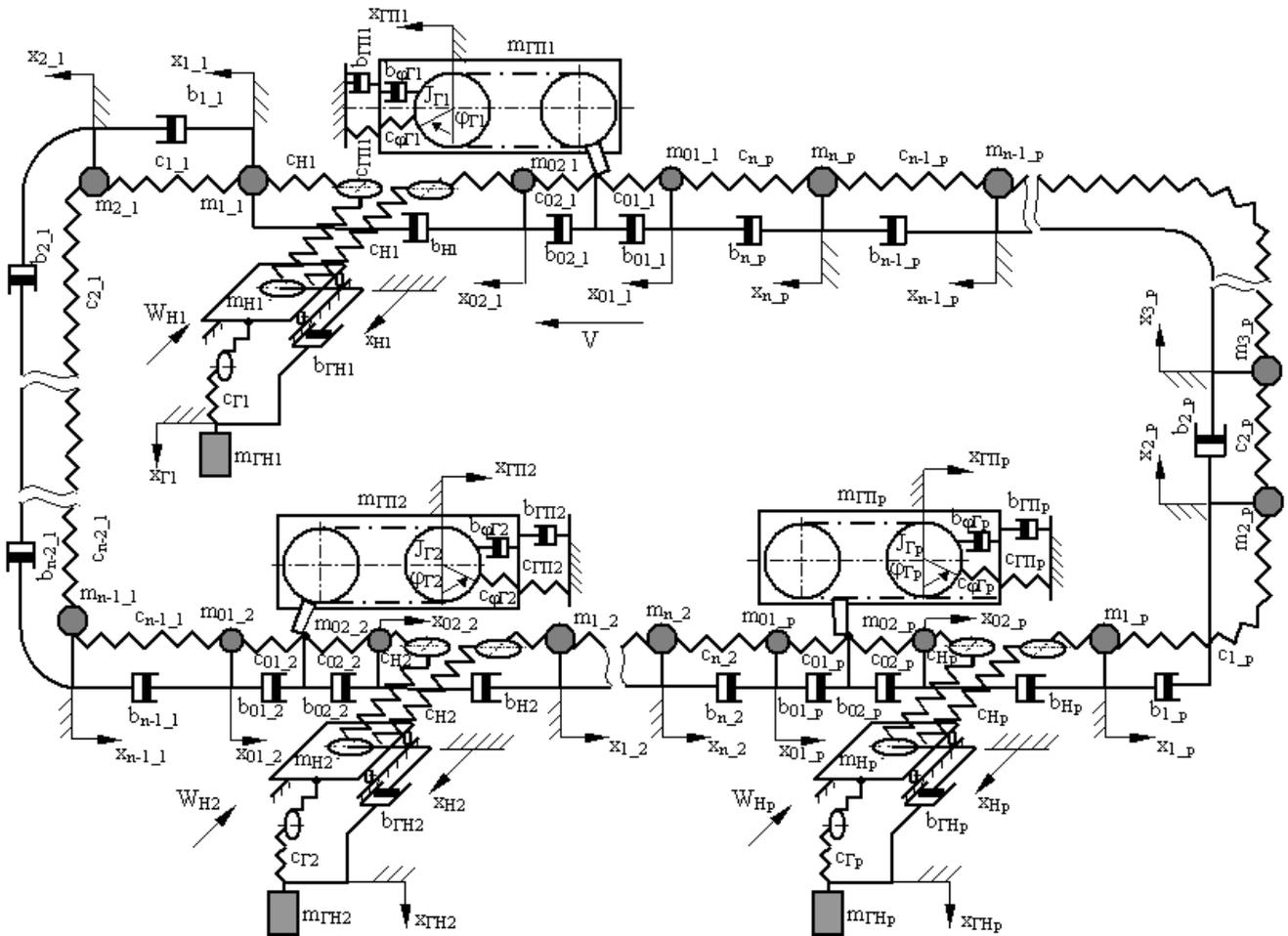


Рис. 4. Динамическая модель многоприводного цепного конвейера с горизонтальной трассой

При исследовании динамики конвейера с гусеничным приводом рассматриваются три закона движения ведущих звеньев, представленных на рис. 5.

Следует отметить, что в случае, представленном на рис. 6в, цепь подвержена наиболее интенсивному воздействию со стороны гусеничного привода.

