

Таким образом, обработка выемочных камер предложенной технологией позволяет значительно сократить потери ценного полезного ископаемого.

С увеличением глубины и изменением горно-геологической характеристики месторождения наступит передел, когда ширина целика X превзойдет предельный пролет выемочной камеры L_{np} т.е. $X > L_{np}$. Для этих глубин рекомендуется переходить для обработки междуканнерных целиков от систем с открытым очистным пространством к системам с креплением, т.е. в целом для месторождения к комбинированным системам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арене В.Ж., Исмагилов Б.В., Шпак Д.Н. Скважинная гидродобыча полезных ископаемых. - М.: Недра, 1980. - 229 с.
2. Черней Э.И. Методы гидродобычи // Изв. вузов, геология и разведка. - М: МГРИ.- 1984.- Вып.№7. - С.56-87.
3. Бондаренко В.И., Власов С.В., Владыко А.Б. Определение технологических параметров струйного затопления пород при сооружении противофильтра-ционных завес // Научный вестник НГАУ. - Днепропетровск: НГАУ. - 1999. - Вып. № 6. - С. 11-12.
4. К вопросу о рациональной технологии выемки подводных россыпных полезных ископаемых / В.П. Франчук, Е.С. Запара, А.А. Бондаренко, А.П. Зиборов // Научный вестник НГАУ.- Днепропетровск: НГАУ. -1999. -Вып. №6. - С. 12-15.
5. Маланчук З.Р. Научные основы скважинной гидротехнологии. - Ровно: РГТУ, 2002. - 367с.

УДК 622.647.2

Е.И. Оксень

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Представлено методику чисельного аналізу процесу деформування насипних вантажів робочим органом гірничо-транспортних машин безперервної дії на основі імовірнісного оцінювання проявів деформаційних властивостей насипного вантажу і розрахунку навантажень на робочий орган. Приведено приклади практичного аналізу структури і чисельного динамічного моделювання механізмів стрічкових конвеєрів в особливих умовах експлуатації.

DYNAMIC MODELLING OF MECHANISMS OF MINING - TRANSPORT MACHINES OF CONTINUOUS ACTION

The technique of the numerical analysis of process of deformation of bulk cargoes is submitted by working body of mining - transport machines of continuous action on the basis of statistical displays of deformation properties of a bulk cargo and calculation of loadings on working body. Examples of the practical analysis of structure and numerical dynamic modeling of mechanisms of tape conveyors in special conditions of operation are resulted.

Проектирование новых конструкций горно-транспортных машин непрерывного действия, характеризующихся сложным профилем става, глубокой интегрированностью с транспортируемым грузом или особыми условиями эксплуатации, приводит к необходимости выполнения дополнительных расчётов, не

предусмотренных типовыми методиками для ленточных конвейеров стандартного исполнения.

К примерам такого оборудования относятся ленточные конвейеры-питатели и питатели, ленточные конвейеры-накопители и т.д., которые в процессе работы непосредственно воспринимают рабочими органами воздействие массива насыпного груза, находящегося в бункере. В этих условиях численное моделирование [1, 2], в частности динамическое моделирование, горно-транспортных машин непрерывного действия является одним из эффективных методов анализа машины и процессов транспортирования.

Цель данной работы – создание методов моделирования изменения параметров машин во времени, выявления их взаимозависимостей, разработка методов расчёта и прогнозирования параметров машин непрерывного транспорта, активно воздействующих на массив перемещаемого насыпного груза (ленточные питатели, конвейеры-питатели и т.д.), на основе вероятностной оценки деформационных свойств насыпных грузов.

При разработке динамических моделей механизмов горно-транспортных машин применена методология анализа и синтеза (рис. 1) так, что исследование силового воздействия массива насыпного груза на рабочие органы машин при деформировании выполняется на этапе анализа, а определение динамических параметров механизмов в условиях случайного проявления деформационных свойств насыпного груза осуществляется на этапе синтеза модели. Схема синтеза динамической модели в соответствии с предлагаемой методологией на примере основного механизма ленточного конвейера-питателя приведена на рис. 2. При этом исследование процессов деформирования насыпного груза и определение нагрузок на рабочий орган конвейера-питателя выделены в самостоятельные задачи для каждой из принятых расчётных схем (рис. 2а).

