

транспортирования и выдачи пустой породы;

- улучшить условия и безопасность труда горнорабочих.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колоколов О.В. Технология закладки выработочного пространства в шахтах и рудниках: Учебник для вузов. - Днепропетровск: Січ, 1997. – 135с.
2. Технология закладки и экологические особенности оставления породы в выработанном пространстве подземных предприятий / под. общ. Ред. С.С. Гребенкина. – Донецк: «Регион», 1999, - 342 с.
3. Потураев В.Н., Волошин А.И., Пономарёв Б.В. Вибрационно-пневматическое транспортирование сыпучих материалов – Киев: Наук. думка, 1989. – 248с.
4. Механика вибрационно-пневматических машин эжекторного типа / В.Н. Потураев, А.Ф. Булат, А.И. Волошин и др. – Киев: Наук. думка, 2001. – 176 с.
5. Технология раздельной выемки угля и породы на тонких пластах / Е.Ф. Дубов, О.В. Антипов // Уголь Украины. – 1995.- №9.- С. 15 – 16.

УДК 622.647.2

Канд. техн. наук Е.И. Оксень (ДонНТУ)

О МЕТОДОЛОГИИ ОЦЕНКИ РАЗВИТИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МЕХАНИЗМАХ ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Запропоновано методику узагальненої оцінки протікання динамічних процесів у механізмах гірничо-транспортних машин, що виявляються за результатами чисельного моделювання або експериментальних досліджень. На прикладі результатів чисельного моделювання пускових процесів у стрічковому конвеєрі-живильнику й експериментально отриманого сигналу зусилля деформування проби насипного вантажу виконані порівняльні амплітудно-частотні і тимчасовий амплітудно-частотні аналізи.

ABOUT METHODOLOGY OF AN ESTIMATION OF DEVELOPMENT OF DYNAMIC PROCESSES IN MECHANISMS OF MINING - TRANSPORT MACHINES

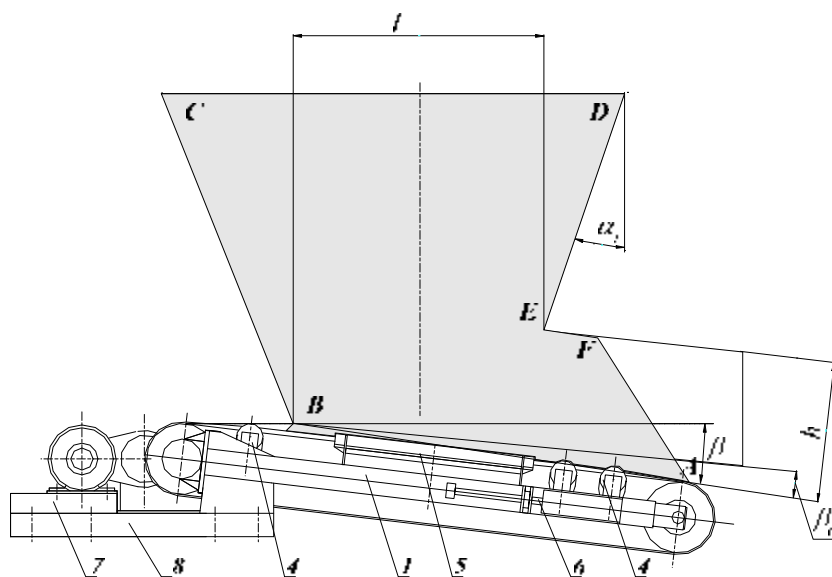
The technique of the generalized estimation of course of dynamic processes in mechanisms of the mountain - transport machines revealed by results of numerical modeling or experimental researches is offered. By the example of results of numerical modeling starting processes in a tape conveyor - feeder and experimentally received signal of effort of deformation of test of a bulk cargo it is executed comparative amplitude-frequency and time amplitude-frequency analyses.

Анализ развития динамических процессов в механизмах представляет значительный интерес при проектировании горно-транспортных машин для условий, в которых режимы работы с изменяющимися нагрузками существенно влияют на основные параметры и общий расчёт [1] не может быть сведен к статическому. В частности, к ним относятся расчёты переходных режимов ленточных конвейеров-питателей, для которых пуск всегда осуществляется при максимальной нагрузке, в том числе и в условиях дополнительного повышения устойчивости насыпного груза при длительном хранении. На необходимость выполнения данных исследований для машин погрузочно-разгрузочных узлов рудных горных предприятий указывал А.О. Спиваковский [2]. Получению аналитических решений для уравнений многомассовых динамических систем

транспортных машин посвящена работа [3]. Вопросы обобщенного анализа результатов экспериментальных исследований динамического нагружения звеньев опорных механизмов ленточных конвейеров рассматриваются в работе [4]. В работах [5 – 6] предложен метод динамического моделирования пусковых процессов в механизмах горно-транспортных машин непрерывного действия методом n-масс, обеспечивающий получение численных значений кинематических, силовых и энергетических параметров механизмов.

Цель данной работы – разработка методологии обобщенной оценки протекания динамических процессов в механизмах горно-транспортных машин, выявляемых по результатам численного моделирования или экспериментальных исследований.

1. Рассмотрим результаты динамического моделирования пуска ленточного конвейера-питателя ЗПЛ-12-22 (рис. 1) в соответствии с методикой [7]. При выполнении моделирования в соответствии с принятой методологией синтеза динамических моделей механизмов горно-транспортных машин анализ силового воздействия массива насыпного груза на рабочие органы машин выполнен в соответствии с [8].



1 – рама; 2 – приводной барабан; 3 – натяжной барабан; 4 – роlikоопора; 5 – опора скольжения; 6 – натяжной механизм; 7 – привод; 8 – съёмный силовой элемент

Рис. 1 – Расчётная схема ленточного конвейера-питателя ЗПЛ-12-22

В качестве элемента динамической модели основного механизма конвейера-питателя примем двухмассовый элемент (рис. 2), который достаточно близко описывает процессы рассеивания энергии в рабочем органе при транспортировании (потери в насыпном грузе от шевеления, трение в опорах и т.д.).