При рассмотрении конвейера со звездочным приводом, закон движения ведущих звеньев имеет вид:

$$V_{3j}(t) = \dot{x}_{01_j} = \dot{x}_{02_j} = \begin{cases} \omega_{3j} \cdot R_{3j} \cdot \cos \left[\omega_{3j} \cdot (t + t_{цj} - \Delta t_{3j}) - \frac{\pi}{Z_j} \right] & \text{при } t \leq \Delta t_{3j}; \\ \omega_{3j} \cdot R_{3j} \cdot \cos \left[\omega_{3j} \cdot (t - \Delta t_{3j}) - k_{3j} \cdot \frac{\pi}{Z_j} \right] & \text{при } \Delta t_{3j} \leq t \leq t_{ц3j}. \end{cases}$$

В представленных выражениях: $j = \overline{1, p}$ – порядковый номер привода и ветви конвейера, p – количество приводов и ветвей конвейера; Δt_{3j} , $\Delta t_{тj}$ – временное запаздывание момента зацепления шарнира тяговой цепи для j -того гусеничного и звездочного приводов относительно момента $t=0$.

Система уравнений движения для каждой ветви многоприводного конвейера имеет вид аналогичный системе для одноприводного конвейера.

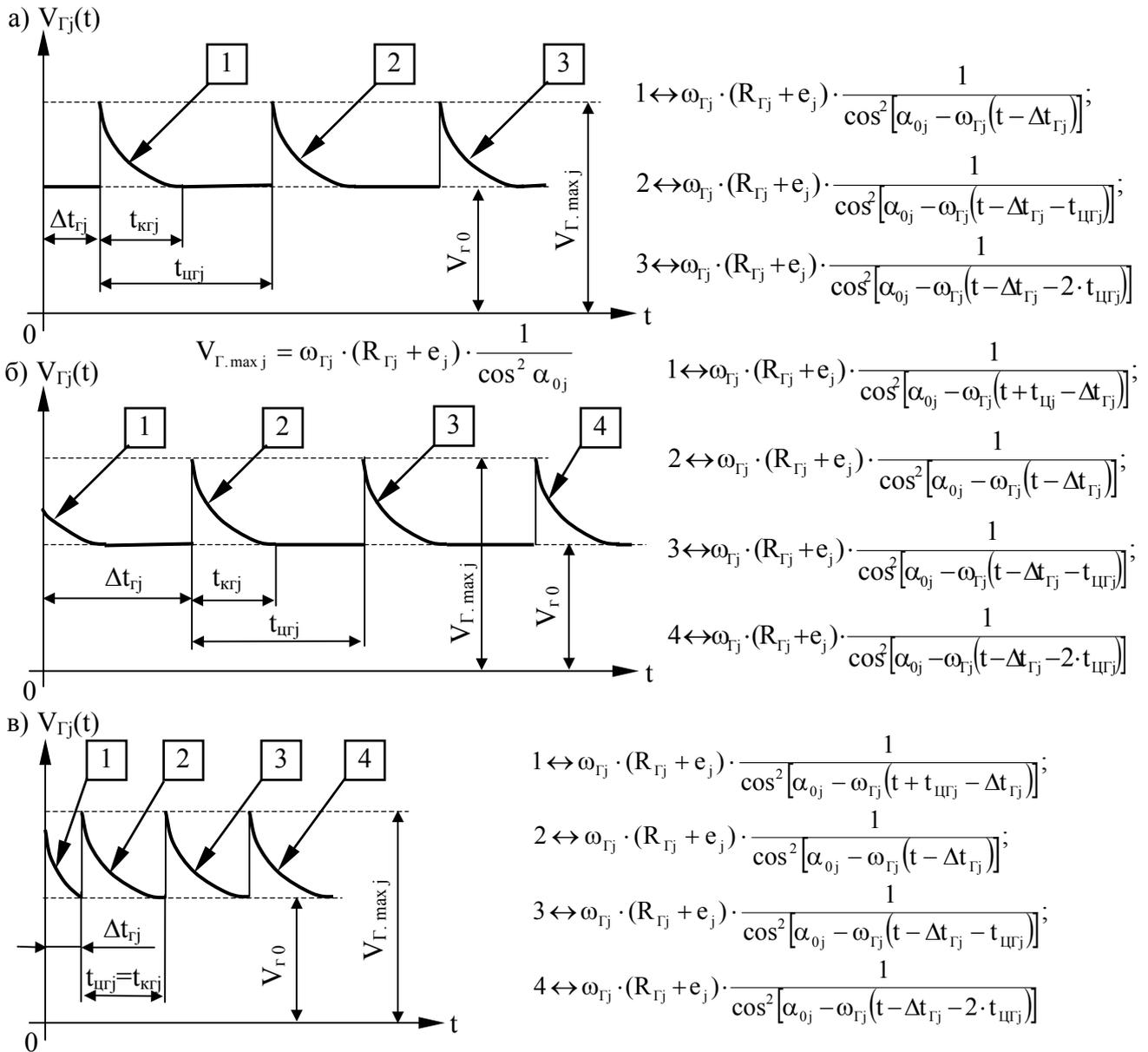


Рис. 5. Законы движения ведущих звеньев j -той ветви конвейера при кинематическом возбуждении гусеничного привода:

а) - для $\Delta t_{Гj} < t_{црj} - t_{крj}$; б) - для $t_{црj} - t_{крj} < \Delta t_{Гj} < t_{црj}$; в) - для $\Delta t_{Гj} < t_{крj}$, $t_{црj} = t_{крj}$

Следует отметить, что характерной особенностью моделирования рабочих процессов многоприводного конвейера является то, что при неравномерной загрузке трасы работает только одно натяжное устройство, а остальные подтянуты до упора дополнительными натяжениями, возникающими при уравнивании окружных усилий на приводах.

Реализация математических моделей проводилась на ЭВМ с использованием программы MAPLE, реализуя одношаговый численный метод Рунге-Кутты четвертого порядка при различных схемах загрузки, длине и скорости конвейера.

Анализ проведенных исследований позволяет сделать следующие выводы:

1. Для сохранения точности расчетов, принятой при исследовании одноприводных конвейеров, число дискретных единиц многоприводной модели должно быть увеличено в соответствии с количеством приводов и расстояниями между ними.
2. При неравномерной загрузке трассы, в тяговой цепи могут возникать дополнительные динамические усилия. Исследования показали, что при рассмотренных схемах частичной загрузки величины максимальных динамических усилий на 15–20% выше по сравнению с равномерной загрузкой. При скоростях до 0,5 м/с с погрешностью $\pm 10\%$ влиянием неравномерной загрузки можно пренебречь.
