

## 2.1 ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ВОДОРОДНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

**Григорьев С.А.** (ИВЭПТ РНЦКИ, г. Москва, РФ),  
**Фокин Ю.И.** (БГТУ, г. Брянск, РФ), **Янченко В.С.** (БГИТА, г. Брянск, РФ)

*В докладе изложены основные подходы к внедрению энергосберегающих и экологически безопасных энергетических установок на основе топливных элементов. Приводятся результаты исследований по созданию унифицированной электрогенерирующей установки на основе топливных элементов для автотракторной, строительной, дорожной и другой техники.*

Строительные, дорожные и другие мобильные машины в качестве энергетических установок используют тепловые двигатели, в основном ДВС. При этом общеизвестны недостатки этих двигателей.

Во-первых, они обладают сравнительно низким КПД. Это связано, прежде всего, с тем, что КПД любой тепловой машины ограничен КПД цикла Карно – при применяемых температурах подвода и отвода тепла он не выше 40 – 45%. Кроме того, потери энергии имеют место при преобразовании выделяемой при сгорании топлива тепловой энергии в механическую энергию в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) или газотурбинной установке (ГТУ).

Во-вторых, на строительных и дорожных машинах применяется обычно механическая трансмиссия или гидропривод ведущих колес, что также приводит к значительным потерям энергии на трение и подачу рабочей жидкости. В итоге, окончательный КПД становится равным 28 – 32%. Поскольку до сих пор основным топливом тепловых двигателей являются нефтепродукты или природный газ, то есть невозобновляемые природные ресурсы, такое неэффективное их использование недопустимо.

В-третьих, выхлопные газы тепловых двигателей содержат значительное количество углекислого газа и других экологически вредных включений. Значителен уровень шума, особенно у дизельных двигателей и ГТУ. С учетом того, что строительные и дорожные машины широко используются в населенных пунктах, а также в природных зонах, к ним должны предъявляться повышенные экологические требования.

По мнению большинства специалистов, альтернативой нефтегазовой энергетики должно стать использование водорода в качестве топлива, а на смену тепловым двигателям должны придти электрохимические генераторы (ЭХГ), использующие топливные элементы (ТЭ) [1, 2].

Во-первых, запасы водорода в природе практически неограниченны. Во-вторых, водород нетоксичен, а при его окислении образуется вода, и таким образом поддерживается аналогичный природному кругооборот, то есть окружающая природная среда поддерживается в сбалансированном состоянии.

В-третьих, он имеет по сравнению с другими видами топлив наиболее высокую теплоту сгорания на единицу массы (120 МДж/кг).

Основные эксплуатационные недостатки - низкая плотность жидкого водорода ( $70 \text{ кг/м}^3$ ) и низкая температура кипения ( $20^\circ \text{K}$ ).

Использование водородной энергетики связано, прежде всего, с топливными элементами. ТЭ – это электрохимические (гальванические) генераторы (ЭХГ), в качестве восстановителя используется обычное топливо, его компоненты, или продукты его переработки, например, природный газ, водород, метанол и т.п., а окислителем служит кислород воздуха или чистый кислород. В отличие от аккумуляторов и гальванических элементов расходуемые реагенты не входят в состав самого топливного элемента, и их запасы могут периодически пополняться, например, путем замены баллонов с водородом и кислородом.

Поскольку в ТЭ происходит прямое преобразование химической энергии в электрическую (в отличие от тепловых двигателей), для них нет ограничения КПД циклом Карно. В лабораторных условиях получены КПД свыше 90%, а для используемых ТЭ - до 70%. Кроме того, продуктом реакции ТЭ является вода, работа их бесшумна, так как отсутствуют движущиеся части, что ставит их вне конкуренции по экологическим требованиям. Простота конструкции и возможности блочно-модульной компоновки позволяют создавать ЭХГ различной конфигурации. Начиная с создания первых промышленных образцов ТЭ в 50-х годах XX века, они применялись только в ракетно-космической отрасли. Это связано с тем, что для протекания реакции в ТЭ требуется применение дорогостоящих химических катализаторов платиновой группы. Однако, в течение первого пятилетия XXI века стоимость ТЭ в США снизилась на 38%, что ниже уровня роста стоимости нефти за тот же период.

В настоящее время рассматривается разнообразное применение ТЭ (рисунок 1). Классификация ТЭ разнообразна. По типу окислителя ТЭ условно разделяют на два основных вида: кислородные и воздушные (в последнем случае в качестве окислителя используют кислород воздуха). По типу топлива, в первую очередь, выделяют водородные, метанольные ТЭ и ТЭ на природном газе. Однако последние на данном этапе следует с химической точки зрения отнести к водородным, т.к. природный газ предварительно подвергается конверсии или в отдельном реакторе, или непосредственно в топливном элементе (так называемая внутренняя конверсия). По температуре ТЭ условно делят на низкотемпературные (до  $100-150^\circ \text{C}$ ), среднетемпературные (около  $200-400^\circ \text{C}$ ) и высокотемпературные (более  $500^\circ \text{C}$ ). По типу электролита различают следующие пять основных видов топливных элементов: топливные элементы с твердым полимерным электролитом (ТПЭ), водно-щелочные, фосфорнокислые, расплавно-карбонатные и твердо-оксидные топливные элементы (рисунок 2).

Исследования показали [4,5] что наиболее приемлемы для передвижных и бортовых электрохимических генераторов топливные элементы с твердополимерным электролитом (с протонообменными полимерными мембранами).

**Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование**

Весьма перспективны электрохимические генераторы, в которых полезно используется не только электроэнергия, но и выделяемое в процессе работы тепло. Анализ альтернативных видов горючего для топливных элементов - бензина, пропана, бутана, этанола, аммиака, метанола, смесей эфира, отработанных масел - показал, что в качестве первичного топлива следует использовать метанол, который должен подвергаться пароводяному риформингу в бортовом агрегате, а получаемый водород проходить очистку от окиси углерода путем селективного каталитического окисления.



Рисунок 1 – Области применения ТЭ [3]

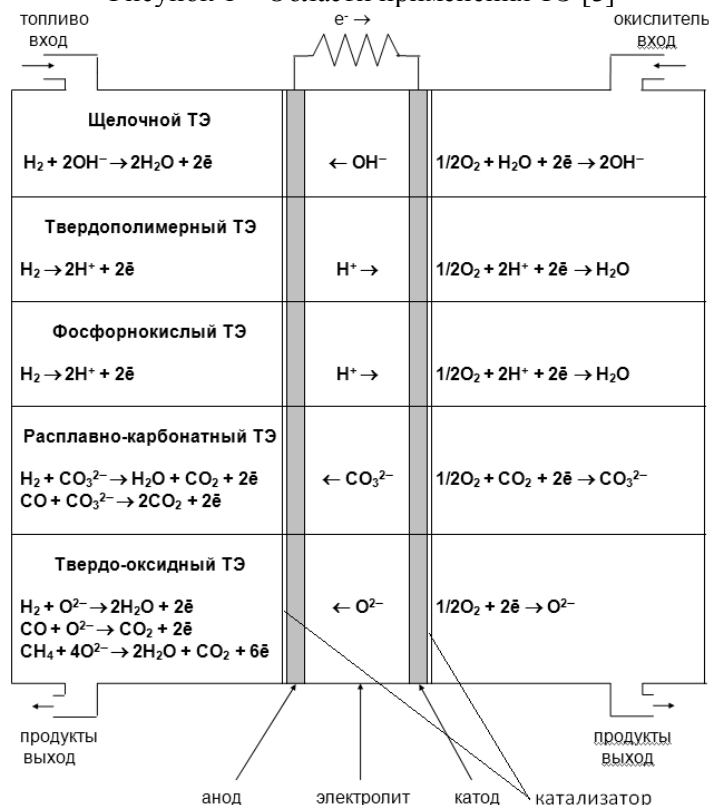


Рисунок 2 – Основные процессы и схемы ТЭ различных типов [3]

Работы по развитию водородной энергетики и ТЭ ведут в настоящее время большинство индустриальных стран мира, включая США, страны ЕС, Японию, Канаду и новые индустриальные страны, а также Россия и Китай.

В России ТЭ с твердополимерным электролитом разрабатывают несколько научных центров: РНЦ «Курчатовский институт», ФГУП «Центр Келдыша», ГНЦ РФ «Физико-энергетический институт имени А.И. Лейпунского», Уральский электрохимический комбинат совместно с РКК "Энергия" им. С.П. Королева и другие.

В г. Брянске с 2008 г. проводятся исследования: «Разработка унифицированной электрогенерирующей установки на основе топливных элементов для автотракторной, строительной, дорожной и другой техники, выпускаемой предприятиями Брянской области» (государственный контракт ФД–137) силами специалистов БГТУ, БГИТА, нескольких промышленных предприятий города, при сотрудничестве с ИВЭПТ РНЦ «Курчатовский институт».

Выявлены определенные особенности применения ЭХГ с ТЭ для данного назначения. Водородная энергетика пока не имеет инфраструктуры, и создать ее в современный период очень сложно. Поэтому производить водород необходимо на месте использования его в ЭХГ. Наиболее приемлем метанол как источник водорода для ЭХГ. ЭХГ с риформером по объемно-весовым показателям пока уступает генераторам с ДВС и ГТУ. Поэтому внедрение их может быть эффективно там, где габариты энергоустановок не имеют существенного значения, например, на строительных и дорожных машинах. Наиболее перспективными для внедрения в современный период представляются ЭХГ с твердополимерным и фосфорно-кислым электролитом. Применение риформинга снижает общий КПД ЭХГ за счет дополнительных затрат топлива. Повысить КПД возможно при использовании выделяемого тепла. Разработка энергоустановок с ЭХГ для мобильных машин должна сопровождаться исследованиями по применению электропривода ведущих колес и рабочих звеньев механизмов, возможно, в сочетании с гидроприводом или пневмоприводом. Предложения по внедрению ЭХГ особенно актуальны для использования их в зонах повышенных экологических требований как по выбросу вредных веществ в ОС, так и по уровню шума, а также для соответствия специальным требованиям ТТХ оборонной техники. В связи с невысокой или отложенной окупаемостью затрат на внедрение ЭХГ (что обычно для новой техники в период внедрения) первоначально применение их может быть приемлемо в проектах с федеральным или муниципальным финансированием.

В соответствии с изложенными подходами в качестве базовой можно рассматривать энергоустановку ИВЭПТ РНЦКИ, состоящую из нескольких блоков батарей ТЭ по 60 кВт (рисунок 3).

Энергоустановка изображена на рисунке 4. В состав энергоустановки входят: 1 - система хранения водорода (на транспортном средстве); 2 - система подготовки топлива; 3 - блок топливных элементов; 4 - тяговый электродвигатель (на транспортном средстве); 5 - блок управления; 6 - баллон

## Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса: строительные машины и оборудование

азотный; 7 – компрессор; 8 - система водородной безопасности; 9 - магистраль подвода воздуха; 10 - магистраль отвода воздуха.

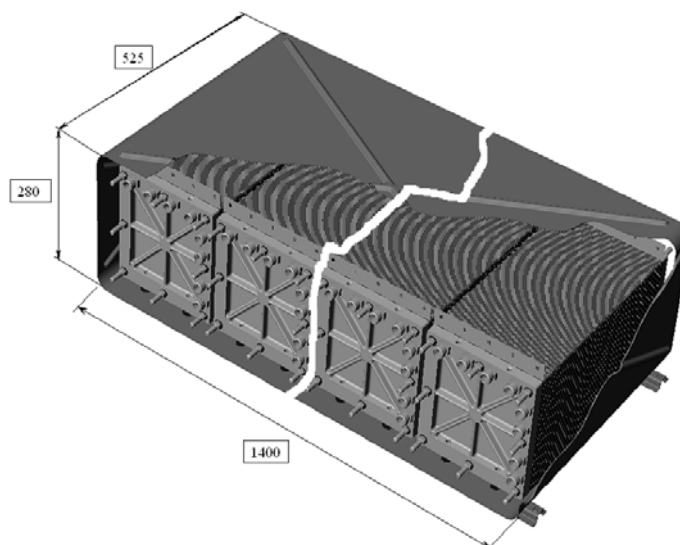


Рисунок 3 – Блок батареи ТЭ мощностью 60 кВт

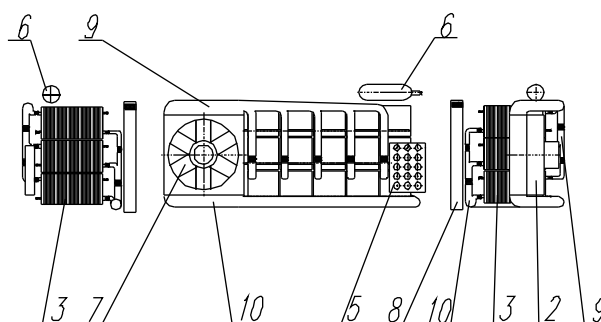


Рисунок 4 – Общий вид энергоустановки

На рисунке 5 приведена одна из возможных схем расположения ЭХГ на серийном автогрейдере, выпускаемом ОАО «Брянский арсенал».