Расчёт нагрузок на рабочий орган конвейера питателя производится на основе определяемых динамическими испытаниями параметров деформационных свойств насыпных грузов [3] в соответствии с методикой [4], согласно которой внутренняя связность c_0 и коэффициент внутреннего трения ϕ_0 могут быть представлены случайными нормально распределёнными функциями, математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение которых

$$\phi_0 = k_1 a^2 + k_2 a + k_3 \quad \text{и} \quad \sigma = k_4 a^2 + k_5 a \quad (1)$$

могут быть определены экспериментально как квадратические функции относительной крупности насыпного груза a . Данный подход позволяет реализовать анализ процесса деформирования насыпного груза в рамках континуального подхода, так что при составлении уравнений устойчивости напряжениями в насыпном грузе принимаются математические ожидания усилий деформирования, распределённых по локальным поверхностям деформирования.



Рис. 1 – Структура формирования динамических моделей механизмов и систем машины непрерывного транспорта на примере ленточного конвейера-питателя

При использовании для решения задачи метод конечных элементов, записав условие предельной устойчивости в обобщенном виде, для 2D и 3D деформированного состояния для локального элемента нелинейные системы уравнений будут представлены соответственно как

$$\left\{ \begin{array}{l} \{\sigma_{ij}\} = [D] \cdot \{\varepsilon_{ij}\} \\ \{\varepsilon_{ij}\} = [B] \cdot \{x_{ij}\} \\ \frac{1}{2} [1 \quad x_i \quad y_i] = S \cdot d \\ m \cdot J_1 + \sqrt{J_2} - k = 0 \end{array} \right.$$

и

$$\begin{cases} \{\sigma_{ij}\} = [D] \cdot \{\varepsilon_{ij}\} \\ \{\varepsilon_{ij}\} = [B] \cdot \{x_{ij}\} \\ \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \end{bmatrix} = V \cdot d' \\ m \cdot J_1 + \sqrt{J_2} - k = 0 \end{cases}$$

где J_1, J_2 – первый и второй инварианты девиатора напряжений;

$$m = \frac{\sin \phi_0 \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin^2 \phi_0}}}{\sqrt{3}};$$

$$k = c_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{4 \cdot \sin^2 \phi_0}{\sin^2 \phi_0 + 3}};$$

$\{\sigma_{ij}\}, \{\varepsilon_{ij}\}, \{x_{ij}\}$ – напряжения, деформации и перемещения в элементе;

$[D]$ – матрица упругости материала насыпного груза в пределах устойчивости;

$[B]$ – матрица формы принятого конечного элемента;

S, V – площадь (объём) конечного элемента в недеформированном состоянии;

d – коэффициент дилатационного изменения объёма насыпного груза.

Пример результатов расчёта процесса деформирования насыпного груза приведен в виде изолиний вертикального давления на рабочий орган конвейера-питателя при свободной выдаче (рис. 3а) и картины развития обрушения на разгрузочном барабане (рис. 3б). Исходя из требуемой надёжности для заданных значений относительной крупности частиц насыпного груза, таким же образом могут быть получены значения предельных