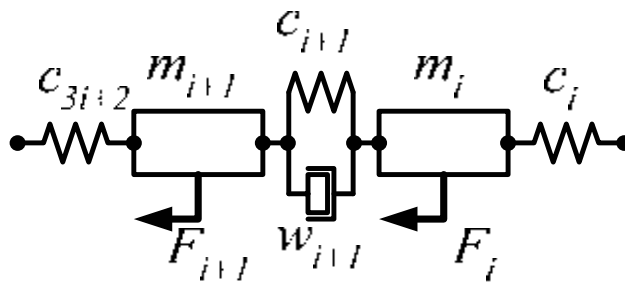


Рис. 2 – Двухмассовый элемент динамической модели

Для моделирования процесса пуска основной механизм и механизма натяжения контура ленты конвейера-питателя ЗПЛ-12-22 представим совокупностью масс (рис. 3), в которой привод (включая приводной барабан) моделируется массой m_n , грузовая ветвь – двухмассовыми элементами $m_1 \leftrightarrow m_2$ на линейной части, $m_3 \leftrightarrow m_4$ в зоне загрузки и $m_5 \leftrightarrow m_6$ на свободном участке до натяжного барабана, натяжной барабан – массой $m_{нб}$, а порожняя ветвь – двухмассовым элементом $m_7 \leftrightarrow m_8$.

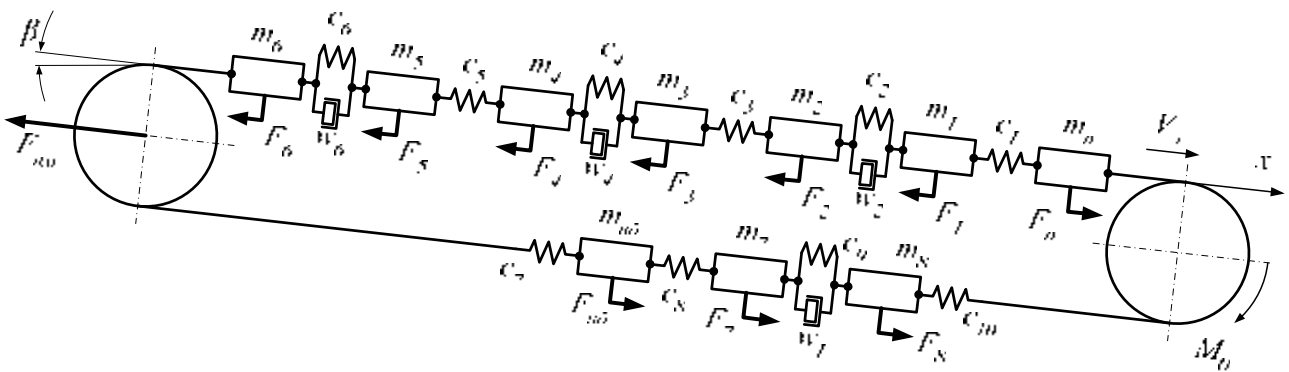


Рис. 3 – Динамическая модель основного механизма и механизма натяжения контура ленты конвейера-питателя ЗПЛ-12-22

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_n = \frac{k_5 \cdot (1 - k_2 \cdot \dot{x}_n)}{m_n \cdot (k_3 + (1 - k_2 \cdot \dot{x}_n))^2} - \frac{c_1}{m_n} \cdot (x_n - x_1) + \frac{c_{10}}{m_n} \cdot (x_{10} - x_n) \\ \ddot{x}_i = \frac{c_i}{m_i} \cdot (x_{i-1} - x_i) - \frac{c_{i+1}}{m_i} \cdot (x_i - x_{i+1}) - \frac{F_{ci}}{m_i} \\ \ddot{x}_8 = \frac{c_9}{m_8} \cdot (x_7 - x_8) - \frac{c_{10}}{m_8} \cdot (x_8 - x_n) - \frac{F_{c8}}{m_8} \end{array} \right. , \quad (1)$$

Представленная динамическая модель конвейера-питателя может быть записана как нелинейная система дифференциальных уравнений движения десяти масс с одной степенью свободы каждой с силовым возбуждением числовые значения коэффициентов которой определяются согласно [5] для параметров конвейера-питателя ЗПЛ-12-22: производительность 300 т/ч, номинальная скорость ленты 0,24 м/с, двигатель привода ВАО-32-4 мощностью 3,0 кВт. На рис. 4 приведена субмодель решения системы уравнений (1) в среде динамического моделирования Simulink, состоящая из субмоделей нижнего уровня, описывающих движение привода, трёх сдвоенных масс грузовой ветви, натяжного барабана и сдвоенной массы порожней ветви. Каждая из субмоделей движения двухмассового элемента (рис. 5) в свою очередь обеспечивает совместное решение системы двух уравнений и содержит блок расчёта силы сопротивления движению для соответствующего участка рабочего органа.