### Заключение

Водородное топливо придет на замену углеводородному в связи с его энергетическими и экологическими преимуществами. Наиболее эффективно использовать водород в ЭХГ с ТЭ. При применении риформинга водорода наиболее приемлем в качестве исходного топлива для мобильных машин метанол. Для строительных и дорожных машин предлагается использовать ТЭ с твердополимерным электролитом.

Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование

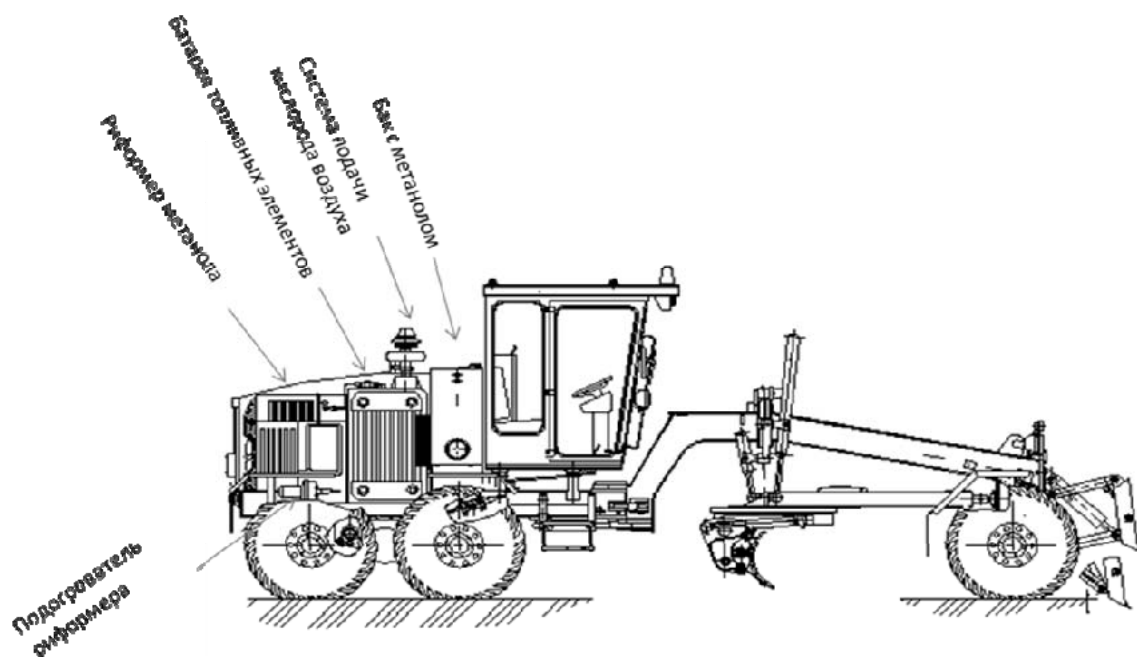


Рисунок 5 – Автогрейдер с электрохимическим генератором (ЭХГ) на топливном элементе (ТЭ).

### Литература

- 1 Кузык Б.Н., Яковец Ю.В. Россия=2050: стратегия инновационного прорыва. — М.: Экономика, 2004.
- 2 Водородная энергетика будущего и металлы платиновой группы в странах СНГ. Международный симпозиум. - М.: МИРЭА, 2004.
- 3 Электрохимические технологии в водородной энергетике": учебное пособие / Кулешов Н.В., Григорьев С.А., Фатеев В.Н. - М.: Издательство МЭИ, 2007. - 115 с. ил.
- 4 Фокин Ю.И., Янченко В.С., Журавлёв В.В. Проблемы выбора первичного горючего для топливных элементов транспортных средств. // Вестник БГТУ. - 2009. - № 2(22). С. 87-92
- 5 Фокин Ю.И., Янченко В.С., Журавлёв В.В. Особенности устройства топливных элементов и перспективы их широкого использования в народном хозяйстве // Вестник БГТУ. - 2009. - № 1(21). С. 34-42

## 2.2 ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ НА ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛА КОРПУСОВ ЦЕМЕНТНЫХ ПЕЧЕЙ

Захаров В.М., Григорьева А.В. (БГИТА, г. Брянск, РФ)

В результате экспериментальных исследований стали ВСтЗсп установлены закономерности деформирования обечаек корпусов цементных печей и влияние скорости деформирования на закономерности их деформирования и разрушения. Результаты исследований используются на цементном заводе АО "Брянскпортландцемент", а также в учебном процессе.

Важным фактором, влияющим на характеристики деформирования и прочности, является скорость деформирования. Причем изменение характеристик оказывается различным в случаях проведения опытов с поддержанием постоянной скорости нагружения ( $\dot{\sigma} = \text{const}$ ) или постоянной скорости деформирования ( $\dot{\epsilon} = \text{const}$ ). В связи с тем, что величины показателя упрочнения  $m$  для конструкционных материалов достаточно малы, при переходе в упруго-пластическую область осуществление опытов при  $\dot{\sigma} = \text{const}$  оказывается затруднительным и в ряде случаев нереализуемым. Для большинства материалов реализуют режим  $\dot{\epsilon} = \text{const}$ , причем стандартная скорость деформирования составляет  $\dot{\epsilon} \cong 10^{-2}$  1/сек. Таким образом, при скоростных испытаниях диаграммы деформирования получают при двух условиях нагружения:

$$\dot{\sigma} = \frac{d\sigma}{dt} = \text{const}, \quad (1)$$

$$\dot{\epsilon} = \frac{de}{dt} = \text{const}.$$

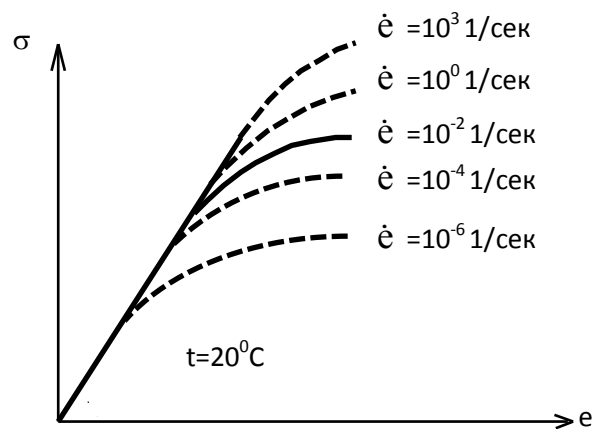


Рисунок 1 - Влияние скоростей деформирования на характеристики упрочнения и прочности

На рисунке 1 показан характер изменения диаграммы деформирования стали ВСтЗсп при различной скорости нагружения для температуры 20°C. С

Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование

увеличением скорости нагружения наблюдается устойчивое увеличение характеристик прочности.

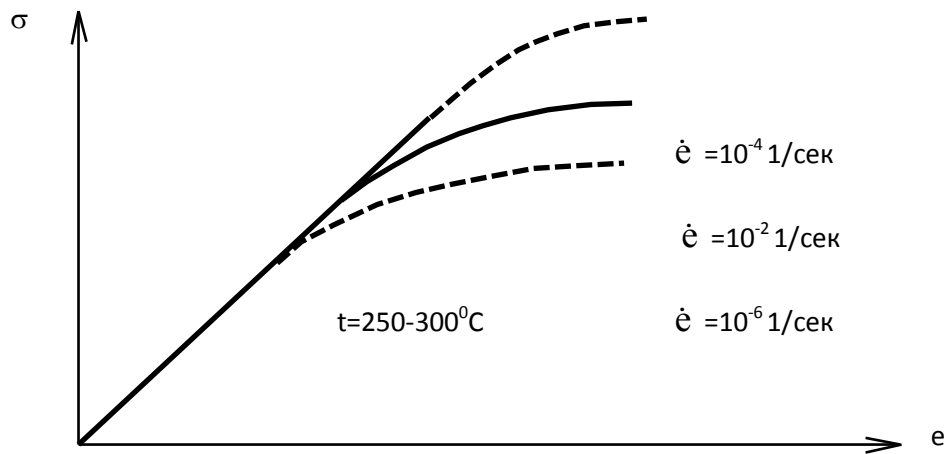


Рисунок 2 - Влияние скоростей деформирования при температуре деформационного старения

Однако, в некоторых диапазонах температур, при которых наблюдается структурная неустойчивость материалов, проявляются аномалии во влиянии скоростей на диаграммы деформирования. Так при  $t=250 \div 300^{\circ}\text{C}$  (рисунок 2), которая для конструкционных сталей соответствует температурам деформационного старения, при понижении скорости деформирования диаграмма деформирования может располагаться выше диаграммы, полученной при более высокой скорости деформирования, а дальнейшее понижение скоростей приведет к зависимости, соответствующей рисунку 2.

Изменение  $\sigma$  и  $m$  от скорости деформирования  $\dot{\epsilon}$  для комнатной температуры наиболее сильно проявляется для малоуглеродистой стали средней прочности.

Повышение степени легирования и исходной статической прочности сталей вызывает снижение эффектов скоростей деформирования (рисунок 3).

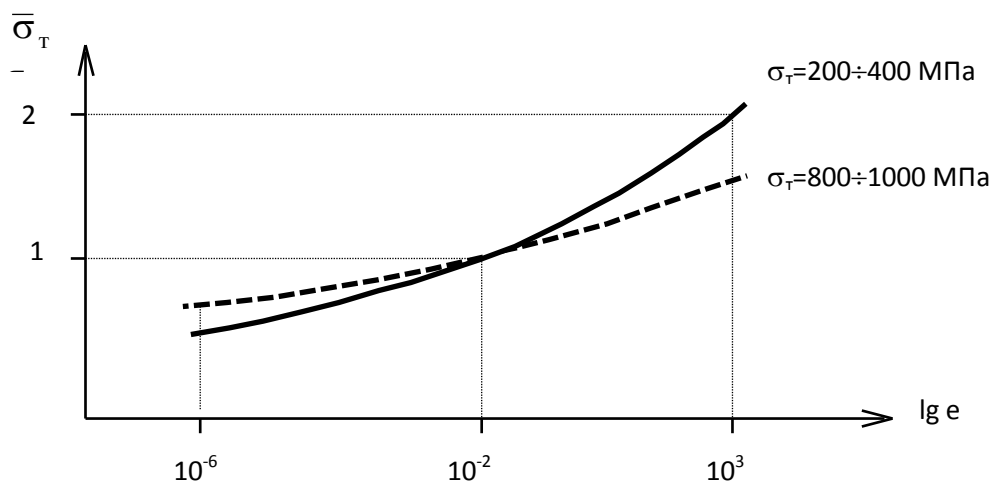


Рисунок 3 - Изменение  $\sigma_T$  при различных скоростях деформирования для сталей разной прочности

Между пределом текучести и показателем упрочнения для заданных температур и скоростей деформирования наблюдается общая зависимость, в



соответствии с которой увеличение предела текучести сопровождается уменьшением показателя упрочнения  $m$ .

Между величинами  $m$  и  $\bar{G}_T$  для заданного диапазона деформаций  $\bar{\epsilon}$  сохраняется зависимость:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{\dot{\epsilon}} &= 1 + \bar{G}_T \cdot (\bar{\epsilon}_{\dot{\epsilon}} - 1) \\ \bar{\sigma}_{\dot{\epsilon}} &= \bar{\epsilon}_{\dot{\epsilon}}^m \end{aligned} \quad (2)$$

Увеличение скоростей деформирования при данной температуре вызывает повышение сопротивления упругим деформациям ( $\sigma_T$ ) и снижение сопротивления пластическим деформациям ( $m$ ), при этом  $\sigma_T$  увеличивается, а  $m$  уменьшается. Модуль упругости  $E$  изменяется незначительно (рисунок 4).