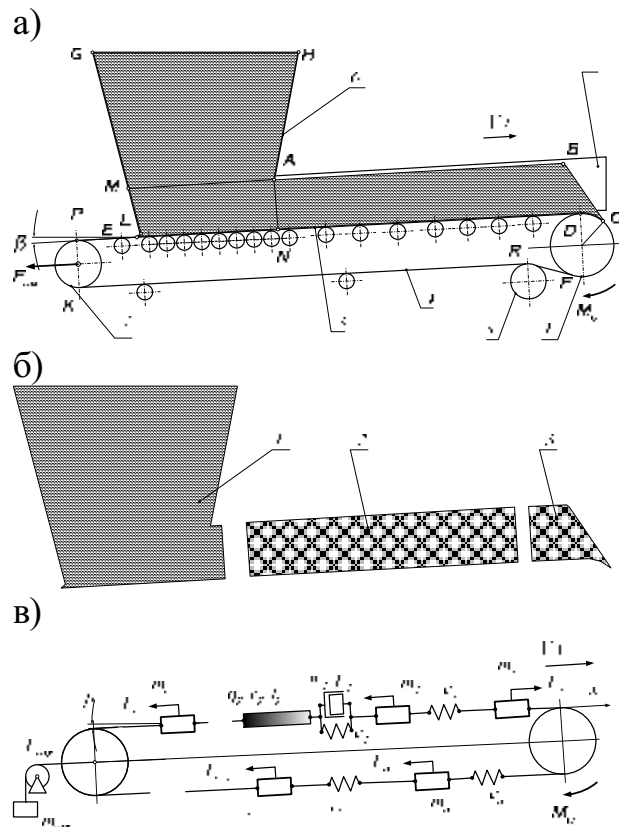


Рис. 2 – Схема образования динамической модели ленточного конвейера-питателя:

- а) расчётная схема; б) схемы расчёта деформирования насыпного груза (1 – загрузочная часть, 2 – линейная часть, 3 – разгрузочный барабан);
- в) динамическая модель основного механизма

нагрузок на рабочий орган. Рассчитанные ожидаемые и предельные значения нагрузок являются исходными данными для синтезируемой динамической модели механизмов и систем транспортной машины.

Для каждого из механизмов в зависимости от конструктивного выполнения те или иные динамические модели могут быть составлены исходя из логики представления звеньев механизмов сосредоточенными или распределёнными массами, объединёнными упругими и диссипативными связями.

Используя логику представления звеньев механизмов сосредоточенными массами, объединёнными упругими и диссипативными связями, в зависимости от конструктивного выполнения для каждого из механизмов могут быть составлены те или иные динамические модели. Так, для основного механизма конвейера-питателя динамическая модель [5] может быть представлена совокупностью сосредоточенных масс, в том числе, исходя из количества масс для грузовой и порожней ветвей, равным числу роlikоопор. В этом случае, для единичной массы уравнение движения может быть записано как

$$\ddot{x}_i = \frac{c_{i-1}}{m_i} \cdot (x_{i-1} - x_i) - \frac{c_i}{m_i} \cdot (x_i - x_{i+1}) - \frac{F_{ci}}{m_i}, \quad (2)$$

где $x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$ – перемещения, скорости и ускорения соответствующих масс m_i ;

c_i – жёсткости i -тых участков, Н/м;

F_{ci} – приведенная внешняя нагрузка, Н.

При этом, расчётные значения математических ожиданий и дисперсий распределения нагрузок на рабочий орган в совокупности с соотношением эквива-

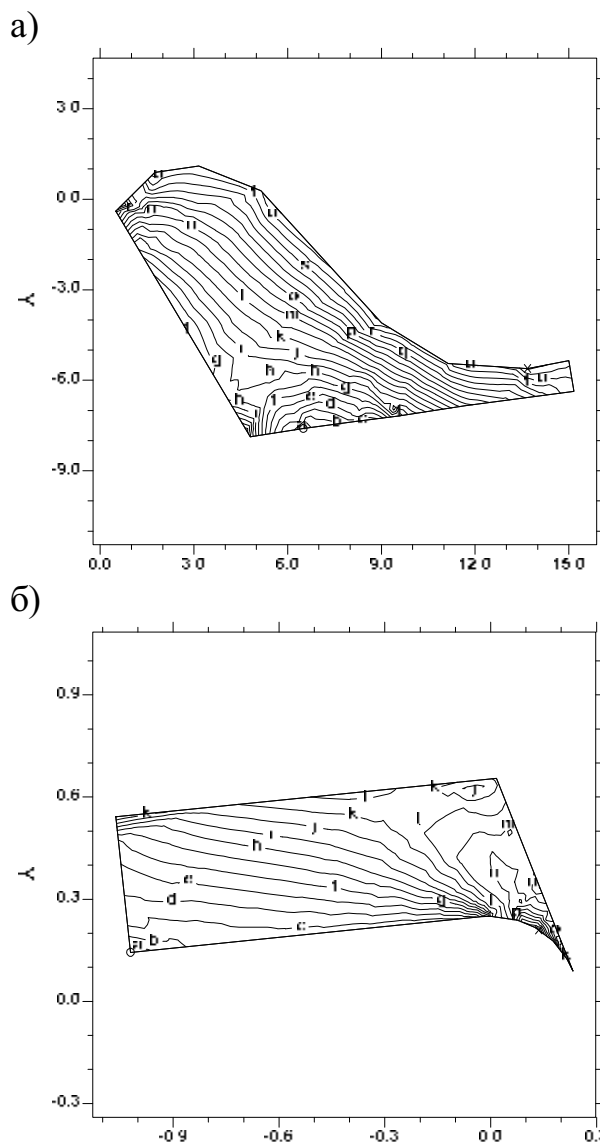


Рис. 3 – Примеры результатов моделирования нагрузок на рабочий орган ленточного конвейера-питателя:

- а) зона загрузки – изолинии вертикально-го расчёта: $a = 60$ КПа, шаг 3 КПа;
- б) разгрузочный барабан – изолинии условия устойчивости: $a = 1,2$ КПа, шаг 100 Па

лентной крупности кусков насыпного груза, ведущим размером проходных сечений загрузочных устройств и скоростью ленты, могут быть преобразованы методами нечёткой логики в расчётные динамические нагрузки, являющимися составляющими F_{ci} . Силы, действующие на каждую из i -х масс, определяются для каждого участка как сумма сил сопротивления движению по опорам, скатывающая составляющая веса, сила сопротивления бортов, сила сопротивления движению от шевеления груза

$$F_{ci} = F_{wi} + F_{gi} + F_{bi} + F_{di}.$$

Силы F_{wi}, F_{gi}, F_{bi} вычисляются при синтезе модели по результатам расчёта процесса деформирования насыпного груза как случайные нормально распределённые функции, временной параметр которых задаётся соотношением $\frac{a}{\dot{x}_1}$, где \dot{x}_1 – текущее значение скорости рабочего органа питателя. Силы сопротивления движению от шевеления груза на рабочей ветви F_{di} носят диссипативный характер, значимы при наличии относительного смещения между смежными звеньями и определяются логическим соотношением

$$\begin{cases} F_{di} = F_{di} & \text{if } x_i - x_{i-1} \neq 0 \\ F_{di} = 0 & \text{if } x_i - x_{i-1} = 0 \end{cases}. \quad (3)$$

Тогда система уравнений динамической модели для основного механизма питателя как нелинейной системой с одной степенью свободы с силовым возбуждением может быть записана как

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = \frac{k_5 \cdot (1 - k_2 \cdot \dot{x}_1)}{m_1 \cdot (k_3 + (1 - k_2 \cdot \dot{x}_1))^2} - \frac{c_1}{m_1} \cdot (x_1 - x_2) + \frac{c_3}{m_1} \cdot (x_n - x_1) \\ \ddot{x}_n = \frac{c_{n-1}}{m_n} \cdot (x_{n-1} - x_n) - \frac{c_n}{m_n} \cdot (x_n - x_1) - \frac{F_{cn}}{m_n} \end{cases},$$

где k_2, k_3, k_5 – коэффициенты механической характеристики привода в форме Клосса при применении асинхронных двигателей с короткозамкнутым или фазным ротором;

$$k_2 = \frac{60 \cdot u_{np}}{\pi \cdot n_0 \cdot D_\sigma};$$

$$k_3 = S_{кр}^2 = \left(\left(1 - \frac{n_{ном}}{n_0} \right) \cdot \left(\gamma + \sqrt{\gamma^2 - 1} \right) \right)^2;$$

$$k_5 = \frac{4 \cdot M_{max} \cdot S_{кр} \cdot u_{np}}{D_{\delta}};$$

где u_{np} – передаточное отношение привода; n_0 – синхронная скорость двигателя, об/мин; $n_{ном}$ – номинальная скорость двигателя, об/мин; γ – перегрузочная способность двигателя; M_{max} – максимальный момент двигателя, Н·м.

В качестве обобщенной координаты при составлении системы уравнений (2) принята [6] продольная ось x грузовой ветви питателя. При движении относительно барабанов конвейерная лента в предложенной модели рассматривается как абсолютно гибкая нить, поэтому перемещения всех звеньев спроецированы на обобщенную координату. Масса приведенных к обобщенной координате инерционных факторов вращающихся звеньев привода

$$m_1 = \frac{4 \cdot J_{\delta}}{D_{\delta}^2} + k_{np} \cdot (J_{\deltaв} + J_m + J_p) \cdot \left(\frac{2 \cdot u_{np}}{D_{\delta}} \right)^2,$$

где $J_{\deltaв}, J_m, J_p, J_{\delta}$ – моменты инерции ротора двигателя, муфты, быстроходного вала редуктора, барабана, кг·м²; D_{δ} – диаметр приводного барабана, м; k_{np} – коэффициент учёта инерции прочих вращающихся масс привода.