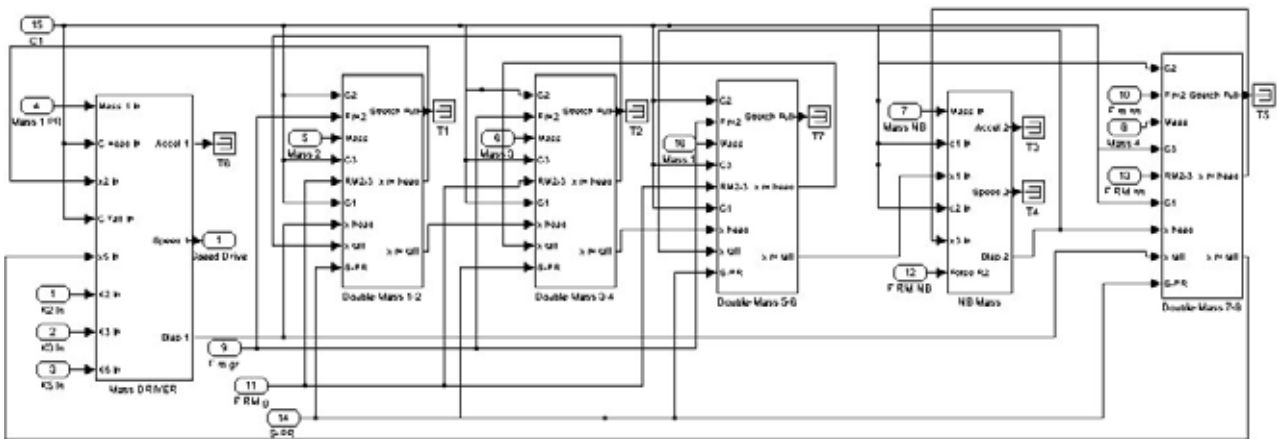


Рис. 4 – Субмодель решения системы уравнений движения конвейера-питателя

Результатами динамического моделирования являются временные ряды числовых значений силовых, кинематических и других параметров механизмов конвейера-питателя. Пример результатов расчёта пуска в виде диаграммы изменения скорости рабочего органа в точке набегания на барабан с интервалом 1 мс приведен на рис. 6а. Полученные результаты моделирования позволяют установить время протекания пускового процесса, максимальные значения ускорений, натяжений в контуре рабочего органа, тягового усилия привода и т.п. Однако для обобщённой оценки протекания динамических процессов необходимо выполнение дополнительного анализа полученных числовых значений за некоторый характерный интервал времени.

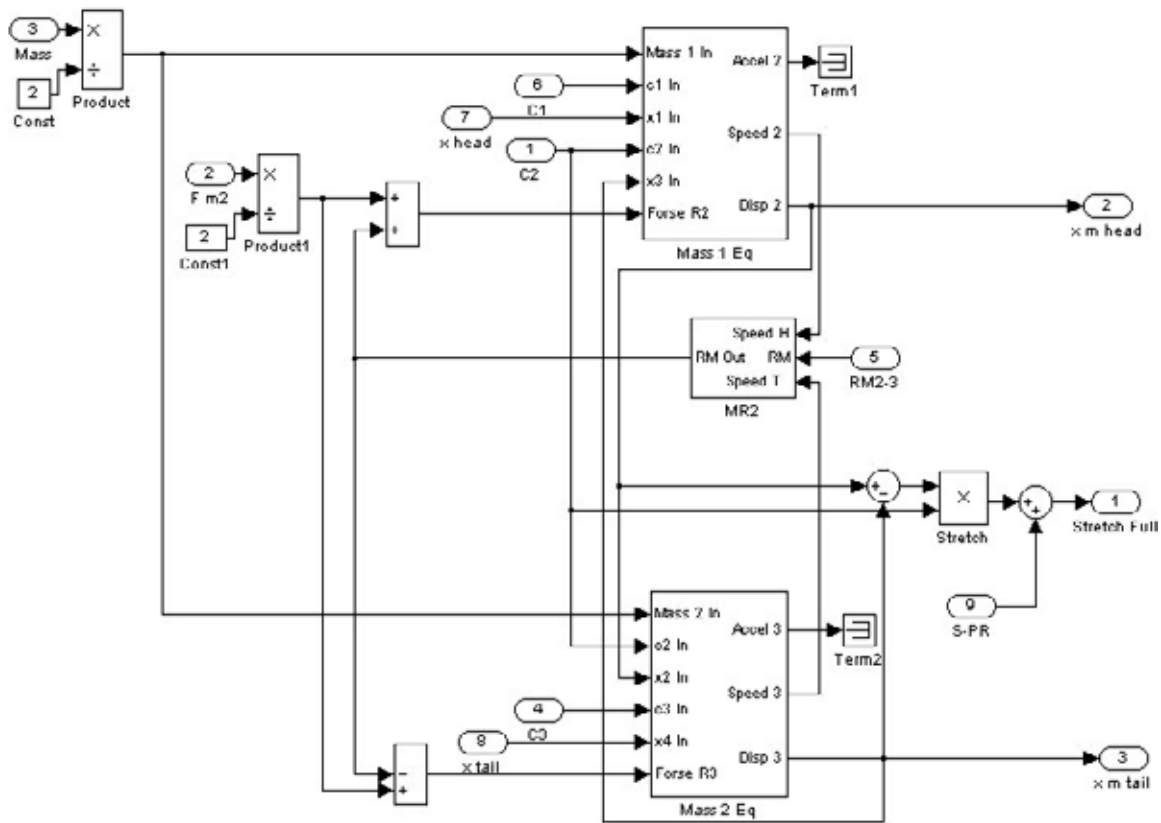


Рис. 5 – Субмодель движения двухмассового элемента с внутренним рассеиванием энергии сопротивления движению рабочего органа

Рассмотрим применение временного амплитудно-частотного анализа фрагментов числовых рядов смоделированных параметров на основе разложения комплексным вейвлетом $mhat$ [9]

$$mhat(t) = \frac{d^2}{dt^2} e^{-\frac{t^2}{2}}, \quad (2)$$

для которого временная ψ – функция для параметров разложения a и b

$$\psi(a,b,t) = \frac{1}{\sqrt{a}} mhat\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (3)$$

так, что искомая функция разложения для заданного сигнала $s(t)$

$$C(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} \psi(a,b,t) \cdot s(t) \cdot dt. \quad (4)$$

На рис. 6б приведена спектрограмма временного ряда скорости рабочего органа, соответствующая диаграмме рис. 6а. Нижний участок спектрограммы со-

ответствует изменениям амплитуды (переход чёрного тона на белые – «ноль») выделенным высоким частотам в основном сигнале с понижением частоты к верхнему участку.

Как следует из приведенной диаграммы в период пуска в сигнале скорости присутствует один период низкочастотных колебаний, на который накладывается три периода высокочастотных.