3. В связи с тем, что цепь конвейера имеет конечную жесткость, в общем случае моменты зацепления зубом приводной звездочки или гусеницы шарнира тяговой цепи могут не совпадать, что может приводить к дополнительному нагружению тяговой цепи. По данным проведенных исследований рост максимального динамического усилия составил: 10–15% - для скорости до 0,33 м/с; 15–20% - для скорости от 0,33 до 0,521 м/с; 20–25% - для скорости от 0,521 до 1 м/с; 25–30% - для скорости более 1 м/с. В качестве расчетного следует выбирать случай $\Delta t_k = 0,5 \cdot t_{ц}$, что соответствует наибольшим значениям динамических нагрузок. При определении максимального воздействия на тяговую цепь фактор несинхронности кинематического возбуждения можно приближенно учесть, увеличив значения максимальных динамических усилий, рассчитанных при синхронном зацеплении приводов, на 25–30%.
4. Динамический анализ процессов в тяговом органе многоприводного конвейера с широким применением разработанных моделей следует учитывать при создании систем автоматического управления и решении задачи рациональной расстановки приводов.

Четвертая глава посвящена исследованию динамики характерных рабочих процессов в цепных конвейерах.

Опыт эксплуатации цепных конвейеров показывает, что наряду с кинематическим возбуждением, характерными рабочими процессами являются загрузка и разгрузка конвейера. Эти процессы большинства цепных конвейеров осуществляется при движущемся тяговом органе. Происходит почти мгновенное увеличение погонной массы, что вызывает дополнительное нагружение цепи.

Как известно, загрузка подвешенного толкающего конвейера осуществляется путем контакта толкателя тяговой цепи с передним упором головной тележки сцепа. Этот процесс, называемый подхватом тележечных сцепов, представляет повышенную опасность, так как при этом возникают наибольшие по величине динамические усилия, которые вызывают дополнительное нагружение тяговой цепи, привода, элементов тележечного сцепа, стопорящих устройств, металлоконструкции, приводят к раскачиванию груза и обратному откату. Ситуация усугубляется совместным действием нагрузок от подхвата и кинематическим возбуждением тяговой цепи ПТК.