При использовании опор скольжения на грузовой ветви для участков с одинаковыми условиями нагружения по длине целесообразно применение модели с распределённой по длине массой (рис. 4).

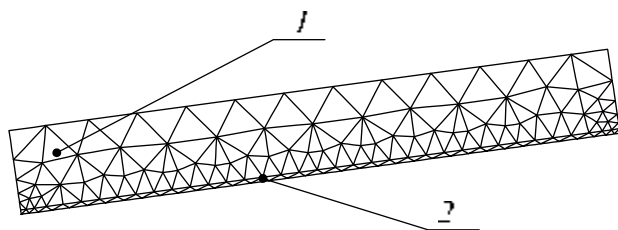


Рис. 4 – Модель участка грузовой ветви распределённой массы: 1 – насыпной груз; 2 – конвейерная лента

Особенностью системы уравнений в виде (3) является учёт в явном виде паспортной характеристики двигателей в соответствии с гарантиями заводоизготовителей, которая с учётом случайного характера приведенных внешних нагрузок F_{ci} и возможных их разрывностей делает

практически невозможным аналитическое решение, но позволяет получить его при использовании численных методов.

Практическое численное решение систем уравнений динамических моделей ленточных конвейеров-питателей и питателей производилось в среде MatLab. Интегрирование выполнялось главным образом на основе метода Рунге-Кутты с фиксированным шагом 0,001 с при нулевых начальных значениях перемещений, скоростей и ускорений масс. В разработанной методологии выходными данными являются совокупность численных значений кинематических, силовых и энергетических параметров исследуемой машины и всех её звеньев, фиксируемых за заданный конечный промежуток времени расчёта функционирования, которые для последующего анализа могут быть представлены в виде файлов, таблиц, диаграмм (рис. 5).

Динамический расчёт довольно точно отображает процессы, происходящие в механизмах питателя, а полученные числовые данные обеспечивают выполнение глубокого анализа влияния отдельных параметров на общую характеристику машины. В процессе моделирования специальным подбором соотношения между типом двигателя, диаметром приводного барабана, жёсткостью ленты и типом редуктора обеспечивается корректировка параметров механизма, например снижения максимальной величины ускорения за счёт увеличения времени разгона и уменьшения разницы между её максимальным и минимальным значениями. Некоторые возможности снижения формирующихся пиков на диаграмме имеются так же при применении ступенчатого пуска привода двигателем с фазным ротором. На кинематических диаграммах участка разгона рабочего органа наглядно демонстрируется качественное влияние механической характеристики двигателя на изменение скорости ленты питателя. Суперпозиция механических колебаний отдельных звеньев питателя при наличии сил трения на грузовой ветви после достаточно небольшого интервала времени (до 2-3 с) приводит к стабилизации движения.

Для более обобщённого рассмотрения протекания процессов в механизмах в целом полученные данные позволяют использовать гармонический анализ для выделения вклада отдельных звеньев в развитие процесса.