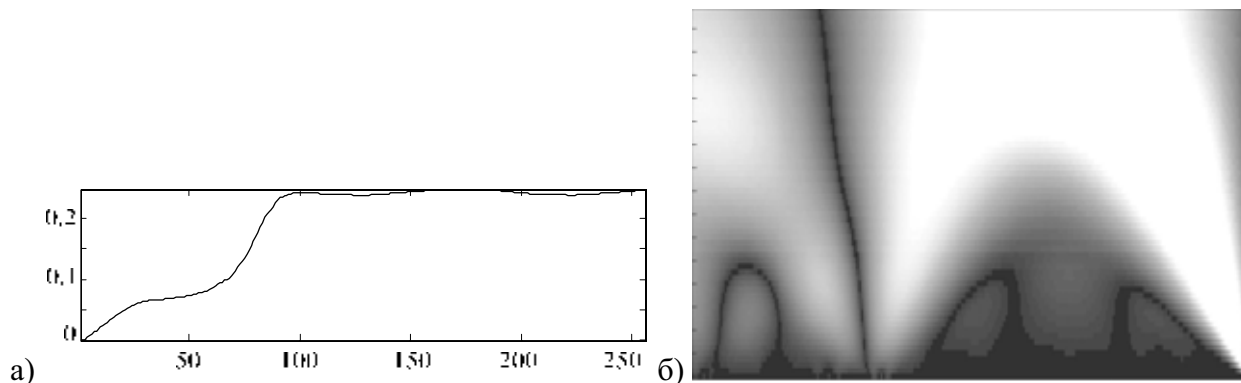


Рис. 6 – Скорость конвейерной ленты в точке набегания на приводной барабан

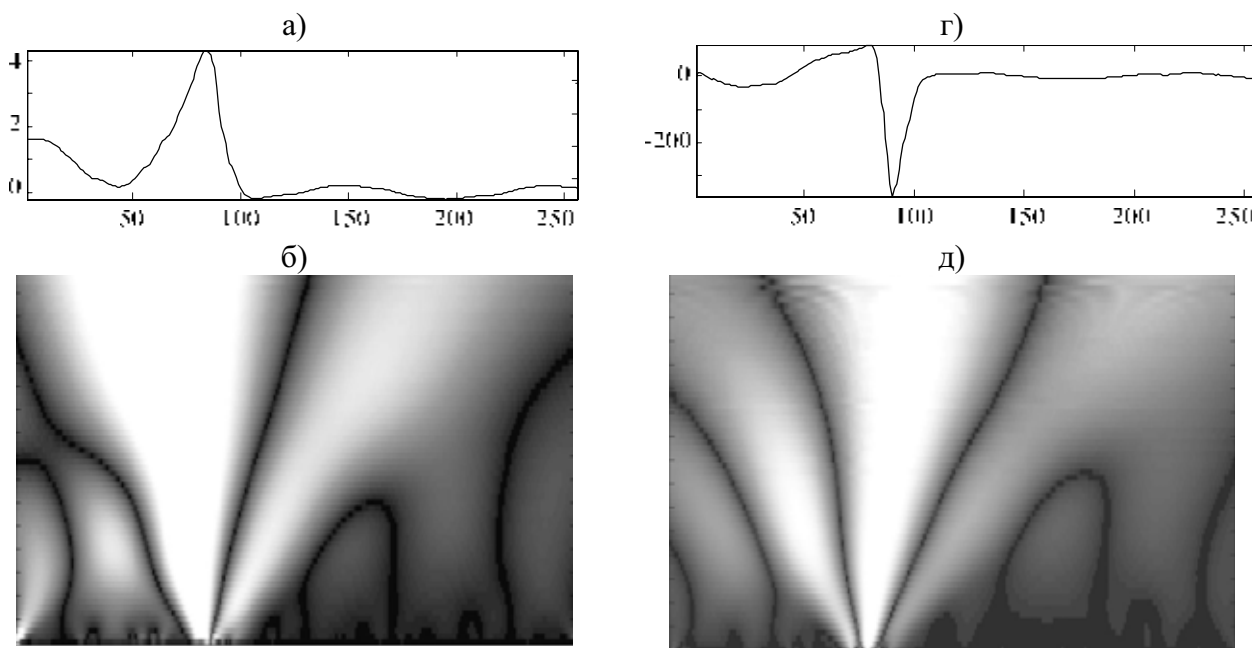


Рис. 7 – Ускорение и пульс конвейерной ленты в точке набегания на приводной барабан

Рассмотрим (рис. 7) спектрограммы ускорения $a(t) = \frac{d^2x}{dt^2}$ и третьей производной от перемещения этой же точки рабочего органа $p(t) = \frac{d^3x}{dt^3}$, которую для удобства обозначения будем называть «пульс» (в некоторых источниках используют термин «темп»). Сопоставление спектрограмм (рис. 7б и рис. 7д)

несмотря на принципиальные отличия исходных функций (рис. 7б и рис. 7д) показывает тождественность раскрытия ими физического смысла колебательного процесса. Действительно, обеими спектрограммами выявляются два периода низкочастотных колебаний и шесть периодов высокочастотных (в спектрограмме скорости – один и три).

