

17 **Белявин, К. Е.** Теоретические основы электроимпульсного спекания металлических порошков / К. Е. Белявин. – Минск: НИИ ПМ с ОП, 1998. – 52 с.

18 **Теория и практика электроимпульсного спекания пористых порошковых материалов** / К. Е. Белявин [и др.] – Минск: ООО «Ремико», 1997. – 180 с.

19 **Ковтун, В. А.** Триботехнические покрытия на основе порошковых меднографитовых систем / В. А. Ковтун, Ю. М. Плесакачевский; под науч. ред. акад. П. А. Витязя. – Гомель: ИММС НАНБ, 1998. – 148 с.

20 **Пасовец, В. Н.** Влияние механоактивации исходных порошковых компонентов на структурообразование и свойства композиционных материалов на основе систем медь – наноструктуры углерода / В. Н. Пасовец, В. А. Ковтун // *Материалы, технологии, инструменты*. – 2008. – Т. 13, № 3. – С. 87–93.

V. A. KOVTUN, V. N. PASOVETS, YU. M. PLESKACHEVSKII

MODELING AND INVESTIGATION OF THERMOSTRESSED STATE OF NANO-FILLED COMPOSITES DURING ELECTROCONTACT SINTERING PROCESS

There were created the models of the powder system thermostressed state at the electrocontact sintering. This system contained micro-sized particles of copper and carbon nanotubes. The data for the temperature distribution character in the region of the contact interaction between the components of the powder material was obtained. This data allows to evaluate the magnitude of the temperature occurring in nanoscale powder materials under intense heat impact that should be considered in the real production technological processes of new composite materials with high physical and mechanical characteristics. From a practical point of view, the developed models allow to optimize the production technological processes of composite materials based on the nano-filled metal – carbon nanotubes powder systems.

Получено 25.09.2013

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 7. Гомель, 2013**

УДК 621.867

Д. М. КУЗЁМКИН

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРАНСПОРТНОГО КОНВЕЙЕРА С ПОДРЕССОРЕННЫМИ РОЛИКАМИ

Выполнено компьютерное моделирование колебаний элементов конструкции ленточного конвейера в среде пакета MSC.ADAMS. Проведен анализ влияния коэффициента жесткости упругих элементов на амплитуды колебаний и сил, действующих на ролики. Показано, что введение демпфирующих элементов позволяет уменьшить амплитуды перемещений и сил на 15–30 %.

Многолетняя отечественная и зарубежная практика использования традиционных ленточных конвейеров различного назначения, исполнения и

типоразмеров показывает, что во всех без исключения конвейерах наблюдаются боковые смещения и вертикальные колебания ленты, которые обуславливают интенсивное абразивное и усталостное изнашивание ленты и роликов, что не позволяет достичь приемлемого срока службы [1]. Основную опасность представляют динамические нагрузки, проблема снижения которых актуальна в настоящее время. Невозможность достоверного определения возникающих сил и напряжений очень часто заставляет проектировщиков и конструкторов завышать коэффициенты запаса, снижать скорость транспортирования, разрабатывать сложные приводные механизмы, системы управления и т. п. [2, 3].

Наибольшие напряжения в конструкциях конвейеров возникают в период загрузки. В диссертации [4] предлагается для снижения сил от крупнодробленых и крупнокусковых грузов применение амортизаторов. Резина определенной толщины подкладывается под опоры секции става в месте загрузки при стационарном пункте или по всей длине под стойки опоры при погрузке в любой точке.

В работе [5] изучено влияние загрузки различных фракций насыпного материала на динамические силы в конвейере, рассмотрено взаимодействия насыпного груза с опорными элементами. Результаты экспериментальных исследований характеристик насыпного груза легли в основу математической модели внешнего воздействия насыпного груза на элементы конвейера. Для обоснования динамической модели опорных элементов конвейера экспериментально определены параметры жесткости их гибкой подвески, установлены закономерности, характеризующие взаимодействие между транспортируемым грузом и опорными элементами.