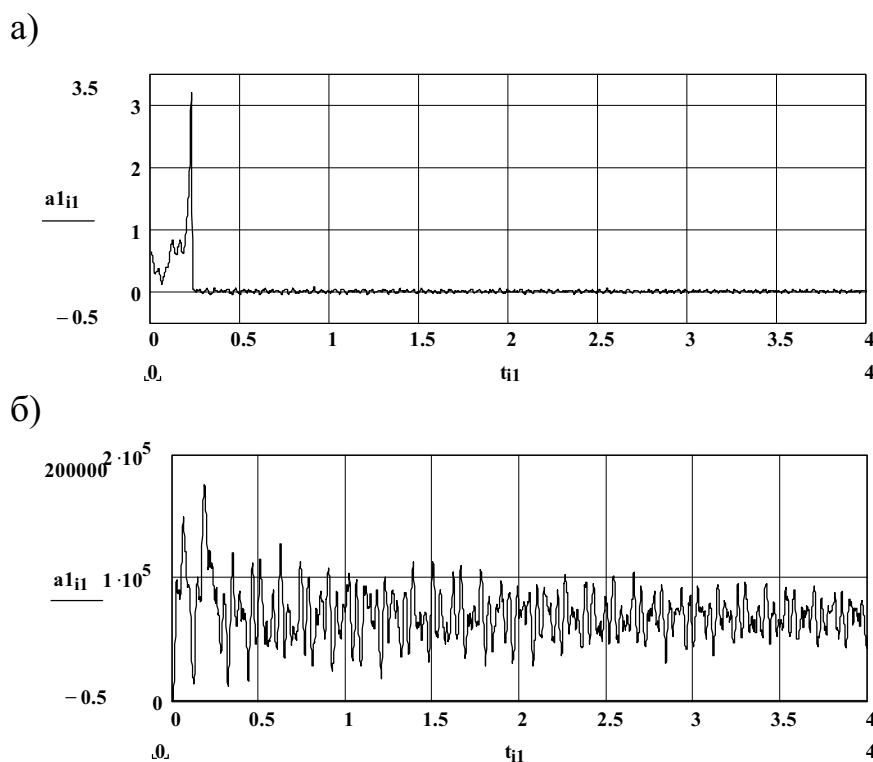


Рис.5 – Пусковые диаграммы основного механизма питателя: а) ускорение; б) тяговое усилие привода

Инициализация колебательного процесса в противофазе на грузовой и порожней ветвях вызывает значительные отклонения в величине натяжения в набегающей и сбегающей ветвях тягового усилия привода при практически постоянной скорости ленты. При этом (рис. 6) колебания группируются относительно частот порядка 8 Гц (грузовая ветвь с большими присоединёнными массами) и 18 Гц для участка порожней ветви. Такое развитие колебаний натяжения в контуре ленты может привести к преодолению условия сцепления ленты на барабане именно в период пуска и появлению кратковременных одной или нескольких подряд пробуксовок. Численными расчётами показано, что для предотвращения явления пробуксовки приводного барабана в ленточном питателе предварительное натяжение контура ленты должно быть увеличено в 1,7-2,0 раз по сравнению с полученным в статическом расчёте.

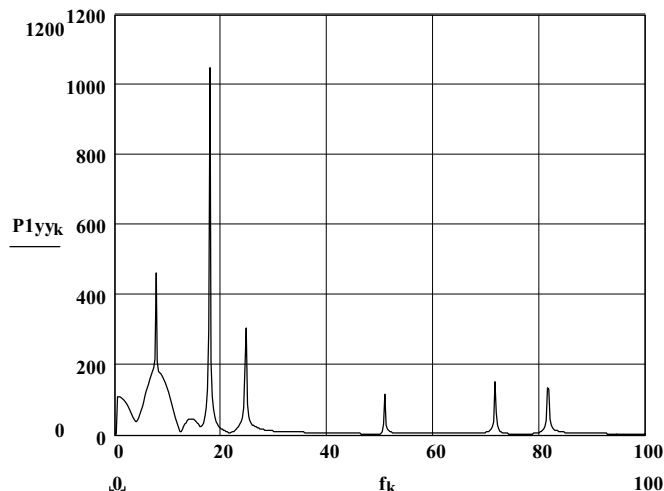


Рис. 6 - Амплитудно-частотная характеристика основного механизма питателя

Значительный интерес представляет временной амплитудно-частотный анализ расчётных данных методом вейвлет-разложения. На рис. 7 приведено представление тягового усилия привода вейвлетом Морлета 10-го прядка. Соотношение составляющих сигналов **a10** и **d1** (порядка 7000 Н и 20 Н) при максимальном значении сигнала **s** порядка 15000 Н и среднем порядка 6000 Н показывает основной вклад низкочастотных колебаний в формирование нагрузок на узлы и детали механизма. Особенности механической характеристики асинхронных двигателей в совокупности с механической системой барабаны – конвейерная лента – насыпной груз, обладающей известной упругостью, формирует в силовой цепи питателя соответствующие динамические нагрузки.