Принципиальное соответствие спектрограмм ускорения и пульса проиллюстрируем амплитудно-частотными характеристиками фрагментов рассматриваемых сигналов за первую секунду после пуска конвейера-питателя (рис.8), построенных в соответствии с алгоритмом быстрого Фурье-преобразования

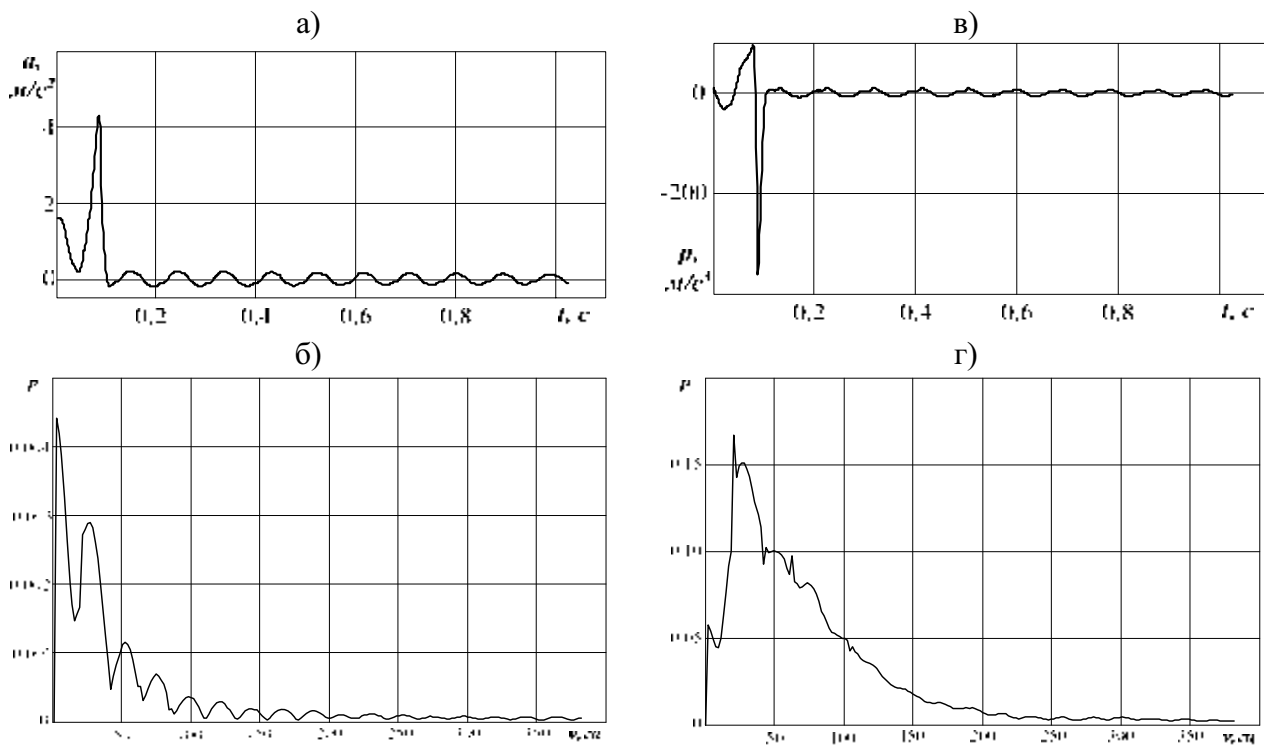


Рис. 8 – Амплитудно-частотные характеристики ускорения и пульса конвейерной ленты в точке набегания на приводной барабан

$$C_k = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} s(t) \cdot e^{-j\omega_0 kt} dt \quad \text{при} \quad \omega_0 = \frac{2\pi}{T} \quad (5)$$

для сигнала

$$s(t) = \sum_{-\infty}^{\infty} C_k \cdot e^{j\omega_0 kt}, \quad (6)$$

так что множество коэффициентов

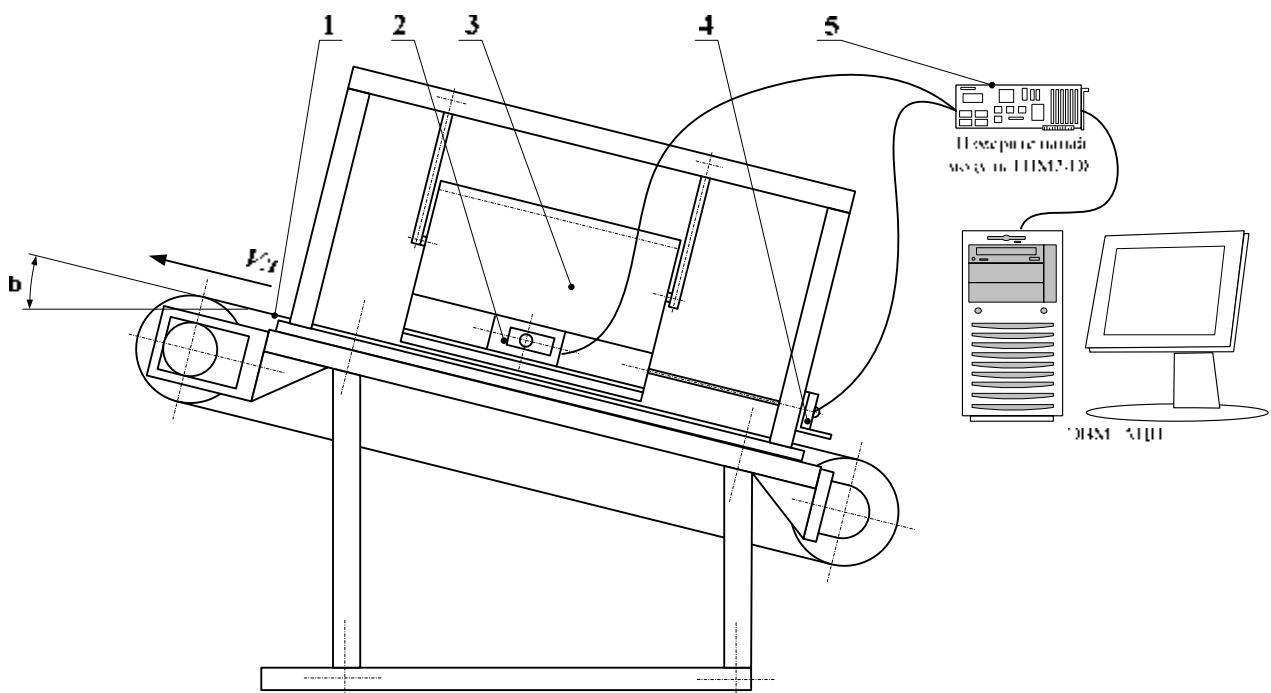
$$A_k = |C_k| = \frac{\sqrt{a_k^2 + b_k^2}}{2} \quad \text{при } k = 0, \pm 1, \pm 2 \dots \quad (7)$$

представляют спектр амплитуд рассматриваемых сигналов.