С целью уменьшения влияния динамических нагрузок на прочность конструкции в патенте [6] предложено ввести в конструкцию конвейера дополнительные демпфирующие элементы, связывающие ролики с основанием. Задачей данной работы является анализ целесообразности поддрессоривания роликов на основе моделирования динамических процессов, происходящих при работе конвейера.

В качестве средства для выполнения расчетов использован программный пакет MSC.ADAMS, который позволяет создавать, тестировать и оптимизировать работу моделей механизмов и конструкций, состоящих из абсолютно твердых тел и их соединений [7]. Для построения модели конвейера использован встроенный модуль построения ременных передач. Были созданы два мотор-барабана, две направляющие и шесть опорных роликов для ленты. Далее в модель введены отклоняющие ролики: выбрано их количество, задано положение центров роликов, свойства их материала – улучшенной стали 45. При создании ременной передачи принято, что удельная разрывная сила ткани составляет 2000 Н/м. Полученная нами модель конвейера приведена на рисунке 1.

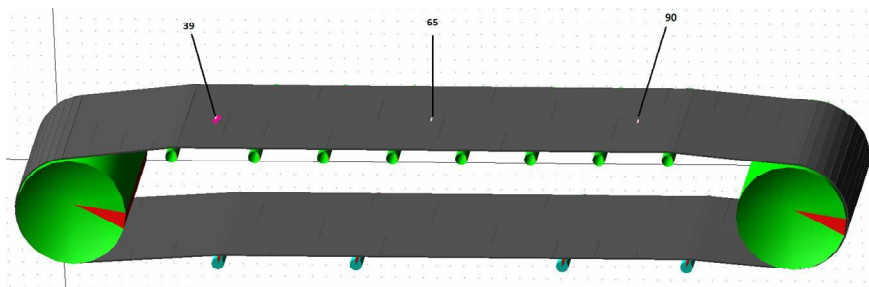


Рисунок 1 – Модель конвейера

Встроенный модуль построения ременных передач, имеющийся в пакете MSC.ADAMS, изначально не предполагает возможность подрессоривания роликов, поэтому для разработки методики и алгоритма динамического анализа была построена упрощенная модель направляющего ролика, взаимодействующего с лентой через упруго-диссипативную связь (рисунок 2). Следует отметить, что время одного расчета упрощенной модели демпфирующего элемента составляет всего несколько минут, однако эта модель позволяет выработать методику и алгоритм вычислений.

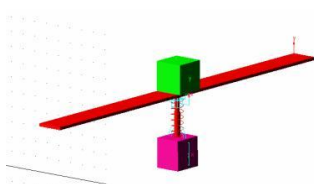


Рисунок 2 – Упрощенная модель направляющего ролика

Для определения влияния коэффициента упругости и жесткости пружины на частоты колебаний была выполнена серия расчетов. В результате были получены зависимости перемещений и сил от времени при различных силах, действующих со стороны груза на ленту, – полной, частичной и минимальной. Так, расчеты, выполненные при силе $F = 7500$ Н для разных коэффициентов жесткости пружины c (рисунок 3, а, б), показали, что увеличение значения коэффициента демпфирования α с 0,8 до 1,6 Н с/мм позволяет значительно уменьшить время затухания колебаний. При некоторых сочетаниях исходных данных зафиксированы биения, которые исчезают при увеличении коэффициента жесткости упругой связи (рисунок 4).

Определены зависимости вертикальных перемещений и сил, действующих на ось ролика, при минимальной силе, действующей со стороны груза на ленту, 2000 Н для коэффициентов жесткости упругого элемента от 50 до 800 Н/мм. Расчеты показали, что при минимальной силе, коэффициенте жесткости пружины 400 Н/мм и коэффициенте демпфирования 0,4 Н·с/мм затухание колебаний практически незаметно (рисунок 5). При увеличении значения коэффициента демпфирования до 0,8 Н·с/мм колебания гасятся значительно быстрее, а при дальнейшем его увеличении прекращаются в течение одного-двух циклов.