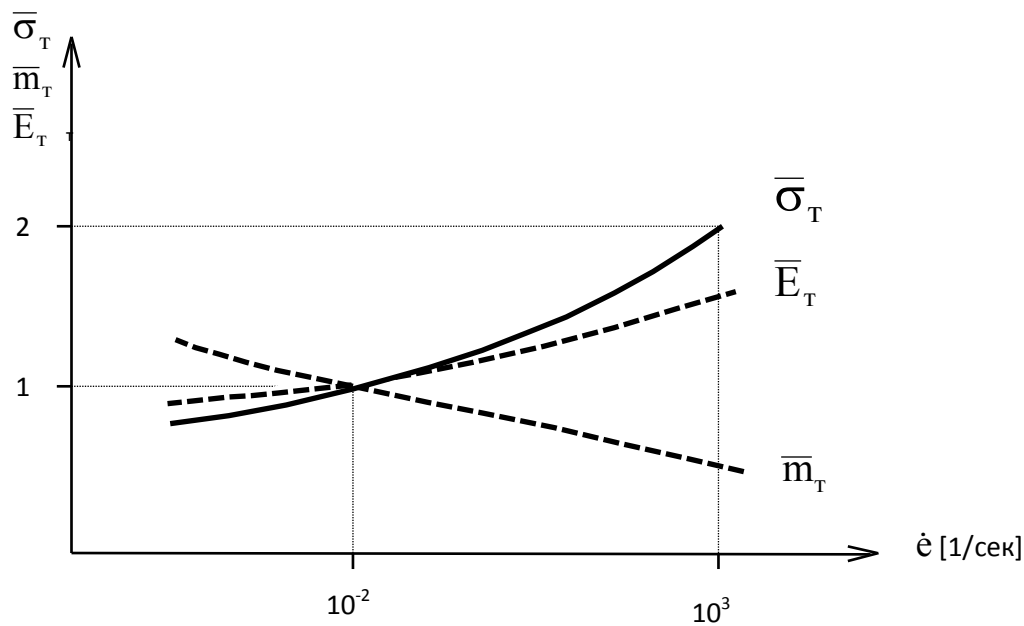


Рисунок 4 - Изменение  $\sigma_T$ ,  $m$  и  $E$  от скорости деформирования

Зависимость предела текучести от скорости деформирования описывается выражением:

$$\dot{\sigma}_T = \sigma_{T_0} \cdot \exp A_T \cdot \dot{\epsilon} \quad (3)$$

где  $A_T$  - константа материала.

Для определения диапазона температурно-скоростного фактора на основе зависимостей (1) и (3) получаем обобщающее уравнение:

$$\dot{\sigma}_T^{\tau, \dot{\epsilon}} = \sigma_{T_0} \cdot \exp \frac{A_{T, \dot{\epsilon}} \cdot \dot{\epsilon}}{T \cdot \dot{\epsilon}_0} \quad (4)$$

$$(\dot{\epsilon}_0 = 1 \dots 5 \cdot 10^{-3} \text{ 1/сек})$$

согласно которому скоростной фактор моделируется температурой и наоборот.

### Заключение

Исследованию подвергался корпус цементной печи размерами 5 x 170 м Фокинского цементного завода, ныне АО "Портландцемент". Слабым звеном в корпусе цементной печи оказались сварные соединения стыкуемых обечаек.

На предел текучести  $\sigma_T$  влияет скорость деформирования. С повышением статической прочности материала корпуса его чувствительность к температурно-скоростному фактору снижается.

Значительное изменение механических свойств стали ВСтЗсп, из которой изготовлен корпус цементной печи, наступает при длительном нагружении. А потому в комплекс аттестационных испытаний необходимо вводить испытания на ползучесть и релаксацию, как при повышенных, так и при низких температурах. По кривым ползучести строятся кривые релаксации.

### Литература

- 1 Махутов Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. -М.: Машиностроение, 1981.-272с.
- 2 Партон В.З., Морозов Е.М. Механика упруго-пластического деформирования. -М.: Наука, 1974. - 132 с.
- 3 Разрушение. т.т. 1-7. -М.: Мир, Машиностроение, 1969-1971 г.г.
- 4 Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Г.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. -М.: Машгиз, 1975. - 271 с.
- 5 Черепанов Г.П. Механика разрушения. -М.: Наука, -1974. - 187 с.
- 6 Григорьева А.В., Махутов Н.А., Захаров В.М. Соппротивление зон сварного соединения поврежденных конструкций хрупкому разрушению. Экология, строительство, проектирование: Сб. научн. статей БГИТА. – Брянск, 1995. – С.135-140.

## 2.3 ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН КОМПОЗИЦИЯМИ НА ОСТНОВЕ ЖЕЛЕЗА

**Кисель Ю.Е.** (БГИТА, г. Брянск)

**Гурьянов Г.В., Годунов С.С., Кисель П.Е.** (БГСХА, Брянская обл., с. Кокино)

*Исследовано влияние термической обработки на износ композиционных электрохимических покрытий на основе железа с дисперсными включениями карбида бора. Установлено, что термообработка приводит к увеличению износостойкости покрытий.*

**Введение.** Проблема повышения износостойкости деталей машин дорожно-строительной техники требует разработки новых технологических процессов и материалов. Перспективными являются композиционные электрохимические покрытия (КЭП) на основе железа с включением твердых металлокерамических частиц, обладающие известными преимуществами перед другими методами повышения износостойкости [1-3].

Свойства КЭП зависят не только от физико-химических свойств компонентов, но и от прочности связи между ними. Максимальная прочность и износостойкость КЭП достигается, если на границе между матрицей и наполнителем происходит образование металлической связи (твердых

растворов или химических соединений). Это обеспечивается спеканием частиц, диффузией или частичным расплавлением материала частиц в материале основы. Все вышеперечисленные способы требуют термического воздействия на поверхность или на всю деталь. Одним из таких способов поверхностного воздействия на материал является нагрев токами высокой частоты. Поэтому целью работы было исследование влияния обработки ТВЧ на абразивную износостойкость КЭП железо-карбид бора.

**Методика исследований.** Покрытия получали из электролита с содержанием  $FeCl_2 \cdot 4H_2O$  от 500 до 550 кг/м<sup>3</sup>. В качестве образцов использовались пластины из стали Ст3 размерами 30×30×1 мм, равномерно покрытые с обеих сторон слоем электролитического железа толщиной от 0,3 до 0,5 мм. Для получения КЭП в раствор вводили порошок карбида бора марки М10. Содержание микропорошка поддерживали в пределах от 90 до 100 кг/м<sup>3</sup>. КЭП осаждали из электролита при механическом контролируемом перемешивании и следующих режимах электролиза: температура электролита – от 50 до 55<sup>0</sup>С; плотность тока – 15 А/дм<sup>2</sup>; рН – от 0,8 до 1,0. Образцы с покрытиями нагревали ТВЧ на установке типа ИЗ-250-10. Время обработки ( $t$ ) образца изменяли от 2 до 12 с. Температуру нагрева контролировали по цветам побежалости. Исследования абразивной износостойкости проводили в соответствии с ГОСТ 23.208-79. Износ определяли весовым методом с погрешностью  $5 \times 10^{-5}$  г, как среднее из 3-х измерений.

**Результаты исследований и их обсуждение.** Исследования показали, что абразивная износостойкость композиционных электрохимических покрытий зависит от времени обработки поверхности (рисунок 1). Обработка экспериментальных данных по методу наименьших квадратов позволила получить функцию, описывающую зависимость скорости износа КЭП ( $I$ , мг/мин) от времени обработки ( $t$ , с) ТВЧ [4]:  $I = 0.031t^2 - 0.279t + 1.03$ .

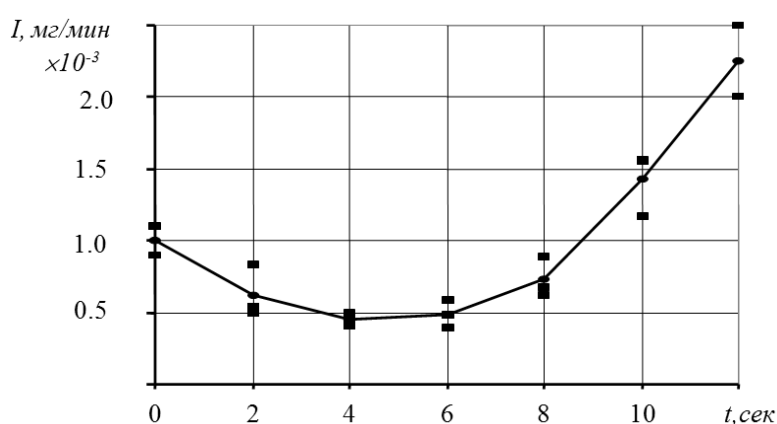


Рисунок 1 – Зависимость износа КЭП от времени нагрева поверхности

Анализ экспериментальных данных показал, что при времени обработки ТВЧ КЭП 5-6 секунд (нагрев поверхности 800-900<sup>0</sup>С) скорость износа КЭП был в 1.5-2 раза меньше, чем у покрытий без обработки. Значительное снижение скорости износа можно объяснить химическим взаимодействием частиц карбида

бора с основой, диффузией атомов углерода и бора в кристаллическую решетку железа, оседанием и закреплением атомов углерода на дислокациях, что приводит к закреплению дислокаций и дополнительному упрочнению КЭП [2,5].

### Заключение

Обработка ТВЧ КЭП железо-карбид бора позволяет повысить износостойкость до 2-х раз по сравнению с покрытиями без обработки.

### Литература

- 1 Петров Ю.Н., Гурьянов Г.В., Бобанова Ж.И. Электролитическое осаждение железа - Кишинев: Штиинца, 1990. - 195 с.
- 2 Гурьянов Г.В. Электроосаждение износостойких композиций – Кишинев: Штиинца, 1985. – 237 с.
- 3 Кисель Ю.Е. Повышение долговечности быстроизнашиваемых деталей сельскохозяйственной техники композиционными электрохимическими покрытиями на основе сплавов железа. Автореф. дисс. канд. техн. наук. М. – 2001. – 18 с.
- 4 Колемаев В.А. Теория вероятностей и математическая статистика /В.А.Колемаев, О.В.Староверов, В.Б.Турундаевский. – М.: Высшая школа, 1991.- 400 с.
- 5 Криштал М.А., Головин С.А. Внутреннее трение и структура металлов – М.: Металлургия, 1976. – 376 с.

## 2.4 К СПОСОБАМ УРАВНОВЕШИВАНИЯ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

**Круль Казимеж**, (*Радомский политехнический университет им.Казимежа Пулаского*), **Лех Марек** (*ремонтный завод железнодорожного транспорта ZNTK, г.Радом, Польша*)

Рассматриваются два способа уравновешивания кривошипно-шатунного механизма. Первый способ (рисунок 1) состоит в добавлении на расстоянии  $r_p$  дополнительной массы  $m_p$ , вращающейся вместе с кривошипом вокруг оси О.

Второй способ (рисунок 2) состоит в применении двух противовесов – один массой  $m_p$  вращается вместе с кривошипом вокруг оси О, а второй массой  $m_e$  закреплен на колесе, вращающемся вокруг оси D и обкатывающемся на внутреннем колесе. Угловая скорость колеса со вторым противовесом в два раза больше скорости кривошипа.

Угловая скорость кривошипа  $\omega = 628.3 \text{ рад/с}$ . Используя уравнения равновесия каждого из элементов кривошипно-шатунного механизма (рисунок 1), получим выражение для составляющих реакции  $R_{Oz}$  и  $R_{Oy}$  вала кривошипа О.

**Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование**

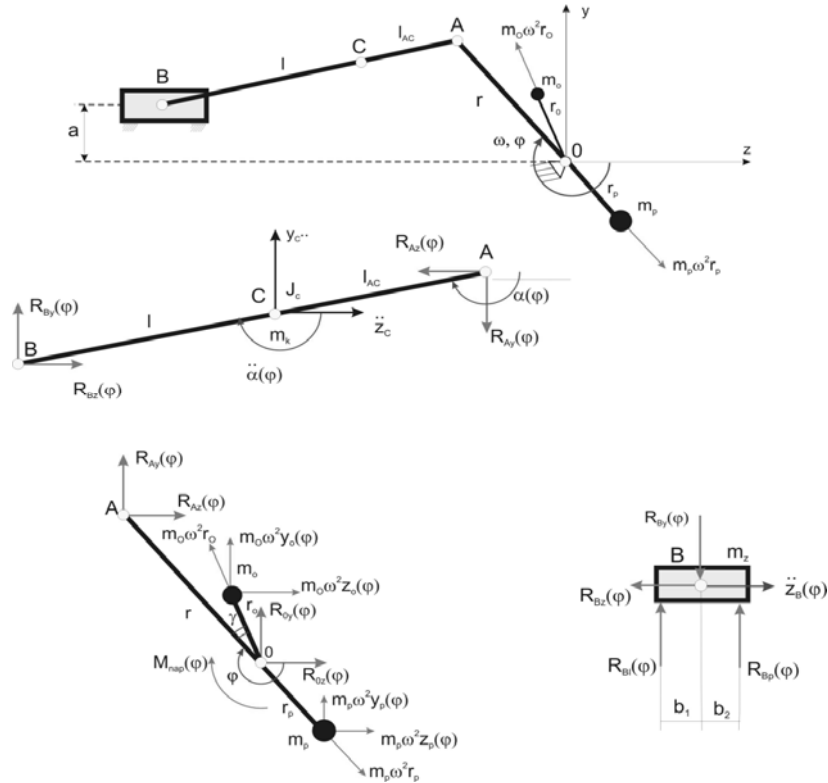


Рисунок 1 - Кривошипно-шатунный механизм с одним противовесом и силы, действующие в отдельных элементах механизма, вращающегося с постоянной угловой скоростью  $\omega$

$$R_{0z} = -R_{Az}(\varphi) - m_o \omega^2 z_o(\varphi) - m_p \omega^2 z_p(\varphi), \quad (1)$$

$$R_{0y} = -R_{Ay}(\varphi) - m_o \omega^2 y_o(\varphi) - m_p \omega^2 y_p(\varphi), \quad (2)$$

где:  $R_{Ay}$ ,  $R_{Az}$  – составляющие реакции в точке A,  $m_o$  – суммарная масса вращающихся масс без противовеса,  $m_p$  – масса противовеса,  $\omega$  – угловая скорость кривошипа.

Аналогично из уравнений равновесия кривошипно-шатунного механизма (рисунок 2) получены уравнения для составляющих реакций вала кривошипа

$$R_{0z}(\varphi) = -R_{Az}(\varphi) - m_o \omega^2 z_o(\varphi) - m_p \omega^2 z_p(\varphi) + R_{Dz}(\varphi) + P_o(\varphi) \cos(\varphi - \pi/2) + P_r(\varphi) \cos(\varphi - \pi) \quad (3)$$

$$R_{0y}(\varphi) = -R_{Ay}(\varphi) - m_o \omega^2 y_o(\varphi) - m_p \omega^2 y_p(\varphi) + R_{Dy}(\varphi) + P_o(\varphi) \cos(\varphi - \pi/2) + P_r(\varphi) \cos(\varphi - \pi) \quad (4)$$

где:  $P_o$ ,  $P_r$  – составляющие силы в стыке колес;  $F$ ,  $R_{Ay}$ ,  $R_{Az}$  – составляющие силы в точке соединения кривошипа с шатуном;  $A$ ,  $R_{dy}$ ,  $R_{dz}$  – составляющие силы в точке D,  $m_p$  – масса противовеса,  $m_o$  – суммарная масса вращающихся масс без противовесов,  $\omega$  – угловая скорость кривошипа.

Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование

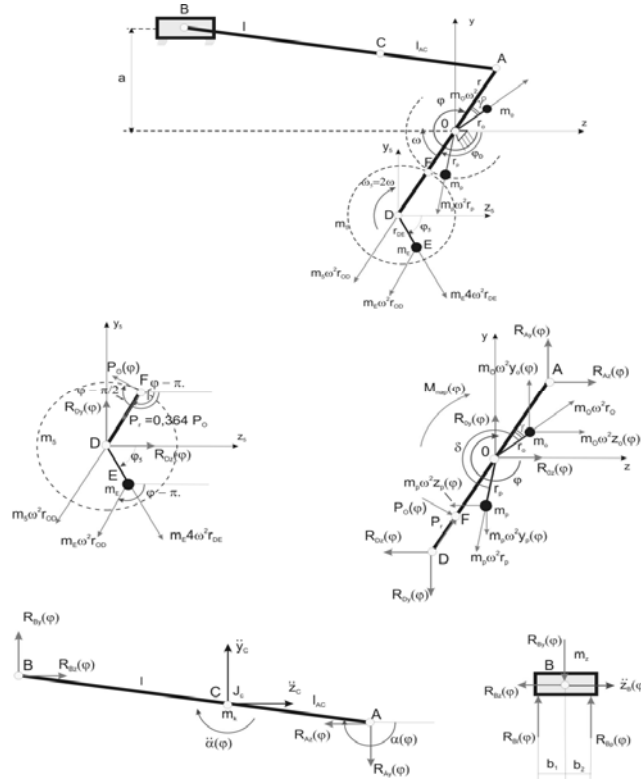


Рисунок 2 - Кривошипно-шатунный механизм с двумя противовесами и силы, действующие в отдельных элементах при постоянной угловой скорости кривошипа

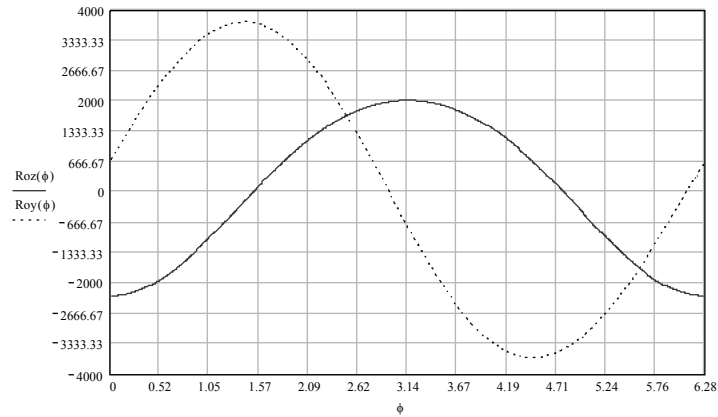


Рисунок 3 - Изменение сил реакции  $R_{0z}$  и  $R_{0y}$  [Н] при полном обороте кривошипа с одним противовесом (первый способ уравновешивания)

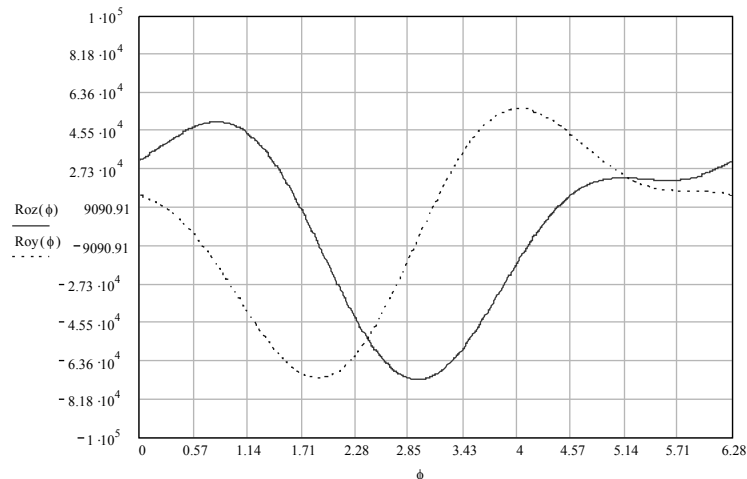


Рисунок 4 - Изменение сил реакции  $R_{0z}$  и  $R_{0y}$  [Н] при полном обороте кривошипа с двумя противовесами (второй способ уравновешивания)

## Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса: строительные машины и оборудование

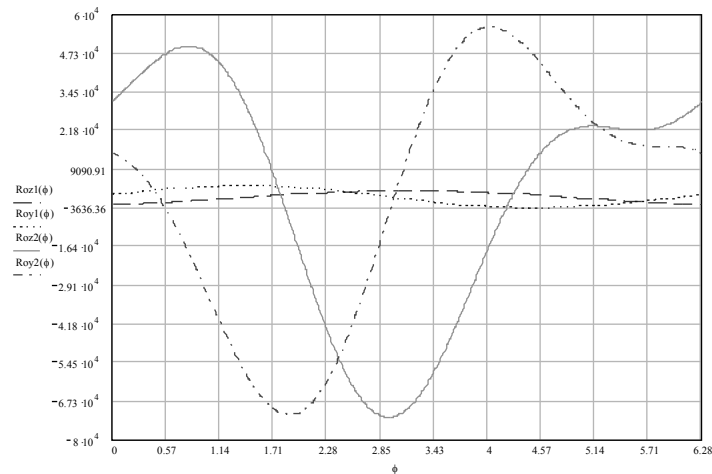


Рисунок 5 - Изменение сил реакции на валу кривошипа [Н] при полном обороте для первого  $R_{Oz1}$ ,  $R_{Oy1}$  и второго  $R_{Oz2}$ ,  $R_{Oy2}$  способа уравнивания

### Заключение

Из выполненного анализа нагрузок, передаваемых на вал кривошипно-шатунного механизма, снабженного одним или двумя противовесами для уравнивания, вытекает следующее. Применение одного противовеса, вращающегося с кривошипом, обеспечивает лучшее уравнивание, чем применение двух противовесов, вращающихся вокруг разных осей с разными угловыми скоростями. Это наглядно показано на рисунке 5, где нагрузки на вал кривошипа при втором способе уравнивания почти в 20 раз больше нагрузок при первом способе уравнивания. Полученные уравнения можно использовать для уравнивания кривошипно-шатунного механизма.

## 2.5 ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗМЕРОВ КОРОБЧАТОГО СЕЧЕНИЯ С НАКЛАДКАМИ

**Моисеев Г.Д.** (БГИТА, г.Брянск, РФ)

*Исследована зависимость размеров коробчатого сечения с накладками от действия продольной силы, изгибающих и крутящего момента методами вариационного исчисления. Получено замкнутое аналитическое решение, определяющее оптимальные размеры сечений стержня минимальной массы.*

Одним из основных конструктивных элементов дорожно-строительных машин (ДСМ) являются коробчатые стержни: толкающие брусья бульдозеров, рукояти экскаваторов и прочие элементы. Критерием оптимизации были выбраны их масса или объем при соблюдении условия прочности. Определение оптимальных размеров коробчатого сечения рассмотрено в работах [1], [2] и [3]. Однако часто для усиления коробчатого стержня привариваются дополнительные накладки по бокам, а также сверху и снизу.

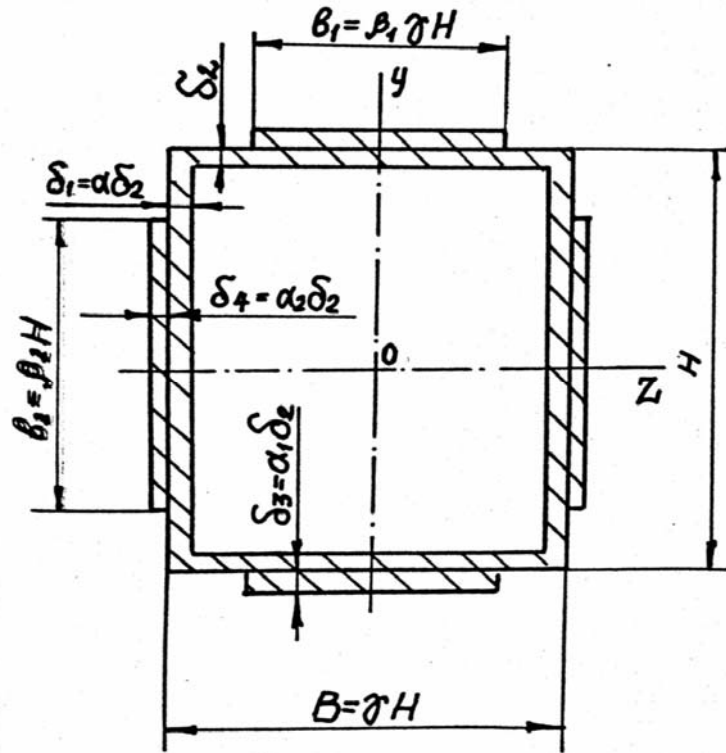


Рисунок 1 - Схема коробчатого сечения с накладками

Схема сечения коробчатого стержня с дополнительными накладками приведена на рисунке 1, где  $B$  и  $H$  – соответственно ширина и высота сечения;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – соответственно толщина вертикальной и горизонтальной стенок сечения;  $\gamma = B/H$  и  $\alpha = \delta_1/\delta_2$  – параметры, определяющие форму поперечного сечения;  $b_1$  и  $b_2$  – соответственно длины горизонтальных и вертикальных накладок;  $\delta_3$  и  $\delta_4$  – соответственно толщины горизонтальных и вертикальных накладок;  $\beta_1 = b_1/B$ ,  $\beta_2 = b_2/H$ ,  $\alpha_1 = \delta_3/\delta_2$ ,  $\alpha_2 = \delta_4/\delta_2$  – параметры, определяющие длины и толщины накладок.