Близость спектров амплитуд ускорения и пульса звеньев механизмов конвейера-питателя обусловлено способностью гармонических функций приближать периодические колебания с нулевым средним значением, характерные для многомассовых динамических систем.

2. Выполним анализ экспериментально полученных параметров динамических процессов в механизмах горно-транспортных машин на примере сигнала усилия деформирования пробы насыпного груза в трибометре непрерывного нагружения [10].

При определении параметров устойчивости насыпного груза в режиме непрерывного нагружения измерительный комплекс (рис. 9) обеспечивает фиксирование усилия деформирования в виде временного ряда значение с заданным периодом опроса. Пример фрагмента усилия деформирования для пробы гранита приведен на рис. 10.



1 – конвейерная лента; 2 – датчик смещения боковой стенки; 3 – шарнирно подвешенный короб; 4 – датчик осевого смещения короба; 5 – цифровая тензоизмерительная станция

Рис. 9 – Измерительный трибометрический комплекс непрерывного нагружения

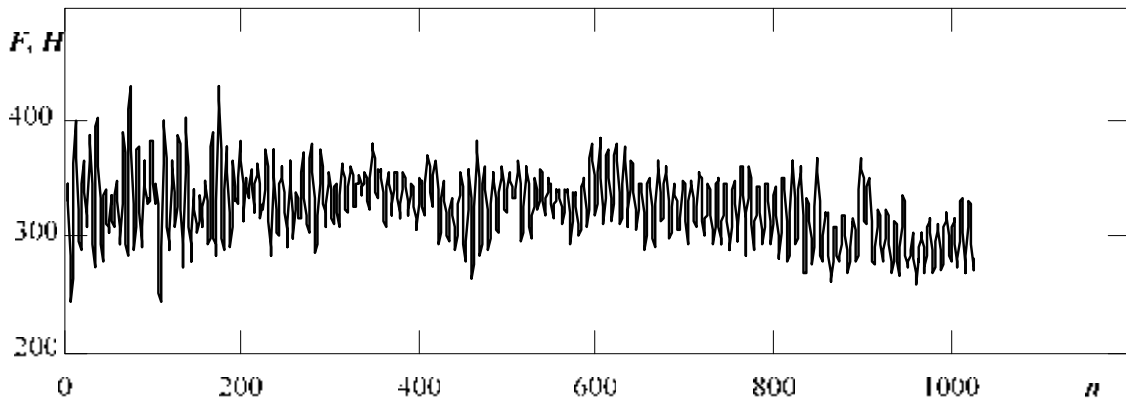


Рис. 10 – Усилие деформирования пробы гранитного щебня крупностью 10÷25 мм

Особенностью данного сигнала является значительные высокочастотные колебания текущих значений относительно выделяемого среднего. Так при среднем усилии 326 Н максимальные отклонения составляют 109 Н при среднем квадратическом отклонении 28,4 Н. Учитывая то, что усилие деформирования формирует колебания измерительного короба, мгновенные ускорения пропорциональны выделенной относительно среднего динамической составляющей

$$a(t) = \frac{1}{m} (F(t) - F_{cp}). \quad (9)$$

Выполним сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик сигналов усилия деформирования, ускорения измерительного короба и пульса короба, определённого как

$$p(t) = \frac{da(t)}{dt}. \quad (10)$$

Поскольку функция ускорения по результатам измерений представлена дискретными значениями для численного дифференцирования (10) выполним аппроксимацию временного ряда кубическими сплайн-функциями (а так же для сопоставления линейную сплайн-аппроксимацию). Фрагмент сигнала и его кубическая сплайн-аппроксимация приведены на рис. 11а.