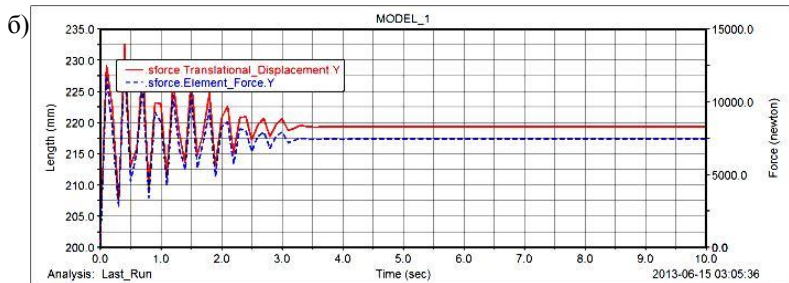
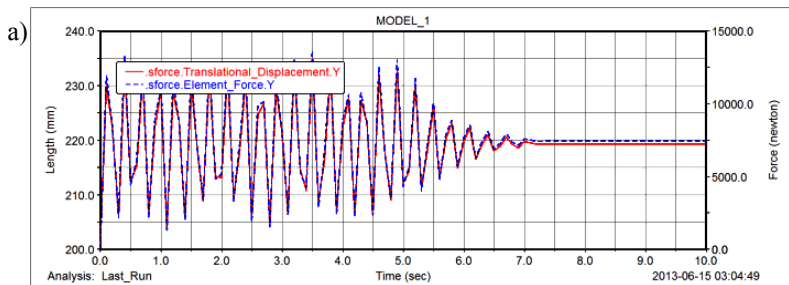


Рисунок 3 – Вертикальные перемещения и силы при $c = 400$ Н/мм и $F = 7500$ Н для коэффициентов демпфирования: $a = 0,8$ Н·с/мм; $b = 1,6$ Н·с/мм

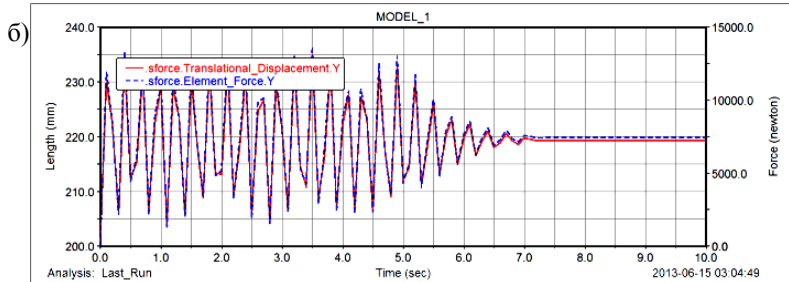
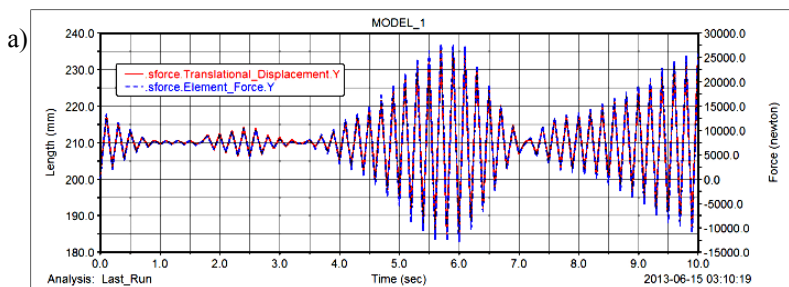


Рисунок 4 – Вертикальные перемещения и силы при $F = 7500$ Н и $\alpha = 0,8$ Н·с/мм для коэффициентов жесткости пружины $a = 800$ Н/мм; $b = 1600$ Н/мм