При изучении процессов подхвата, действующих совместно с кинематическим возбуждением следует применять динамическую модель, представленную на рис. 1,

1. Определено критическое (максимальное) число дискретных масс, которыми заменяется система с распределенными параметрами. Так при определении максимального усилия в цепи, вызванного подхватом тележечных сцепов, число дискретных масс находится в пределах от 20 до 50 единиц, в зависимости от скорости конвейера и типа подвеса груза.
2. При определении динамических усилий можно существенно упростить задачу, включая в рассматриваемую модель только сосредоточенные массы зоны нагружения. Было определено, что для различных типов подвеса груза к тележечному сцепу величина зоны нагружения составила от 5 до 20 м, а число сосредоточенных масс этой зоны колеблется в пределах от 2 до 10 с интервалом в 2 м.
3. Несовпадение моментов подхвата и кинематического зацепления может приводить к увеличению максимального динамического усилия в цепи на 20–30%. Поэтому в таких случаях для нахождения максимальных усилий на элементы ПТК следует включать в модель величину запаздывания подхвата Δt_n , соответствующую наиболее опасному состоянию. При скоростях менее 0,33 м/с влиянием данного фактора можно пренебречь.
4. При исследовании многоприводного ПТК с равномерной загрузкой с погрешностью не более $\pm 10\text{--}12\%$ влиянием фактора несинхронности приводов, характеризуемого величиной Δt_k , на максимальные динамические усилия можно пренебречь, рассматривая независимые одноприводные модели, рассматривая модели для каждого конвейера независимо друг от друга. В случае неравномерной (ступенчатой) загрузки при скоростях 0,521 м/с и выше несинхронность приводов приводит к возрастанию динамического усилия, достигающего 30%. Поэтому в этих случаях следует рассматривать объединенную математическую модель. С другой стороны, при скоростях до 0,521 м/с влиянием многоприводности на динамические усилия можно пренебречь с погрешностью $\pm 10\%$. При определении максимального воздействия на цепь, для приближенного учета комплекса факторов Δt_n и Δt_k , величины динамических усилий следует увеличивать на 30–40%.
5. Расчетным случаем для определения максимальных динамических усилий является подхват тележечного сцепа, движущегося навстречу толкателю со скоростью обратного отката.
6. Динамическое усилие в цепи и толкателе при подхвате тележечного сцепа может достигать величин, соизмеримых со статическим натяжением, что может привести к неожиданным разрушениям. Для повышения плавности подхвата тележечных сцепов рекомендуется применять гибкие подвески для груза, а так же включать в конструкцию тележечного сцепа демпфирующие и противооткатные устройства.

Пятая глава посвящена определению упруго-вязких параметров элементов конвейера и экспериментальной проверке исследований.

Разборные и пластинчатые тяговые цепи, применяемые в цепных конвейерах, представляют собой достаточно сложные упругие элементы, деформация которых

складывается из растяжения звеньев, изгиба оси, контактных деформаций в шарнире. Причем, последние два вида деформаций значительно больше упругой вытяжки звеньев. Поэтому модуль упругости цепи значительно меньше модуля однородного стального стержня. Кроме того, как показали испытания, величина модуля упругости мало различается при статическом и динамическом нагружениях. Применительно к стальным проволочным канатам это подтверждено работами Дукельского А. И. и Бессонова В. Г., а к цепям - работами Штокмана И. Г.

Анализ экспериментальных исследований многих авторов позволяет сделать вывод о нелинейной зависимости между нагрузкой и деформацией в цепях.