В сечении действуют изгибающие моменты в вертикальной  $M_y$  и горизонтальной  $M_z$  плоскости, продольная сила  $N$ , крутящий момент  $T$ , поперечные силы  $Q_y$  и  $Q_z$ . Как показывает практика, влиянием поперечных сил при расчете можно пренебречь.

Объем стержня  $V$ :

$$V = \int_{x_1}^{x_2} A[x, y_i(x), y_i'(x)] \quad (1)$$

где  $x_1$  и  $x_2$  – пределы интегрирования, взятые по координате  $x$ , направленной вдоль продольной оси стержня;

$A$  – площадь поперечного сечения;

$y_i(x)$  – некоторая задаваемая функция  $i$ -х размеров сечения от координаты  $x$ , параметрами которой могут быть размеры сечения  $B$ ,  $H$  и толщина стенок  $\delta_i$ , соотношение этих размеров.

Минимум массы стержня может быть достигнут только при условии его равнопрочности, которое в угловых точках сечения по третьей теории прочности [4] имеет вид:



$$\varphi_1 = \left( \frac{|N|}{A} + \frac{|M_Y|}{W_Y} + \frac{|M_Z|}{W_Z} \right)^2 + 4 \left( \frac{T}{W_K} \right)^2 - \sigma_{adm}^2 = 0 \quad (2)$$

где  $W_Y, W_Z, W_K$  – соответственно осевые моменты сопротивления сечения при изгибе в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и кручении;

$T$  – крутящий момент;

$\sigma_{adm}$  – допускаемое напряжение.

Функции  $y_i$ , реализующие экстремум определенного интеграла (1) при условии равнопрочности (2), определяются из системы уравнений Эйлера [5]

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\partial \Phi}{\partial y_i'} \right) - \frac{\partial \Phi}{\partial y_i} = 0 \quad (3)$$

где  $\Phi$  – целевая функция,  $\Phi = A + \sum_{k=1}^m \lambda_k \varphi_k$ ,

где  $i = 1, 2, \dots, n$ ;  $n$  – число искомых параметров сечения;

$m$  – число дополнительных условий;

$\lambda_k$  – неопределенные множители Лагранжа;

$\varphi_k$  –  $k$ -е дополнительное условие.

В нашем случае на величины, входящие в выражение (2), наложено одно условие равнопрочности (2), то есть  $m = 1$ .

Система уравнений (3) при  $m = 1$  преобразуется после подстановки значения  $\Phi$  и последующего дифференцирования по  $y_i$  в систему  $n$  равенств:

$$\frac{\frac{\partial \varphi_1}{\partial y_1}}{\frac{\partial A}{\partial y_1}} = \frac{\frac{\partial \varphi_2}{\partial y_2}}{\frac{\partial A}{\partial y_2}} = \dots = \frac{\frac{\partial \varphi_1}{\partial y_n}}{\frac{\partial A}{\partial y_n}} = \frac{1}{\lambda_1} \quad (4)$$

Подставив значение  $\varphi_k$  в (4) и проведя необходимые преобразования, получим при числе искомых параметров сечения  $n = 2$ :

$$\left( \frac{|N|}{A} + \frac{|M_Y|}{W_Y} + \frac{|M_Z|}{W_Z} \right) \left[ \frac{|M_Y|}{W_Y^2} \left( \frac{\frac{\partial W_Y}{\partial y_1}}{\frac{\partial A}{\partial y_1}} - \frac{\frac{\partial W_Y}{\partial y_2}}{\frac{\partial A}{\partial y_2}} \right) + \frac{|M_Z|}{W_Z^2} \left( \frac{\frac{\partial W_Z}{\partial y_1}}{\frac{\partial A}{\partial y_1}} - \frac{\frac{\partial W_Z}{\partial y_2}}{\frac{\partial A}{\partial y_2}} \right) + 4 \frac{T^2}{W_K^3} \left( \frac{\frac{\partial W_K}{\partial y_1}}{\frac{\partial A}{\partial y_1}} - \frac{\frac{\partial W_K}{\partial y_2}}{\frac{\partial A}{\partial y_2}} \right) \right] = 0 \quad (5)$$

Уравнение (5) устанавливает параметры, минимизирующие объем и массу стержня, общие зависимости между функциями размеров сечения  $Y_1$  и  $Y_2$  и силовыми факторами, действующими в сечении.

Для вывода зависимостей, непосредственно устанавливающих взаимосвязь параметров стержня коробчатой формы с накладками минимальной массы с параметрами его нагружения, воспользуемся

приближенными формулами для определения геометрических характеристик коробчатого сечения с накладками.

Площадь поперечного сечения без накладок  $A_1$  (рисунок 1) определяется по формуле:

$$A_1 = BH - bh = BH - (B - 2\delta_1)(H - 2\delta_2),$$

подставляя значения  $B = \gamma H$  и  $\delta_1 = \alpha\delta_2$ , получим

$$A_1 = 2\alpha\delta_2 H + 2\delta_2\gamma H - 4\alpha\delta_2^2.$$

При  $\delta_1 \ll B$  и  $\delta_2 \ll H$  величиной  $4\alpha\delta_2^2$  можно пренебречь. Тогда

$$A_1 = 2\delta_2 H (\gamma + \alpha)$$

Добавляя площади накладок, получим общую площадь сечения

$$A = 2\delta_2 H (\gamma + \alpha + \beta_1 \gamma \alpha_1 + \beta_2 \alpha_2) \quad (6)$$

Аналогично пренебрегая относительно малыми величинами получим приближенные формулы (7) для определения осевых моментов сопротивления сечения  $W_z$  и  $W_y$

$$W_z = \frac{H^2}{3} \delta_2 (3\gamma + \alpha + \alpha_2 \beta_2^3 + 3\beta_1 \alpha_1 \gamma)$$

$$W_y = \frac{H^2}{3} \delta_2 \gamma (\gamma + 3\alpha + \alpha_1 \beta_1^3 \gamma + 3\alpha_2 \beta_2) \quad (7)$$

Момент сопротивления замкнутого тонкостенного сечения  $W_k$  при свободном кручении определим по формуле, приведенной в [4]

$$W_k = 2 A_k \delta_{\min},$$

где  $A_k$  – площадь, ограниченная средней линией замкнутого контура;

$\delta_{\min}$  – минимальная толщина стенок.

Принимая  $A_k \approx BH = \gamma H^2$ , получим:

$$W_k = 2\gamma H^2 \zeta \delta_2, \quad (8)$$

где  $\zeta = 1$  при  $\alpha \geq 1$  и  $\zeta = \alpha$  при  $\alpha < 1$ .

Найдем зависимости высоты  $H$  поперечного сечения и параметра формы сечения  $\gamma = B/H$  от действующих в сечении силовых факторов  $N$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ ,  $T$ , определяющие минимум интеграла (функционала) объема стержня (1) при соблюдении условия равнопрочности стержня (2) и постоянных по его длине толщинах стенок  $\delta_1$  и  $\delta_2$ .

Функции  $y_i$  размеров поперечного сечения стержня определим как  $y_1 = \gamma$  и  $y_2 = H$ .

Используя приближенные зависимости для геометрических характеристик сечения (6) – (8), найдем частные производные  $\partial \varphi / \partial H$ ,  $\partial \varphi / \partial \gamma$  и  $\partial A / \partial H$  в

равенстве (4). Подставляя значения производных в выражение (5) и произведя преобразования, получим уравнение экстремали, которое совместно с уравнением равнопрочности образует систему уравнений относительно двух независимых параметров  $\gamma$  и  $H$ :

$$\left[ \frac{|N|H}{2(a\gamma + b)} + \frac{3|M_y|}{\gamma(c\gamma + 3b)} + \frac{3|M_z|}{3a\gamma + d} \right] \times \left[ \frac{3|M_y b|}{\gamma^2} \frac{(3a\gamma - 2c\gamma - 3b)}{(c\gamma + 3b)^2} + \frac{3|M_z a|(3a\gamma + 2d - 3b)}{(3a\gamma + d)^2} \right] + \frac{T^2(a\gamma - b)}{\gamma^3 \xi^2} = 0$$

$$\frac{1}{H^4 \delta_2^2} \left\{ \left[ \frac{|N|H}{2(a\gamma + b)} + \frac{3|M_y|}{\gamma(c\gamma + 3b)} + \frac{3|M_z|}{3a\gamma + d} \right]^2 + \frac{T^2}{\xi^2 \gamma^2} \right\} - \sigma_{adm}^2 = 0 \quad (9)$$

где коэффициенты  $a=1+ \beta_1 \alpha_1$ ;  $b= \alpha+ \beta_2 \alpha_2$ ;  $c=1+ \beta_1^3 \alpha_1$ ;  $d= \alpha+ \beta_2^3 \alpha_2$ .

### Заключение

Система уравнений (9) устанавливает зависимости между геометрическими параметрами сечения и силовыми параметрами, минимизирующими его площадь, а, следовательно, объем и массу стержня.

Полученные зависимости позволяют определить размеры стержней минимальной массы коробчатого поперечного сечения с накладками при соблюдении условия прочности. Предложенный подход применялся при расчете толкающих брусьев бульдозеров, рам автогрейдеров, стрел и рукоятей экскаваторов и других ДСМ. Определяются аналогичные зависимости для стержней с коробчатым поперечным сечением с внутренними вертикальными диафрагмами.

### Литература

- 1 Анализ качества стержневых систем дорожно-строительных машин. Методы менеджмента качества. / Моисеев Г.Д., Савельев А.Г. – М., 2002. – Вып.11. – С. 40-42.
- 2 Моисеев Г.Д. Оптимизация сечения элементов стержневых систем дорожно-строительных машин. Конструирование, использование и надёжность машин сельскохозяйственного назначения. Сб. науч. раб./ БГСХА. – Брянск, 2007. – С. 58-66
- 3 Проблемы строительного и дорожного комплекса: сб. науч. тр. / Моисеев Г.Д., Савельев А.Г. Минимизация массы стержневых элементов коробчатого сечения.– Брянск: БГИТА, 2008. Вып. 5. – С. 35-39.
- 4 Дарков А.В., Шапиро Г.С. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1975. – 654 с.
- 5 Гольдштейн Ю.Б., Соломещ М.А. Вариационные задачи статики оптимальных стержневых систем. – Л.: ЛГУ, 1980. – 208 с.

## 2.6 ПОМОЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ТЕХНОГЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Романович А.А. (БГТУ им. В.Г.Шухова, г.Белгород, РФ)

*Grinding complex for the processing of technologies materials*

К концу XXI века человечество накопило такое количество техногенных отходов, что их можно условно назвать новыми месторождениями. Поэтому на сегодня остро стоит задача по их использованию с минимальными затратами на переработку.

Например, только запасы отходов в виде шлаков электросталеплавильных печей Оскольского электрометаллургического комбината составляют более 4 миллионов тонн, при ежегодном пополнении в объёме около 400 тысяч тонн.

В настоящее время имеется ряд разработок по использованию шлаков при строительстве, ремонте и реконструкции автомобильных дорог [1]. Установлено, что применение шлаковых материалов в конструктивных слоях одежд, в частности в асфальтобетоне, в качестве песчаного заполнителя и минерального порошка, снижает себестоимость строительства и повышает качество и надежность дорожного покрытия.

Однако исходный продукт – шлак, представляет собой достаточно твердый материал с пределом прочности зерен  $P = 300 - 320 \text{ кг/см}^2$ ,  $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$  и имеет более значительные размеры, диаметр кусков материала более 40 мм, что требует производить его измельчение и помол для получения необходимого продукта.

Не смотря на развитие в последние полвека ряда разнообразных помольных агрегатов и систем, применяемых для измельчения материалов и техногенных отходов, имеющих различные прочностные характеристики, барабанные мельницы благодаря своей высокой единичной мощности, относительной простоте в эксплуатации и надежности в работе будут и в ближайшие десятилетия оставаться основным помольным агрегатом. Однако шаровые мельницы реализуют в себе неэффективный способ измельчения материалов, при котором большая часть механической энергии затрачивается на нагрев её шаро-материальной загрузки, на шумовой эффект и др.

Поэтому необходим поиск технических и технологических решений, направленных на создание энергосберегающих помольных комплексов для переработки техногенных отходов с использованием барабанных мельниц.

Проведенный анализ технико-экономической эффективности использования существующих и разрабатываемых помольных систем [2,3], позволил их классифицировать в следующем порядке: шаровая мельница открытого типа измельчения (ШМ); шаровая мельница, работающая в замкнутом цикле измельчения с сепаратором (ТМ-С); шаровая мельница открытого цикла с предизмельчением в пресс-валковом агрегате (ПВА-ШМ); и шаровая мельница открытого цикла с предизмельчением в конусной инерционной дробилке (КИД-ШМ).