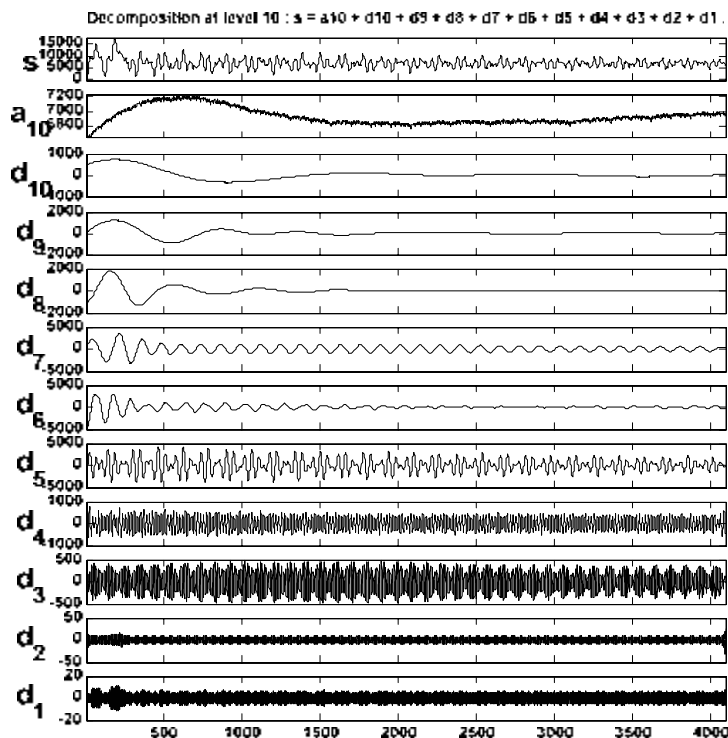


Рис. 8 – Вейвлет-разложение тягового усилия привода в период пуска

Таким образом, недостатки численного динамического анализа сложных механических систем по сравнению с аналитическим вполне компенсируются разработанной к настоящему времени методологии обработки цифровых сигналов. Возникающие трудности, обусловленные использованием большого объема данных по динамическим параметрам оборудования при использовании числового анализа в вариантном подборе для проектирования преодолеваются разработкой специализированных баз данных. Предлагаемая методика динамического моделирования механизмов ленточных питателей и коротких ленточных конвейеров позволяет получить более полные данные о характере нагружения звеньев и узлов, внести коррективы в параметры на этапе проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.
2. Оксень Е.И. О расчёте усилий деформирования горной массы, содержащей крупнокусковые фракции // «Сб. научн. тр. Национ. горн. акад. Украины», № 13, том 2, 2002, с. 216-222.
3. Оксень Е.И. Методика динамического определения параметров устойчивости деформирования зернистых фракций жёстких бетонов // «Автомобільні дороги і транспортне будівництво»: Міжвід.науково-техн. зб., вип. 64, 2002, с. 185-188.
4. Оксень Є.І. Чисельне моделювання процесів навантаження робочих органів стрічкових живильників // «Вісник технологічного університету Поділля»: Наук. журн. – Хмельницький – 2002, № 6, с. 211-215.
5. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: «Наука», 1971. – 240 с.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: «Наука», 1988. – 640 с.

УДК 332.68

Г.М. Пилипенко, Н.І. Ткаченко

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА СКЛАДОВА РЕНТНИХ ВІДНОСИН В ТРАНСФОРМАЦІЙНІЙ ЕКОНОМІЦІ УКРАЇНИ

Приведены аспекты рентных отношений при трансформационной сути экономических отношений в Украине.

TECHNIC-ECONOMICS COMPONENT OF RENT RELATIONSHIPS IN TRANSFORMATION ECONOMICS OF UKRAINE

There're given aspects of rent relationships by transformation essence of Ukraine economics.

Неоднозначність результатів реформування економіки України вимагає від економічної науки відповідей на цілий ряд принципових питань, пов'язаних, зокрема, з самою сутністю трансформаційних процесів, специфікою механізмів економічної політики держави в цих умовах тощо. Зважаючи на те, що, на наш погляд, однією із сутнісних характеристик трансформаційного періоду є особлива роль держави в перехідній економіці, то проблеми фінансового забезпечення діяльності органів державного регулювання мають не тільки теоретичне, але й важливе практичне значення. У цьому контексті надзвичайної актуальності, на наше переконання, набувають питання по визначенню додаткових джерел