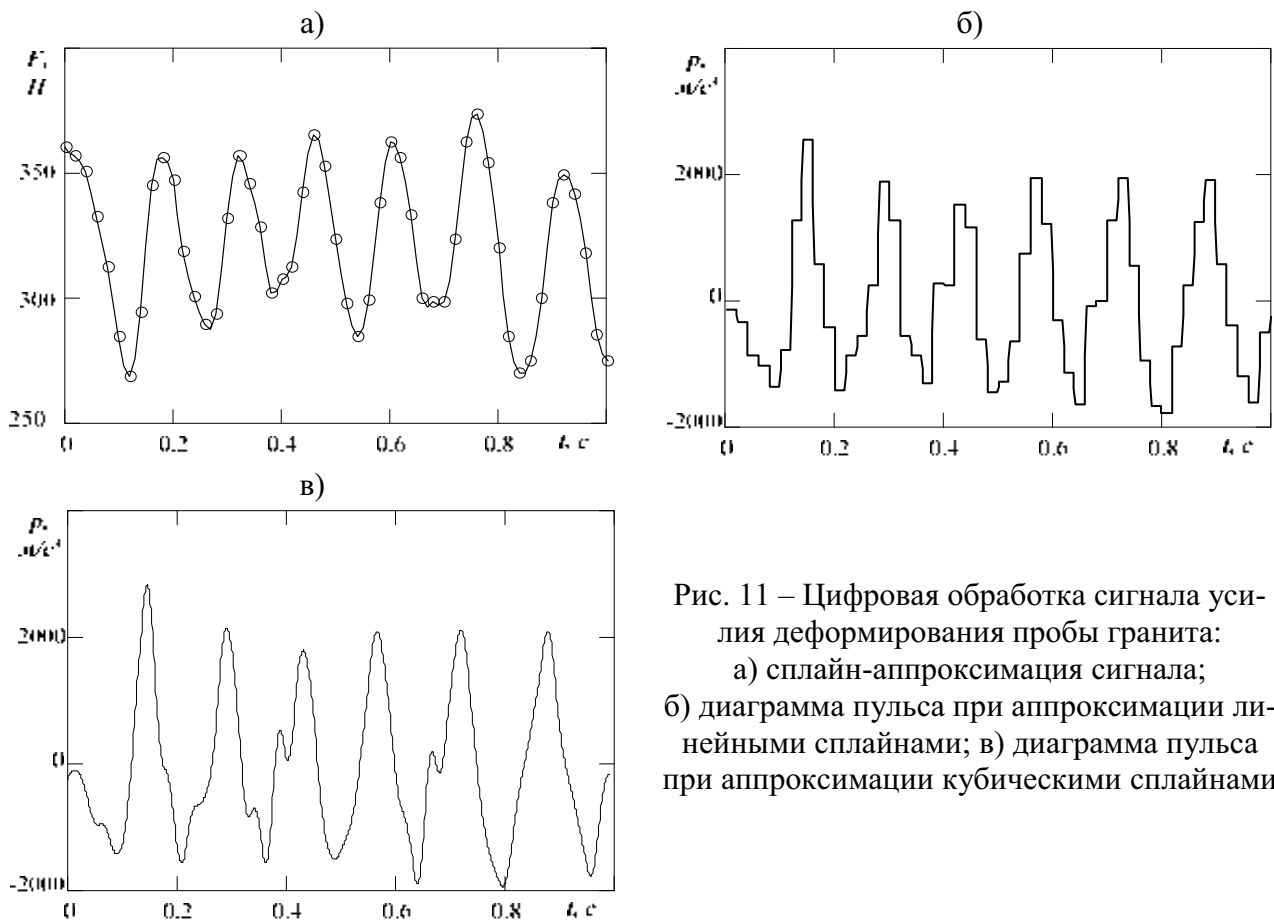


Рис. 11 – Цифровая обработка сигнала усилия деформирования пробы гранита:
а) сплайн-аппроксимация сигнала;
б) диаграмма пульса при аппроксимации линейными сплайнами; в) диаграмма пульса при аппроксимации кубическими сплайнами

Принятый при измерениях интервал опроса 20 мс позволяет выполнить достаточно детальную линейную аппроксимацию, однако с учётом последующего дифференцирования (10) кубическая сплайн-аппроксимация является более предпочтительной (см. рис. 11б и рис. 11в). Полученный в результате численного дифференцирования сигнал пульса короба приведен на рис. 12.

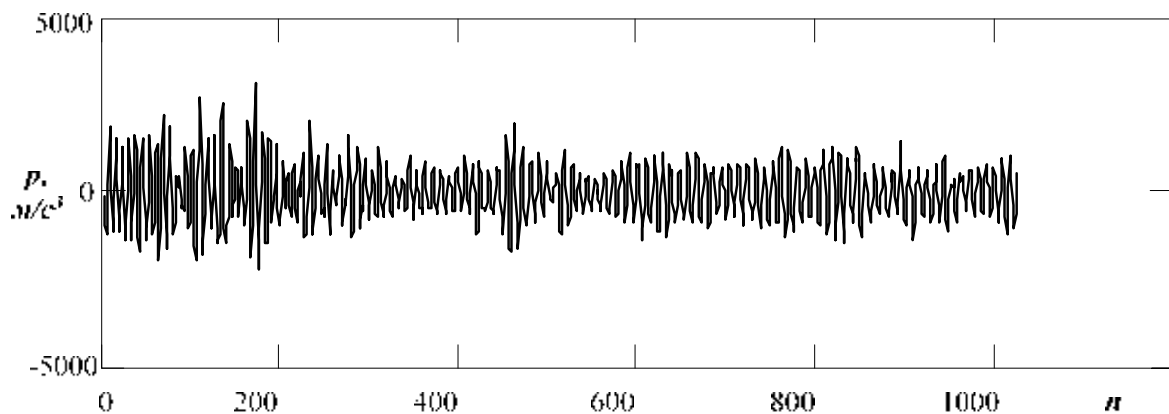


Рис. 12 – Пульс измерительного короба трибометра при испытании пробы гранитного щебня крупностью $10 \div 25$ мм

Амплитудно-частотные характеристики сигналов усилия деформирования пробы гранита, ускорения и пульса измерительного короба приведены на рис. 13. Сопоставление диаграмм показывает, что выделение динамических особенностей в сигналах со значительной разностью в частотах основной составляющей и высокочастотной динамической анализом исходного сигнала крайне затруднено (см. рис. 13а). Выравнивание относительно среднего значения (9) при построении амплитудно-частотной характеристики ускорения, а также дифференцирование сигнала при анализе пульса обеспечивает более детальный анализ спектра частот колебаний. Амплитудно-частотные характеристики ускорения и пульса звеньев для колебательных процессов достаточно близки по форме и совпадают по спектру частот, что допускает их взаимную замену.