Упругое расширение измельченных и спрессованных частиц ограничивается углом упругого расширения пластины -  $\alpha_{\text{упр}}$ . В дальнейшем реализуются зоны дезагломерации спрессованной пластины -  $\alpha_{\text{дез}}$ , от  $30^\circ$  до  $60^\circ$  (считая от горизонтальной оси валков). Классификация дезагломерированного материала осуществляется в диапазоне углов  $\alpha_{\text{кл}}$  от  $60^\circ$  до  $120^\circ$ . Транспортирование материала на повторное измельчение осуществляется с помощью рольганга по дуге, ограниченной углом  $\alpha_{\text{мп}} = 120 - 360^\circ$ . Для недоизмельченных частиц процесс повторяется.

Рассмотрим аналитические зависимости, определяющие основные угловые параметры эксцентрично установленных валков.

Для случая  $R_1 = R_2 = R$  при  $e = 0$  справедлива зависимость (рисунок 2):

$$H_0 = 2R - 2R \cos \alpha_{\text{деф}R} + \delta = 2R(1 - \cos \alpha_{\text{деф}R}) + \delta, \quad (1)$$

откуда после соответствующих преобразований получим:

$$\alpha_{\text{деф}R} = \arccos \left( 1 - \frac{H_0 - \delta}{2R} \right) = \arccos \left[ 1 - \frac{\delta(k_{\text{упл}} - 1)}{2R} \right] \quad (2)$$

где  $k_{\text{упл}} = \frac{H_0}{\delta}$ :

Текущее значение уплотнения и деформации шихты, а также упругого расширения слоя материала для вышеуказанного случая:

$$H_{\text{упл.}\alpha} = 2R(\cos \alpha_{\text{деф}R} - \cos \alpha_0); \quad (3)$$

$$H_{\text{упр.}\alpha} = 2R(\cos \alpha_{\text{упр}R} - \cos \alpha_0); \quad (4)$$

Для случая с эксцентрично установленными валками в положении I (рисунок 2), когда  $R_{\text{max}} \neq R_{\text{min}}$ ;  $e_1 = e_2 = e$ . Из  $\Delta O_1AK$  и  $\Delta O_2BN$  при  $R_1 = R_2 = R$  имеем  $AK = BN = R \sin \alpha_{\text{деф}R}$ . В то же время из  $\Delta O_1AK$  и  $\Delta O_2BN$  следует:

$$AK = (R \cos \alpha_{\text{деф}R} + e) \operatorname{tg} \alpha_{\text{деф}R e1}; \quad (5)$$

$$BN = (R \cos \alpha_{\text{деф}R} - e) \operatorname{tg} \alpha_{\text{деф}R e2}; \quad (6)$$

Откуда, соответственно:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{деф}R e1} = \frac{AK}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} + e} = \frac{R \cos \alpha_{\text{деф}R}}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} + e}; \quad (7)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{деф}R e2} = \frac{BN}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} - e} = \frac{R \cos \alpha_{\text{деф}R}}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} - e}, \quad \text{или}$$

$$\alpha_{\text{деф Re1}} = \text{arctg} \frac{R \cos \alpha_{\text{деф R}}}{R \cos \alpha_{\text{деф R}} + e}; \quad (8)$$

$$\alpha_{\text{деф Re2}} = \text{arctg} \frac{R \cos \alpha_{\text{деф R}}}{R \cos \alpha_{\text{деф R}} - e}. \quad (9)$$

Максимальная сила измельчения  $P_{\text{max}}$  действует в зоне нейтрального угла  $\alpha_n$  (рисунок 2). В этой же зоне действует сила трения  $F$ , препятствующая выходу измельченного материала из межвалкового пространства. Вышеуказанные элементарные силы можно представить в виде:

$$dP_{\text{max}} = \bar{P}_{\text{max}} \cdot BR_1 d\alpha_{n1} = \bar{P}_{\text{max}} \cdot BR_2 d\alpha_{n2};$$

$$dF = f_o \cdot \bar{P}_{\text{max}} \cdot BR_1 d\alpha_{n1} = f_o \cdot \bar{P}_{\text{max}} \cdot BR_2 d\alpha_{n2},$$

где  $\bar{P}_{\text{max}}$  - максимальное давление измельчения в зоне нейтрального угла  $\alpha_n$ , Н/м<sup>2</sup>;  $B$  - ширина валков, м;  $f_o$  - коэффициент внешнего трения.

С учетом всех элементарных сил, действующих в зоне нейтрального угла (рисунок 3), общее уравнение равновесия можно представить в виде:

$$- \int_{\alpha_{n1}}^{\alpha_{\text{деф1}}} f_{\alpha_{n1}} \cdot \bar{P}_{\text{деф1}} \cdot B_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i + \int_0^{\alpha_{n1}} f_{\alpha_{n1}} \cdot \bar{P}_{\text{деф1}} \cdot B_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i +$$

$$+ \int_0^{\alpha_{\text{деф1}}} \bar{P}_{\text{деф1}} \cdot R_1 \cdot \sin \alpha_i \cdot d\alpha_i = \int_{\alpha_{n2}}^{\alpha_{\text{деф2}}} f_{\alpha_{n2}} \cdot \bar{P}_{\text{деф2}} \cdot B_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i - \quad (10)$$

$$- \int_0^{\alpha_{n2}} f_{\alpha_{n2}} \cdot \bar{P}_{\text{деф2}} \cdot B_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i - \int_0^{\alpha_{\text{деф2}}} \bar{P}_{\text{деф2}} \cdot B_2 \cdot R_2 \cdot \sin \alpha_i \cdot d\alpha_i$$

После вынесения постоянных за знаки интегралов и соответствующих преобразований получим:

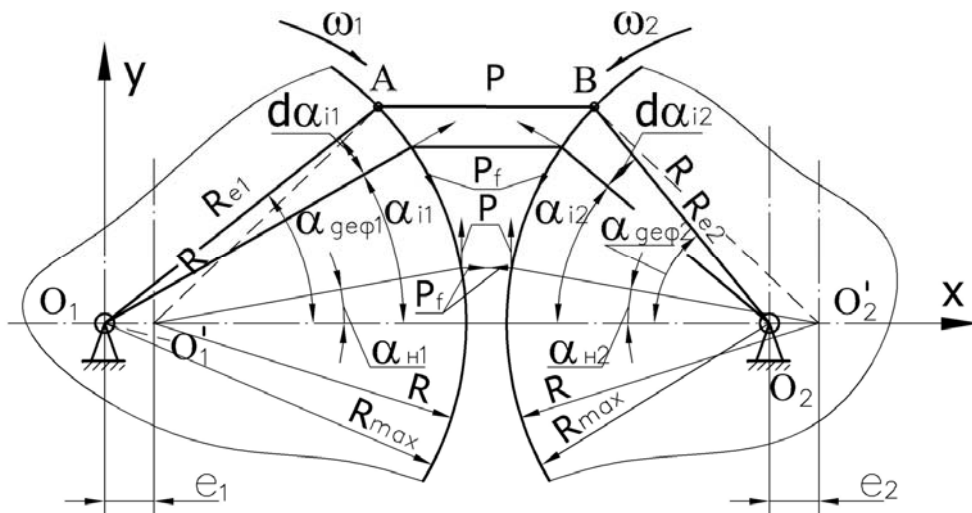


Рисунок 3 - Схема к расчету нейтральных углов



$$\int_0^{\alpha_{H1}} f_{\alpha_{H1}} \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i + \int_0^{\alpha_{\text{деф}1}} \sin \alpha_i \cdot d\alpha_i - \int_{\alpha_{H1}}^{\alpha_{\text{деф}1}} f_{\alpha_{H1}} \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i =$$

$$= \int_{\alpha_{H2}}^{\alpha_{\text{деф}2}} f_{\alpha_{H2}} \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i - \int_0^{\alpha_{H2}} f_{\alpha_{H2}} \cdot \cos \alpha_i \cdot d\alpha_i - \int_0^{\alpha_{\text{деф}2}} \sin \alpha_i \cdot d\alpha_i$$
(11)

В данных выражениях значения  $\bar{P}_{\text{деф}1} = \bar{P}_{\text{деф}2}$ ,  $B_1 = B_2$  являются постоянными. С учетом полученных ранее значений  $\alpha_{\text{деф}1} = \alpha_{\text{деф}R1}$  (8) и  $\alpha_{\text{деф}2} = \alpha_{\text{деф}R2}$  (9) последнее выражение (11) после преобразований можно представить в виде:

$$\alpha_{H1} + \alpha_{H2} = \frac{1}{4f_{\alpha_n}} \left[ \begin{aligned} & \arctg \frac{R \cos \alpha_{\text{деф}R}}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} + e} \left( 2f_{\alpha_n} - \arctg \frac{R \cos \alpha_{\text{деф}R}}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} + e} \right) + \\ & + \arctg \frac{R \cos \alpha_{\text{деф}R}}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} - e} \left( 2f_{\alpha_n} - \arctg \frac{R \cos \alpha_{\text{деф}R}}{R \cos \alpha_{\text{деф}R} - e} \right) \end{aligned} \right]$$
(12)

### Заключение

Полученные аналитические зависимости позволяют рассчитать величину нейтральных углов, которые необходимы для расчета силовых параметров ПВИ (суммарных усилий измельчения и крутящих моментов), что является существенным шагом в разработке и внедрении энергосберегающей технологии для переработки техногенных отходов в промышленности.

### Литература

- 1 Будников П.П., Значно-Яровский И.Л. Гранулированные шлаки и шлаковые цементы. –М.: Промстройиздат, 1983. -223с.
- 2 Пироцкий В.З. Совершенствование техники и технологии измельчения портландцементного клинкера: оценка эффективности помольных систем // Сб. тр. НИИцемента. 1986. Вып.90. С. 3-23.
- 3 Севостянов В.С., Богданов В.С., Платонов В.С. и др. Совершенствование помольных агрегатов с использованием предизмельчения. // Цемент. 1990. №2. С. 9-12.
- 4 Grinding tehnology. POLYCOM. High-pressure grinding roll. Krupp Polysius/ Gtrmany. №7. 1990.
- 5 Grinding Equipment. Cement industry division. FCB. -1990.

## 2.7 ЭФФЕКТИВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ТОНКОДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Романович А.А., Алёхин П.В. (БГТУ, г. Белгород, РФ)

*При производстве цемента одним из наиболее энергоемких процессов является тонкое измельчение шихты, реализуемое главным образом в барабанных мельницах (БМ), которые реализуют в себе неэффективный способ измельчения материалов, на что указывает низкий коэффициент полезного действия и высокий удельный расход электроэнергии.*

Проведенный анализ функции кинетики процесса измельчения шихты барабанной мельницы  $D_{ср} = f(L)$  (изменение средневзвешенного диаметра  $D_{ср}$  измельчаемого материала по длине барабана  $L$ ), с использованием метода линейной аппроксимации позволил установить, что для достижения высокой эффективности помола этот процесс должен включать в себя как минимум три различных стадии воздействия на измельчаемый материал. Такого результата достаточно проблематично достичь в одном помольном агрегате.

Для создания высокоэффективных помольных систем с использованием барабанных мельниц целесообразно осуществлять постадийное измельчение шихт с выносом стадии грубого помола в другой агрегат.

Известно, что использование пресс-валковых измельчителей (ПВИ) обеспечивает снижение удельного расхода электроэнергии на 25-40% и повышение производительности помольных агрегатов на 15-40% [3,4]. Удельный расход электроэнергии, затрачиваемый на предварительное измельчение клинкера в ПВИ, составляет 3-5 кВтч/т, что соответствует 7-10 кВтч/т, расходуемому при аналогичной тонкости помола в барабанной мельнице.

Однако, при измельчении материалов в ПВИ, наблюдается выдавливание среднего слоя шихты из зоны захвата валков, что влечет за собой снижение распорных усилий, возникающих при измельчении и, соответственно, снижение качества подготовки шихты.

Это затрудняет определение распорных усилий измельчения и разработку научно-обоснованных рекомендаций по расчету энерго-силовых и конструктивно-технологических параметров агрегата и тормозит их широкое внедрение в промышленность.