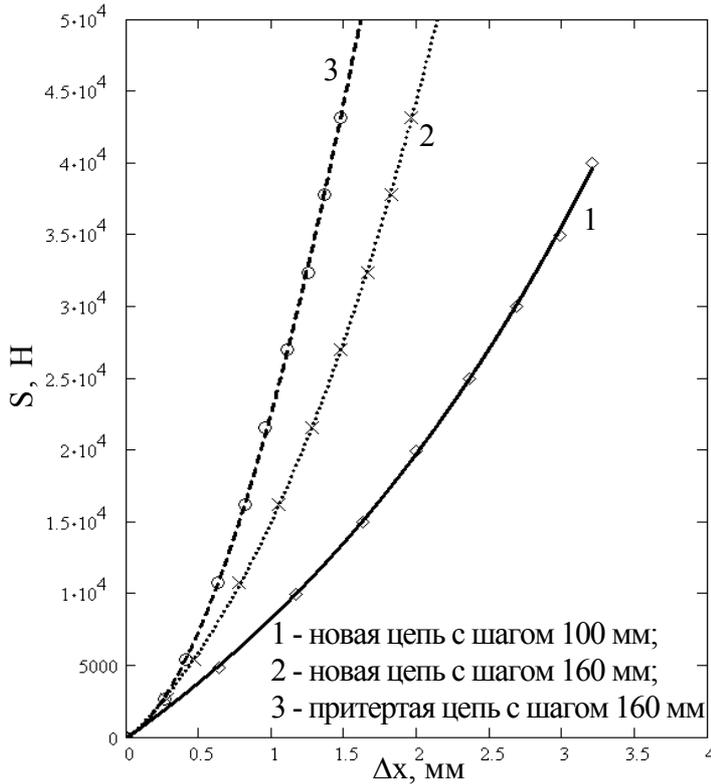


Рис. 8. График зависимости удлинения цепи (Δx) от натяжения (S)

Это подтвердили и исследования, проведенные на кафедре ТТС СПбГПУ.

Экспериментальную зависимость с погрешностью $\pm 2-3\%$ можно аппроксимировать кривой третьего порядка (см. рис. 8).

После обработки полученных зависимостей деформации разборной цепи типа Р2 от натяжения были получены следующие выражения для жесткости единицы длины цепи:

для новой цепи с шагом 100 мм -

$$H_{\text{ц}}(S) = \frac{S}{1,518 \cdot 10^{-17} \cdot S^3 - 2,15 \cdot 10^{-12} \cdot S^2 + 1,11 \cdot 10^{-7} \cdot S + 1,75 \cdot 10^{-4}};$$

для новой цепи с шагом 160 мм -

$$H_{\text{ц}}(S) = \frac{S}{1,341 \cdot 10^{-17} \cdot S^3 - 1,557 \cdot 10^{-12} \cdot S^2 + 6,92 \cdot 10^{-8} \cdot S + 6,6 \cdot 10^{-5}};$$

для цепи с притертыми шарнирами с шагом 160 мм -

$$H_{\text{ц}}(S) = \frac{S}{1,726 \cdot 10^{-17} \cdot S^3 - 1,672 \cdot 10^{-12} \cdot S^2 + 0,611 \cdot 10^{-7} \cdot S + 4,5 \cdot 10^{-5}}.$$

Понятно, что точный учет этих зависимостей привел бы к значительному усложнению динамического анализа. Однако при исследовании дискретных моделей вполне обосновано принять жесткость упругой связи постоянной по ее длине. В этом случае жесткость дискретной упругой связи $c_{\text{ц}}$ длиной ℓ зависит от значений натяжения на ее границах:

$$c_{ц} = \frac{H_{ц\text{cp}}(S)}{\ell} = \frac{H_{ц}(S_1) + H_{ц}(S_2)}{2 \cdot \ell}, \quad (1)$$

где S_1 и S_2 – величины натяжения на концах упругой связи длиной ℓ .

Криволинейную зависимость между нагрузкой и деформацией с погрешностью $\pm 5\text{--}7\%$ можно заменить двумя линейными участками с пересечением в зоне $7\text{--}9$ кН. После соответствующих вычислений получаем следующие величины жесткости одного метра цепи (H_0) с шагом $t_{ц}=100$ мм: $0,76 \cdot 10^7$ Н на первом участке, $1,45 \cdot 10^7$ Н на втором участке, для новой цепи с шагом $t_{ц}=160$ мм: $1,10 \cdot 10^7$ Н на первом участке, $2,72 \cdot 10^7$ Н на втором участке, для цепи с притертыми шарнирами: $1,24 \cdot 10^7$ Н на первом участке, $3,84 \cdot 10^7$ Н на втором участке.

При этом жесткость участка цепи длиной ℓ будем определять по формуле:

$$c_{ц} = \frac{S}{\Delta \ell} = \frac{E_{ц} \cdot F}{\ell} = \frac{H_0}{\ell}. \quad (2)$$

При расчете максимального воздействия, определяющим является второй участок, в зоне которого находится наибольшая длина тягового органа конвейера. Поэтому в ряде расчетных режимов нагружения с погрешностью $\pm 10\%$ можно перенести величину жесткости второго участка на всю длину замкнутой цепи.