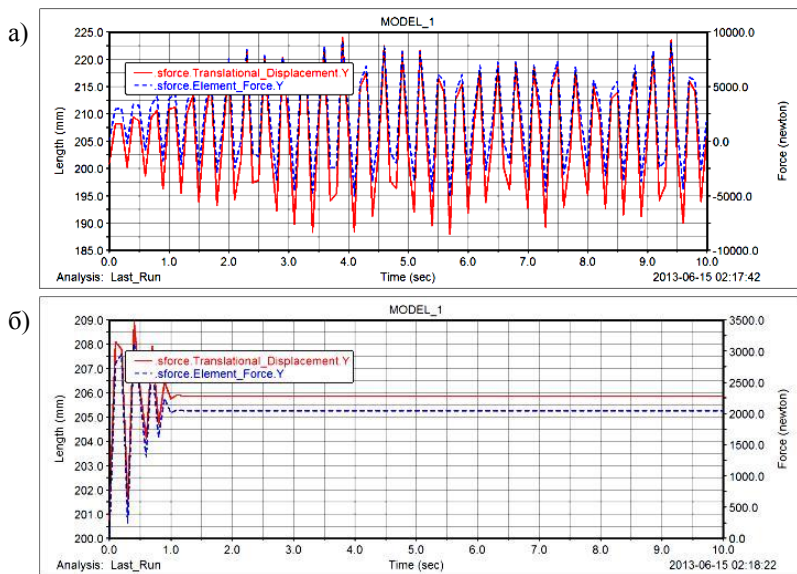


Рисунок 5 – Вертикальные перемещения и силы при коэффициенте жесткости пружины 400 Н/мм и силе 2000 Н, действующей со стороны груза на ленту, для коэффициентов демпфирования: $a - 0,4$ Н·с/мм; $b - 0,8$ Н·с/мм

Таким образом, расчеты показали, что уменьшить значения сил, действующих на ось ролика, и снизить амплитуды колебаний системы можно, подбирая конкретные значения коэффициентов жесткости пружины и демпферов для конкретных нагрузок.

Было выполнено также сравнение динамических характеристик исходной (рисунок 1) и модернизированной (рисунок 6) моделей. На рисунке 7 представлены зависимости вертикальных перемещений и сил, действующих на ось ролика, которые выполнялись для трех точек: 39, 65 и 90 (см. рисунок 1).

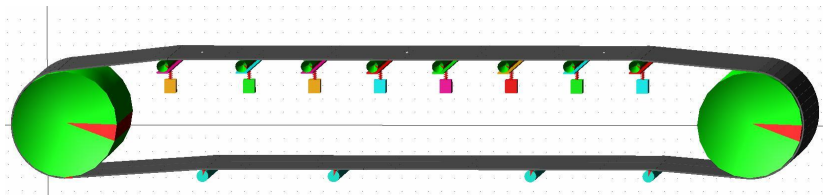


Рисунок 6 – Модель конвейера с демпфирующими элементами

Графики вертикальных перемещений этих точек при работе конвейера без демпфирующих элементов приведены на рисунке 7, а. Максимальные перемещения имеют точки, расположенные ближе к мотор-барабанам. Ре-

зультаты расчета сил, действующих на оси роликов для случая с поддрессированием (рисунок 7, б), продемонстрировали, что амплитуды сил направляющих роликов уменьшились на 10–15 %, а поддерживающего ролика почти не изменились. Кроме того, наблюдается уменьшение амплитуд вертикальных перемещений крайних точек на 15–20 %, а средней точки – на 30 % по сравнению с исходной моделью.