Анализ эпюры скоростей движения материалов в ПВИ (рисунок 1) показывает, что скорость приконтактного слоя материала совпадает с окружной скоростью валков, когда по мере удаления скорости движения материала меняются на противоположные, что способствует выдавливанию слоя шихты из зоны захвата валков пресс-валкового измельчителя. Это снижает объем захватываемого материала валками и в результате уменьшает удельные давления измельчения.

Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование

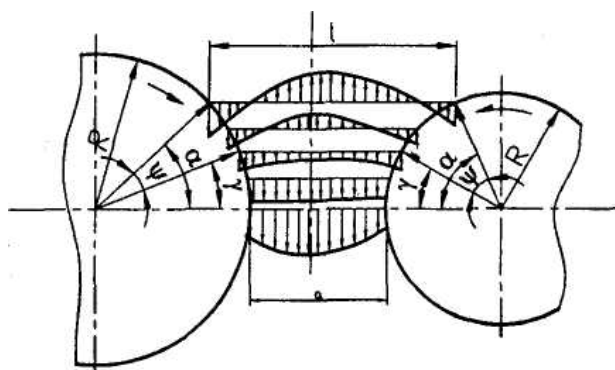


Рисунок 1 - Направление скоростей движения материала

В литературе известны различные способы подпрессовки измельчаемого материала, позволяющие уменьшить выдавливание измельчаемого слоя из зоны захвата его валками. Однако, наиболее простым в эксплуатации и легко реализуемым в промышленности является способ подпрессовки создаваемый «столбом» измельчаемого материала, что легко создать направляющим патрубком.

Однако отсутствует методика расчета для определения требуемой величины «столба» измельчаемого материала.

Выведем уравнение для определения требуемой величины «столба» материала, препятствующего выходу измельчаемой шихты из зоны захвата валками, ограниченной соответствующими углами  $\alpha$  (рисунок 2).

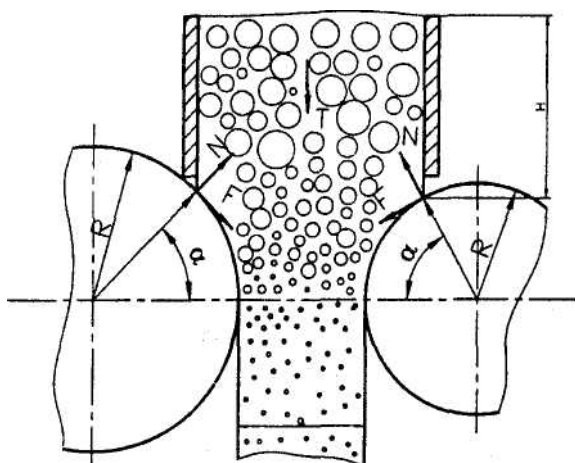


Рисунок 2 - Схема к расчету высоты «столба» материала

В процессе измельчения на слой материала в период захвата его валками действуют следующие силы: сила нормального давления  $N$ , действующая со стороны валков, сила трения  $F$ , сила  $T$ , создаваемая весом «столба» измельченного материала высотой  $H$  и шириной  $B$ . Силы трения и давления от веса «столба» стремятся втянуть слой измельчаемого материала в зев валков, а силы нормального давления препятствуют этому.

Уравнение равновесия сил, действующих на слой измельчаемого материала в поперечном сечении валков в период его захвата, имеет вид

$$2N \cdot \sin \alpha = 2F \cdot \cos \alpha + T \quad (1)$$

Учитывая, что  $F = N \cdot f$ , а сила нормального давления, равна

$$N = P_{\text{ср}} \times S_k = P_{\text{ср}} \times B \times R \times \sin \alpha \quad (2)$$

где  $f$  - коэффициент трения;

$R$  - средний радиус валков;

$B$  - ширина валков;

$S_k$  - площадь контактной поверхности валков, ограниченная углом захвата.

Сила  $T$ , создаваемая от веса слоя материала, равна

$$T = \rho \times V \times g = \rho \times H \times l \times B \times g \quad (3)$$

где  $\rho$  - насыпная плотность материала;

$V$  - объем «столба» шихты,  $V = H \times l \times B$ ;

$l$  - длина слоя материала,

$l = 2R(1 - \cos \alpha) + a$ ,

где  $a$  - зазор между валками, тогда

$$T = \rho \times H \times B \times g \times [2R(1 - \cos \alpha) + a] \quad (4)$$

Подставив в уравнение равновесия, сделав преобразование и выразив  $H$ , получим:

$$H = \frac{2P_{\text{ср}} \times R \times \sin \alpha (\sin \alpha - f \cos \alpha \times f)}{\rho \times g \times [2R(1 - \cos \alpha) + a]} \quad (5)$$

Таким образом, проанализировав полученное уравнение видим, что высота «столба» измельчаемого материала, препятствующего выходу шихты из зоны захвата валков, зависит от требуемого давления измельчения, радиуса, величины угла захвата и зазора между валками, что достаточно сложно реализуемо в условиях действующего производства.

Ввиду этого нами был разработан Пресс-валковый агрегат, позволяющий осуществить предуплотнение и нагнетание измельчаемой шихты перед подачей ее в межвалковое пространство (рисунок 3).

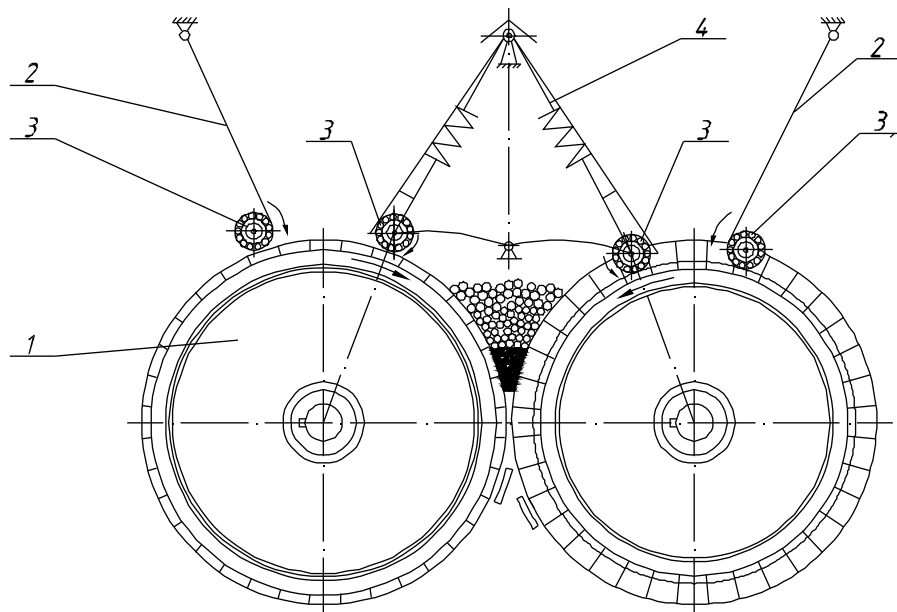


Рисунок 3 – Пресс-валковый агрегат

Разработанная конструкция пресс-валкового агрегата позволяет осуществить предуплотнение материала за счет конических валков 3, расположенных на краях подвижных стенок бункера 2. Предуплотнение осуществляется следующим образом. Измельчаемый материал захватывается между валками 1 и валками 3 и уплотняется под действием сжатой пружины 4 подпружиненных валков 3.

#### Заключение

Предложенная конструкция пресс-валкового агрегата позволяет повысить эффективность процесса измельчения и осуществить более равномерное питание по ширине валков, что также позволит увеличить срок службы валков.

#### Литература

1 В.С. Севостьянов. Сырьевая мельница с лопастными, сегментами / В.С. Севостьянов, В.С., Богданов, В.С. Платонов и др.// №6 С. 22-23.

2 В.С. Богданов. Синтез и анализ уравнения кинетики при измельчении материалов в условиях поперечно-продольного движения мелющих тел/ В.С. Богданов, Н.Д. Воробьев, Н.С. Богданов и др.// Цемент, 1988. №2. С. 13-15.

3 В.С. Севостьянов, В.С. Богданов, В.С. Платонов и др. «Совершенствование помольных агрегатов и использование предизмельчителя. // Цемент, 1990. №2. С.9-12.

4 Seebach H., Patzelt N., Betrieb von Mahlanlagen mit Cutbettwalzenmuehlen fuer Rjhmateriale ind Zement // Zement - Kalk- Gips. 1987. № 7 S337-334.

## 2.8 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕС НА ВОЗБУЖДЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПЕРЕДАЧАХ С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Рудницкий В.Н. (БГИТА, г.Брянск, РФ)

*Theoretically also influence of geometrical parametres of cogwheels and transfers on dynamic loadings in gearing is experimentally investigated.*

Обладая рядом существенных достоинств, зубчатые передачи являются источником вибрации вследствие возникновения динамических нагрузок в зацеплении из-за погрешностей профиля, основных шагов и переменной жёсткости зацепления, что снижает их долговечность и надёжность.

Как известно, динамическая нагрузка определяется по формуле [1]

$$P = \psi V \sqrt{C \mu}, \quad (1)$$

где  $\psi$  - коэффициент ослабления удара,  $V$  - скорость при срединном или кромочном ударе,  $C$  - жёсткость зацепления при срединном или кромочном ударе,  $\mu$  - приведённая масса колёс.

Рассмотрим влияние некоторых геометрических параметров зубчатой передачи с внутренним зацеплением на скорость удара  $V$ , а следовательно и на динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении в результате ошибки основного шага зубчатых колёс.

Рассмотрим зацепление зубьев при срединном ударе  $\Delta t_c < 0$  (рисунок 1), когда кромка ведущего колеса в конце линии зацепления (точка А) начнет взаимодействовать с профилем зуба ведомого колеса. При этом скорость ведомого будет уменьшаться, а ведущего увеличиваться до тех пор, пока не исчезнет зазор, равный  $\Delta t_c$  сзади идущей пары.

$$\Delta t_c = P_{bt1} - P_{bt2} - \delta < 0,$$

где индекс 1 относится к ведущему, а индекс 2 к ведомому колесу  $P_{bt1}$ ,  $P_{bt2}$  - основной шаг шестерни и колеса,  $\delta$  - деформация неударяющей пары зубьев.

Наличие приведённой ошибки зубьев приводит к колебанию передаточного отношения, погрешность которого при этом будет равна

$$\Delta U = U - U_{кр}, \quad (2)$$

где  $U$  - передаточное отношение передачи,  $U_{кр}$  - мгновенное передаточное отношение.

Скорость срединного удара будет равна разности скоростей ведущего и ведомого колёс

$$V_c = r'_{b1} \omega_1 - r_{b2} \omega_2 = \frac{r'_{b1} \omega_1 \Delta U}{U} = \frac{r_{b2} \omega_2 \Delta U}{U_{кр}} = r'_{b1} \cdot \omega_2 \cdot \Delta U, \quad (3)$$

где  $\alpha_\omega$  - межцентровое расстояние;  $\varphi_1, \varphi_2$  - углы кромочного зацепления шестерни и колеса,  $r_{b1}, r_{b2}, R_{a1}, R_{a2}$  - радиусы основной окружности и радиусы вершин зубьев шестерни и колеса,  $\alpha_\omega$  - угол зацепления.

Зная, что  $U = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$ , а  $U_{кр} = \frac{0_2 P_1}{0_1 P_1} = \frac{r'_{b2}}{r'_{b1}}$  и используя рисунок 1, уравнение

(3) можно преобразовать к виду

$$\frac{\Delta U}{U} = 1 - \frac{r_{b1}}{r'_{b1}} = 1 - \frac{R_{a1} \cos \varphi_{01}}{R_{a1} \cos (\varphi_1 + \varphi_{01} - \gamma_2)}. \quad (4)$$

Обычно считают, что ведущее колесо в процессе кромочного контакта будет вращаться равномерно. Тогда возбуждение в зубчатой передаче, или угловое ускорение ведомого колеса, можно определить по формуле

Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование

$$\varepsilon_{c2} = \frac{W_{c2}}{r_{b2}},$$

где  $W_{c2}$  – ускорение ведомого колеса.