Дальнейшие исследования дискретных моделей показали, что при определении жесткости по формуле (1) точность расчетов максимальных динамических усилий в тяговой цепи (P_{max}) рассмотренных конвейеров на $20\text{--}25\%$ выше, чем при использовании в тех же расчетных ситуациях формулы (2).

При отсутствии опытных данных для определения продольной жесткости разборных и пластинчатых тяговых цепей можно использовать теоретическую зависимость вида:

$$c_{ц} = \frac{k_{ц} \cdot E_{ц} \cdot F}{\ell},$$

где $k_{ц}$ – коэффициент, учитывающий долю контактных и изгибных деформаций в общей деформации тяговой цепи.

По данным проведенных исследований разборных цепей типа Р2 в зависимости от шага коэффициент $k_{ц}$ имеет следующие значения: $k_{ц}=0,53$ при $t_{ц}=80$ мм; $k_{ц}=0,42$ при $t_{ц}=100$ мм; $k_{ц}=0,36$ при $t_{ц}=160$ мм, для пластинчатых цепей по данным ряда работ $k_{ц}$ находится в диапазоне от $0,7$ до $0,95$ ($0,7$ – для короткозвенных; $0,95$ – для длиннозвенных цепей).

Скорость распространения продольной упругой волны может быть выражена известной зависимостью:

$$v = \sqrt{\frac{E_{ц}}{\rho}} = \sqrt{\frac{E_{ц} \cdot F}{m_0}} = \sqrt{\frac{H_0}{m_0}}, \quad (3)$$

где m_0 – масса погонного метра цепи и прикрепленных к ней элементов.

При исследовании системы с распределенными параметрами учет нелинейной зависимости между нагрузкой и деформацией значительно затруднит задачу по опреде-

лению динамических усилий. Поэтому при рассмотрении волнового уравнения рекомендуется использовать понятие среднего значения скорости упругой волны (v_{Scp}), которое будет определяться по формуле:

$$v_{Scp} = \frac{v_{Smin} + v_{Smax}}{2} = \frac{\sqrt{\frac{H_{ц}(S_{min})}{m_0}} + \sqrt{\frac{H_{ц}(S_{max})}{m_0}}}{2}, \quad (4)$$

где S_{min} и S_{max} – минимальное и максимальное тяговое усилие в цепи, соответственно.

В соответствии с принятыми позициями, для притертой цепи типа P2 с шагом 160 мм величины скоростей равны:

$$v = \sqrt{\frac{3,84 \cdot 10^7}{9,1}} = 2055 \text{ м/с} - \text{при расчете по формуле (3);}$$

$$v_{Scp} = \frac{\sqrt{\frac{1,5 \cdot 10^7}{9,1}} + \sqrt{\frac{2,75 \cdot 10^7}{9,1}}}{2} = \frac{1284 + 1738}{2} = 1511 \text{ м/с} - \text{при расчете по формуле (4).}$$

Исследования системы с распределенными параметрами при равномерной нагрузке показали, что при определении скорости упругой волны по формуле (4) точность определения максимальных динамических усилий в тяговой цепи (P_{max}) на 20–25% выше, чем при использовании формулы (3) в этих же расчетных случаях.