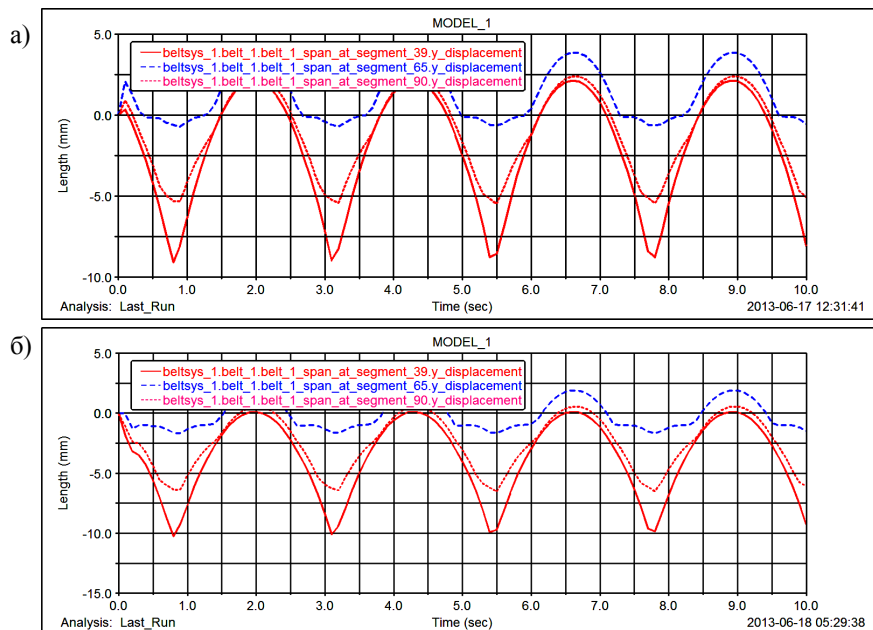


Рисунок 7 – Вертикальные перемещения при работе конвейера:
а – без поддрессирования; *б* – с поддрессированием роликов

Таким образом, выполненные расчеты демонстрируют, что введение демфирующих элементов в конструкцию ленточного конвейера позволяет повысить надежность, долговечность и ремонтпригодность транспортирующей машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Галкин, В. И. Критерий работоспособности тканевых конвейерных лент при оценке их надежности / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев // Горный журнал. Известия вузов. – 2000. – № 2. – С. 59–62.
- 2 Бидерман, В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.
- 3 **Вибрации в технике:** справочник: в 6 т. / К. В. Фролов [и др.]. – Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

4 **Ахметова, Ш. Д.** Создание пластинчатого конвейера и разработка методики динамического расчета рабочего полотна: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Ш. Д. Ахметова. – Алматы, 2009. – 25 с.

5 **Монастырский, В. Ф.** Результаты экспериментальных исследований потока насыпного груза / В. Ф. Монастырский, О. В. Кочнев // Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М. К. Аммосова. – 2006. – № 3. – С. 47–51.

6 **Загрузочная секция ленточного конвейера:** а. с. 1765072 (СССР), МПК7 В 65 G 15/62 / Е. Е. Новиков [и др.]; заявитель и патентообладатель институт геотехнической механики АН УССР. – № 4707939/03; заявл. 21.06.89; опубл. 30.09.92 // Бюл. изобр. – 1989. – № 36. – 4 с.

7 **Поляков, К. А.** Создание виртуальных моделей в пакете прикладных программ ADAMS: учеб. пособие / К. А. Поляков. – Самара: Изд-во Самарского ун-та, 2003. – 544 с.

D. M. KUZIOMKIN

DYNAMIC ANALYSIS OF TRANSPORT CONVEYOR WITH SUSPENDED ROLLERS

Computer modeling of the belt conveyor structural elements oscillations was performed in the MSC.ADAMS package. There was carried out the analysis of the elastic elements stiffness influence on the oscillation amplitudes and the forces acting the rollers. The results shown that the usage of damping elements allows to reduce the vibration amplitude by 15–30 %.

Получено 25.09.2013

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 7. Гомель, 2013**

УДК 629.018 : 534.015

М. Г. КУЗНЕЦОВА, А. О. ШИМАНОВСКИЙ
Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

АНАЛИЗ СПЕКТРА УДАРНОГО ОТКЛИКА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ КОНТЕЙНЕРОВ НА УДАР

Рассматривается методика построения кривой спектрального отклика при испытаниях на ударное воздействие контейнеров-цистерн, перевозимых на открытом железнодорожном подвижном составе. Описаны особенности разработанного авторами программного обеспечения по автоматизации обработки результатов измерений при испытаниях на удар.

Доля грузов, транспортируемых в контейнерах, постоянно увеличивается. В настоящее время находят практическое применение различные модификации контейнеров-цистерн, конструкции которых определяются видом перевозимой жидкости (рисунок 1).