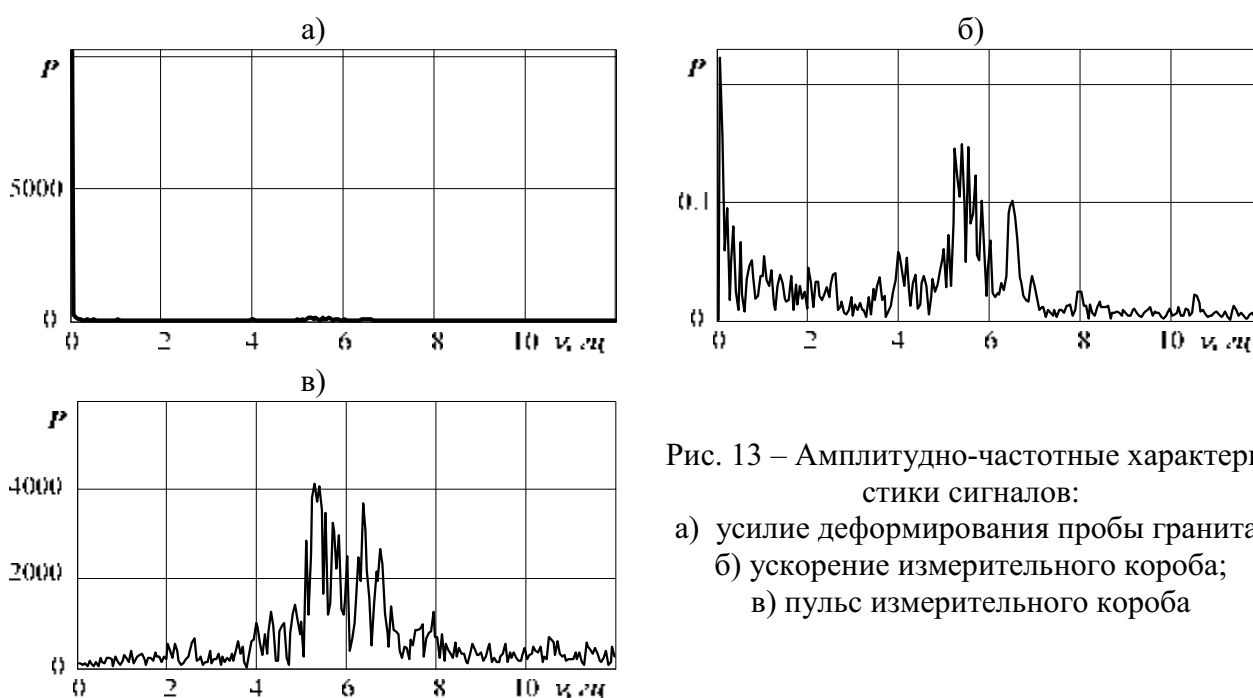


Рис. 13 – Амплитудно-частотные характеристики сигналов:
 а) усилие деформирования пробы гранита;
 б) ускорение измерительного короба;
 в) пульс измерительного короба

Выводы.

1. Для обобщённого анализа динамических параметров механизмов горно-транспортных машин могут быть рекомендованы временной спектральный и амплитудно-частотный анализы фрагментов характерных фаз динамических процессов. Совместный сравнительный анализ силовых параметров, ускорения и пульса звеньев обеспечивает более полное раскрытие динамических особенностей.

2. При выполнении численного динамического моделирования многомассовых и цифровых экспериментальных исследованиях целесообразно использование единой методологии обобщённого анализа динамических параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов Б.А. Методика тяговых расчётов ленточных конвейров – В кн. «Шахтный и карьерный транспорт». Вып. 3. Под ред. А.О. Спиваковского. – Москва: «Недра», 1977, с. 5-10.
2. Спиваковский А.О. О типе питателя для выгрузки из бункеров крупнокусовых скальных грузов. – В кн.

- «Шахтный и карьерный транспорт». Вып. 3. Под ред. А.О. Спиваковского. – Москва: «Недра», 1977, с. 151-161.
3. Смирнов В.К., Новиков Е.Е. Отыскание периодических решений уравнений многомассовых динамических систем транспортных машин – В кн. «Динамика и прочность горных и транспортных машин». Сб. научн. тр. – Киев: «Наукова думка», 1978, с. 3-17.
4. Приседский Г.В., Дорошенко Н.П., Серый В.П., Норенко И.И. Формирование выходных нагрузок в элементах ленточного конвейера. В кн. «Шахтный и карьерный транспорт». Вып. 3. Под ред. А.О. Спиваковского. – Москва: «Недра», 1977, с. 11-18.
5. Оксень Е.И. Динамическое моделирование механизмов горно-транспортных машин непрерывного действия // «Геотехнічна механніка»: Міжвід. зб. наук. праць. Вип. 42 – Дніпропетровськ: ІГТМ НАНУ, 2003, с. 155-164.
6. Оксень Е.И. О методе динамического моделирования ленточных конвейеров и питателей // «Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: Збірн. наук. праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХПІ», 2003, №8, т. 3, с. 11-18.
7. Оксень Е.И. Динамическое моделирование механизмов ленточного питателя методом n-масс «Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету»: Збірн. наук. праць – Кременчук: КДПУ, 2003, №2 (19), с. 265-268.
8. Оксень Е.И. Расчёт нагружения рабочих органов питателей при выдаче насыпных грузов из бункеров // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. тр. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 17, – с. 144-148.
9. Дьяконов В.П. Вейвлеты. От теории к практике – Москва: СОЛОН-Р, 2002. – 440 с.
10. Оксень Е.И. Аппаратно-программный комплекс измерения параметров деформирования зернистых сред // «Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматика». Вип. 47. – Донецьк: ДонНТУ, 2002, с. 277-283.

УДК 622.831

Д-р техн. наук В.С. Кулинич,
д-р техн. наук В.Г. Перепелица
канд. техн. наук Л.Д. Шматовский
(ИГТМ НАН Украины),
канд. техн. наук С.В. Кулинич
(шахта им. Ю.А.Гагарина ГХК "Артемуголь")

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГЕОМЕХАНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ГАЗОНОСНОГО УГЛЕПОРОДНОГО МАССИВА**

Викладені результати визначення напруженого стану, газонасиченості і механічних властивостей газоносного вуглепородного масиву

**THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ASPECTS
DEFINITIONS OF PARAMETERS OF A GEOMECHANICAL CONDITION
ГАЗОНОСНОГО УГЛЕПОРОДНОГО OF A FILE**

The stated results of definition of the strained condition of gas content and mechanical properties of gas bearing and rock mass.

Основными параметрами, обуславливающими геомеханическое состояние газоносного углепородного массива, являются действующие напряжения, газонасыщенность и механические свойства горных пород.

Доказано [1], что наиболее технологичным для оценки напряженного состояния углепородного массива является способ определения величины и направления действующих главных напряжений локальным гидроразрывом