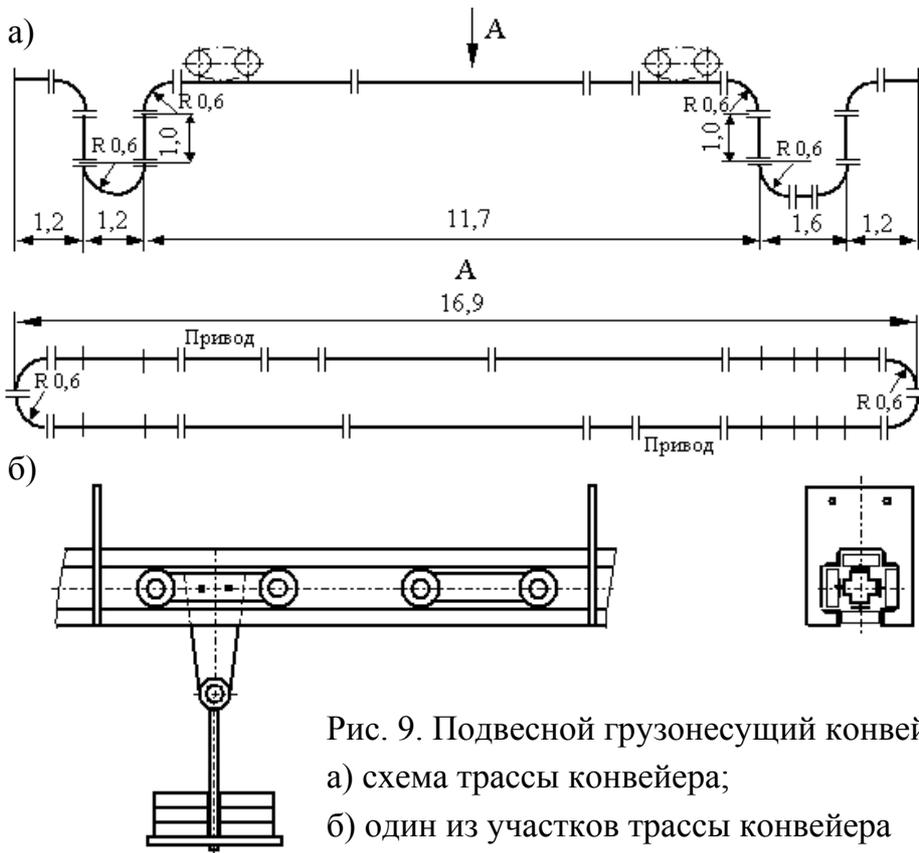
Работа цепного конвейера сопровождается вибрацией приводной станции и сопряженных с ней элементов. Кроме того, в колебательное движение цепи вовлекается некоторая часть металлоконструкции конвейера. Все это влечет за собой увеличение периода собственных колебаний цепи на 25-30%, что было подтверждено работами Штокмана И. Г. и собственными исследованиями. С учетом этих факторов следует снижать расчетные величины скорости упругой волны примерно в 1,3 раза.

Движение упругих волн в цепях, упругие колебания в элементах конвейера при рабочих процессах сопровождаются рассеиванием энергии и затуханием собственных колебаний. В работе дан анализ сил трения, вызывающих диссипацию механической энергии в цепном конвейере, рассмотрены вопросы по учету сил внутреннего трения в тяговой цепи, потерей энергии упругой волны в местах сопряжения ветвей с различным волновым сопротивлением и на приводе.

Проведение экспериментов на цепных конвейерах в производственных условиях связано со значительными трудностями, поэтому на кафедре транспортных и технологических систем СПбГУ был создан специальный исследовательский комплекс.

Он включал в себя промышленный грузонесущий конвейер (ГНК) длиной 48,6 м (см. рис. 9) с тяговой двухшарнирной цепью и двумя гусеничными приводами.

Параллельно горизонтальной ветви ГНК был установлен отрезок пути длиной 7 метров промышленного подвешенного толкающего конвейера системы ПТК-4, обслуживающей главный тракторосборочный конвейер П.О. «Кировский завод».



Стендовые испытания подтвердили правильность теоретического обоснования динамических и математических моделей характерных рабочих процессов цепных конвейеров.

Рис. 9. Подвесной грузонесущий конвейер:
а) схема трассы конвейера;
б) один из участков трассы конвейера

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Главным итогом диссертационного исследования является метод определения динамических нагрузок в тяговом органе цепных конвейеров, что позволяет решить проблему расчета и конструирования элементов конвейера, повысить скорость транспортирования и производительность, расширить область применения и тем самым внести вклад в совершенствование транспортно-технологического оборудования, используемого в условиях массового и крупносерийного производства.

В работе выполнен комплексный подход к решению названных проблем, включающий в себя:

- всесторонний анализ существующих методов определения нагрузок в цепных конвейерах и обоснование необходимости их совершенствования;
- обоснование усовершенствованных динамических и математических моделей характерных рабочих процессов как одноприводных, так и многоприводных цепных конвейеров и разработка более универсальных алгоритмов их реализации;
- развитие методики расчета нагрузок, возникающих при характерных рабочих процессах в цепных конвейерах;
- усовершенствование методики определения упруго-вязких характеристик элементов цепных конвейеров и обоснование алгоритма их определения.

В отличие от других известных работ, посвященных данной проблеме, исследования могут быть использованы для всей гаммы машин непрерывного транспорта грузов 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. Усовершенствованы и обоснованы универсальные динамические и математические модели, позволяющие более точно определять основные параметры продольного колебательного процесса в тяговом органе цепного конвейера. Применен метод, позволяющий почти адекватно заменять систему с распределенными параметрами дискретной. В процессе исследований уточнено предельное (критическое) число масс, которое для различных конвейеров колеблется в пределах от 15 до 80 единиц в зависимости от варианта загрузки трассы, длины и скорости конвейера.
3. Разработаны универсальные динамические и математические модели, позволяющие определять нагрузки в тяговой цепи многоприводного конвейера. Для сохранения точности расчетов, принятой при исследовании одноприводных конвейеров, число дискретных единиц многоприводной модели должно быть увеличено в соответствии с количеством приводов и расстояниями между ними. Проведенные исследования показали, что несопадение моментов зацепления приводами шарниров тяговой цепи, может приводить к увеличению максимального динамического усилия. Динамический анализ процессов в тяговом органе многоприводного конвейера с широким применением разработанных моделей необходимо учитывать при создании систем автоматического управления и решении задачи рациональной расстановки приводов.
4. Усовершенствованы динамические и математические модели, отражающие процесс подхвата тележечных сцепов ПТК. Это позволило рассмотреть совместное действие различных режимов подхвата и кинематического возбуждения. Всесторонние эксперименты с использованием ЭВМ позволили выявить наиболее опасные режимы для конвейеров с различными конструкциями тележечных сцепов и способов подвеса груза.
5. Усовершенствованы методы определения упруго-вязких параметров тяговых цепей и других узлов и механизмов цепных конвейеров, уточнены численные значения их жестких параметров и коэффициентов сопротивления. Это позволило в динамических и математических моделях 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.
6. Сопоставлены результаты исследований с использованием моделей с дискретными и распределенными параметрами, что подтвердило правильность принятых при дискретизации допущений.

7. Существующие экспериментальные исследования подтвердили правильность теоретического обоснования динамических и математических моделей и алгоритмов их численного решения.

В целом результаты исследований позволяют осуществлять расчет цепных конвейеров с учетом их реального нагружения, определяют 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

1. Маланин Д. О., Смирнов В. Н. Разработка математической модели для определения динамических нагрузок в тяговой цепи подвешенного толкающего конвейера. /Материалы межвузовской научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000. – с. 54 – 55.
2. Маланин Д.О. Определение динамических нагрузок при подхвате толкателем цепи тележечного сцепа подвешенного толкающего конвейера. //Известия Тульского государственного университета. Серия: Подъемно-транспортные машины, вып. 2. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2001. – с. 187 – 192.
3. Маланин Д. О., Смирнов В. Н. Исследование волновых процессов в тяговом органе цепного конвейера. /Материалы межвузовской научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. – с. 32 – 33.
4. Маланин Д. О., Смирнов В. Н. Особенности математических моделей для определения динамических нагрузок в тяговой цепи многоприводного конвейера. /Материалы межвузовской научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2002. – с. 67 – 68.
5. Маланин Д. О., Смирнов В. Н. Исследование нагрузок в тяговых органах многоприводных цепных конвейеров. /Материалы межвузовской научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2003. – с. 71 – 72.
6. Смирнов В.Н., Маланин Д.О. Определение сил внутреннего трения в узлах и механизмах подвешенных толкающих конвейеров. //Известия Тульского государственного университета. Серия: Подъемно-транспортные машины, вып. 2. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2001. – с. 94 – 100.
7. Смирнов В.Н., Маланин Д.О. Исследование динамических нагрузок в тяговом органе цепных конвейеров. Юбилейный сборник научных трудов. Строительные и дорожные машины, вып. 2. - Хабаровск: ХГТУ, 2002. – с. 23 – 30.
8. Смирнов В.Н., Маланин Д.О. Исследование динамических нагрузок в тяговой цепи многоприводных конвейеров. Сборник. Труды Санкт-Петербургской инженерной академии. Отделение: Транспорт, вып. IV. – СПб.: СПбГПУ, 2003. – с. 22 – 34.
9. Смирнов В.Н., Маланин Д.О. Моделирование процесса подхвата толкателем цепи тележечного сцепа подвешенного толкающего конвейера. Сборник научных трудов: Оптимизация транспортных машин. – Ульяновск: УГТУ, 2003. – с. 50 – 55.