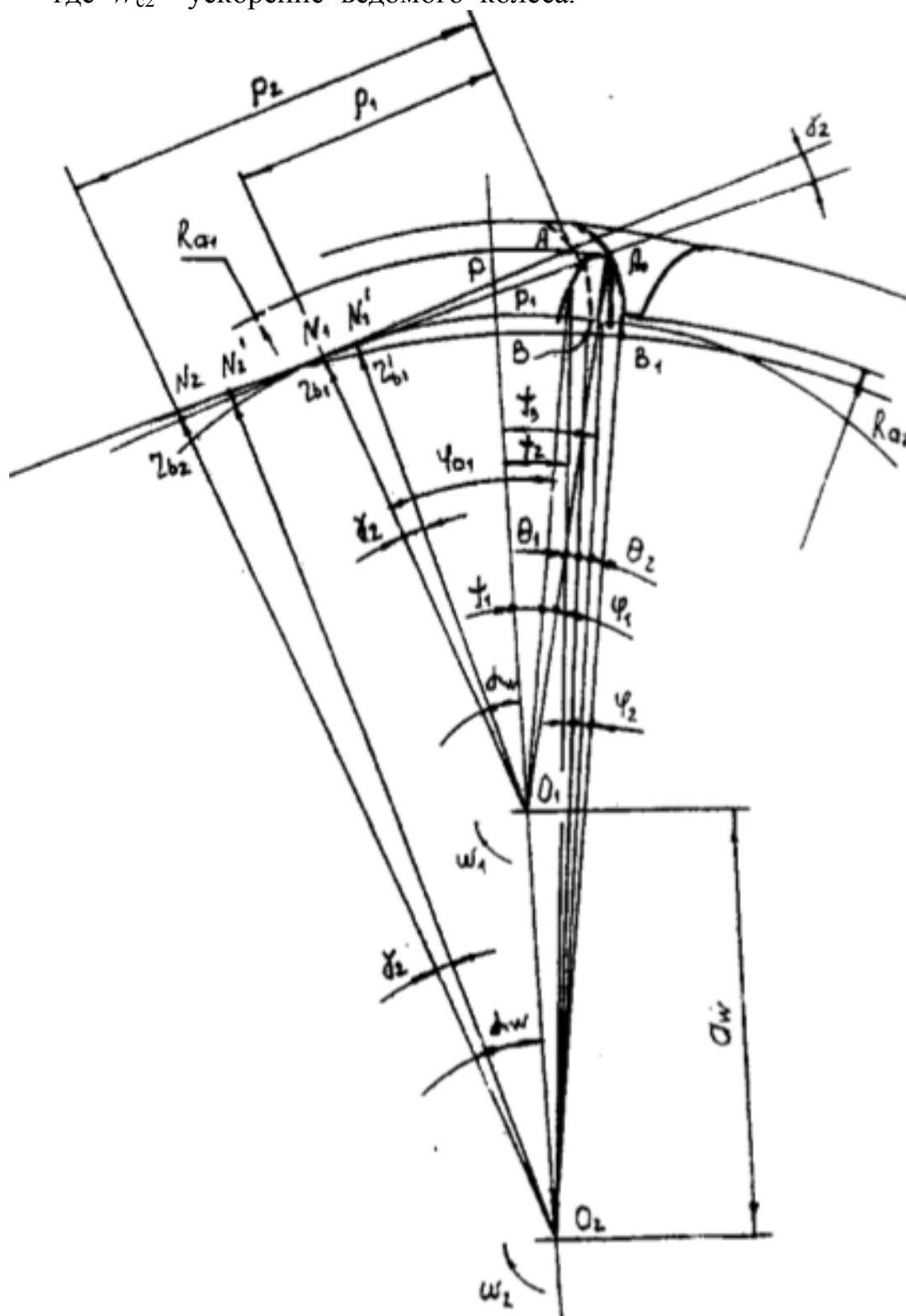


Рисунок 1 – Схема кромочного зацепления при  $\Delta t_c < 0$

Ускорение  $W_{c2}$  получим дифференцированием скорости  $V_c$  по времени, предварительно подставив значение  $\frac{\Delta U}{U}$  из уравнения (4) и сделав соответствующие преобразования:

$$W_{c2} = \frac{dV_c}{dt} = -\omega_1 R_{a1} \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\gamma_2}{dt} \right) \sin(\varphi_1 + \varphi_{01} - \gamma_2), \quad (5)$$

где знак минус означает, что ведомое колесо вращается замедленно.

Определив из рисунка 1  $\varphi_1, \varphi_2$  и  $\gamma_2$  и зная, что с небольшой погрешностью до 10% можно считать  $\varepsilon_{c2} = \text{const}$  [2, 3], получим:

$$\varepsilon_{c2} = -\frac{\omega_1^2 R_{a1}}{r_{b2}} (1 + U_{21} + C_1) \sin \varphi_{01}, \quad (6)$$

где  $R_{a1} = -a_w + 0,5mz_2 + m(h_a^* + x_2)$ ,

$x_1$  и  $x_2$  - коэффициенты смещения шестерни и колеса,

$$C_1 = \frac{a_w R_{a1} \sin \psi_1}{r_{b2} \sqrt{a_w^2 + 2a_w R_{a1} \cos \psi_1 + R_{a1}^2} - r_{b2}}.$$

Скорость срединного удара определяем из выражения

$$V_c = \sqrt{\varepsilon_{c2}} r_{b2} 2\Delta t_c = \omega_1 \sqrt{R_{a1}} (1 - U_{21} - C_1) \sin \varphi_{01} 2\Delta t_c. \quad (7)$$

Если теперь предположить, что  $\omega_2 = \text{const}$ , то угловое ускорение ведущего колеса в точке  $A$  будет равно

$$\varepsilon_{c1} = \frac{W_c}{r_{b1}} = \omega_1^2 (1 - U_{21} - C_1) \text{tg} \varphi_{01}. \quad (8)$$

Однако скорость срединного удара при этом не изменится и будет определяться по формуле (7). В соответствии с формулой (7) на рисунке 2 представлены графики зависимости скорости срединного удара  $V_c$  от геометрических параметров зубчатых колес при свободном межосевом расстоянии передачи, постоянной окружной скорости  $V = 6 \text{ м/с}$  и параметрами

$$m = 3 \text{ мм}, z_1 = 40, z_2 = 120, x_1 = x_2 = 0, \Delta t_c = 0,01 \text{ мм} \cdot \alpha_w = 20^\circ.$$

При построении графиков менялся только один из параметров, остальные оставались постоянными. Анализ полученных графиков показывает, что скорость срединного удара уменьшается с уменьшением  $z_2$  и  $x_2$ ,  $\alpha_w h_a^*$  и увеличением  $m$ ,  $z_1$  и  $x_1$ .

Следовательно, на стадии проектирования зубчатых передач за счёт допустимого по конструктивным соображениям изменения геометрических параметров зубчатых колёс можно добиться уменьшения возбуждения и динамических нагрузок в передаче без повышения точности изготовления зубчатых колёс.



Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса:  
строительные машины и оборудование

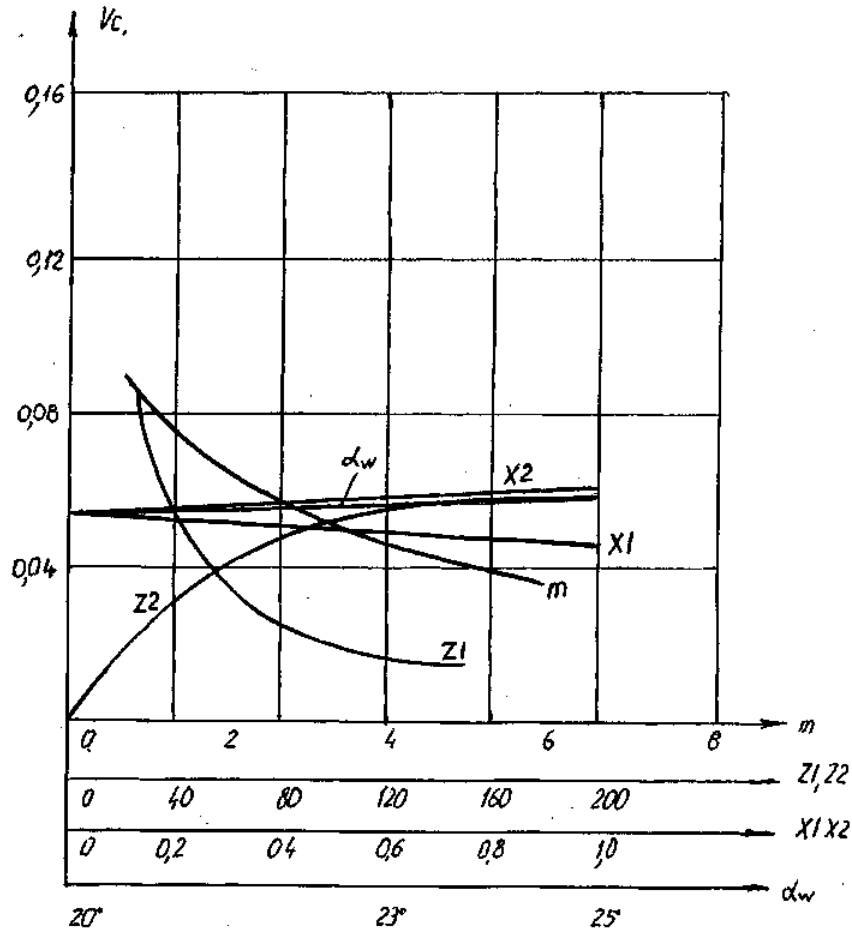


Рисунок 2 – Зависимость скорости срединного удара от параметров колёс:  $m$  - модуль;  $Z_1, Z_2$ , - число зубьев шестерни и колеса;  $X_1, X_2$  - коэффициенты смещения шестерни и колеса;  $\alpha_w$  - угол зацепления

### Литература

- 1 Петрусеви́ч А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колёсами / А.И. Петрусеви́ч М.Д. Генкин В.К. Гринкевич.- М.: АН СССР, 1956.- 135 с.
- 2 Косарев О.И. Способы снижения возбуждения вибраций в прямозубом зацеплении / О.И. Косарев - Вестник машиностроения - 2001- № 4- с.8-15.
- 3 Мамедов А.Ф. Кинематический анализ движения ведомого цилиндрического зубчатого колеса с прямыми зубьями / А.Ф. Мамедов.- Вестник машиностроения - 2007- № 9- с. 3-10.
- 4 Айрапетов Э.Л. Учёт динамической нагруженности при расчёте зубчатых передач на прочность / Э.Л. Айрапетов В.И. Анархов и др.- Вестник машиностроения - 1977- № 11- с. 3-8.

## 2.9 РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТНЫХ ЭКИПАЖЕЙ

Фатьков Э.А. (БГТУ, г. Брянск, РФ)

*In article the program complex for problem solving dynamics of transport crews is described. The main possibilities of the program complex and area of its application are described.*

Уровень развития современной науки о динамике транспортных экипажей позволяет с достаточной точностью оценивать их нагруженность расчетным путем, без привлечения трудоемкого, длительного и дорогостоящего эксперимента. Поскольку продольные нагрузки функционально связаны с условиями эксплуатации, появляется необходимость в имитационном моделировании, в ходе которого воспроизводятся всевозможные ситуации, возникающие как в существующих, так и при перспективных условиях эксплуатации. Программный продукт предназначен для математического моделирования задач продольной динамики транспортных экипажей.

В пакете реализованы следующие модули:

- подсистема взаимодействия с базой данных, в которой хранятся все описания математических моделей, связей и расчетных схем;
- подсистема формирования расчетных схем и задания исходных данных;
- подсистема решения дифференциальных уравнений и сохранения результатов;
- подсистема анализа полученных данных. В нее включен элемент управления, делающий возможной работу с графиками.

В качестве исходных данных для пакета использовалась информационная база для различных элементов моделируемого экипажа:

- транспортный экипаж - название, тип, длина, масса, система торможения, число осей и т.д.;
- связи - коэффициент трения, зависимость коэффициента трения от скорости, усилие подпора и т.д.;
- силы сопротивления движению.

Дифференциальные уравнения, описывающие процесс движения, имеют вид [1]:

$$[m_i]\{\ddot{x}_i\} + \{F_i\} + \{P_i\} = 0, \quad i = 1, \dots, n, \quad (1)$$

где  $n$  – число элементов в расчетной схеме,  $[m_i]$  – диагональная матрица масс модели  $i$ -ого элемента,  $\{\delta_i\}$  – вектор ускорений масс модели  $i$ -ого элемента,  $\{F_i\}$  – вектор-функция, описывающая силы в связях между отдельными массами модели и внешние силы, действующие на массы;  $\{P_i\}$  – вектор-функция, описывающая силы взаимодействия элементов между собой.

Для решения системы существенно нелинейных дифференциальных уравнений использованы численные методы интегрирования. Предусмотрен выбор нескольких методов интегрирования [2].

## Секция 2. Актуальные проблемы строительного комплекса: строительные машины и оборудование

Созданная программа представляет собой MDI-приложение и позволяет одновременно работать с несколькими открытыми окнами (рисунок 1).

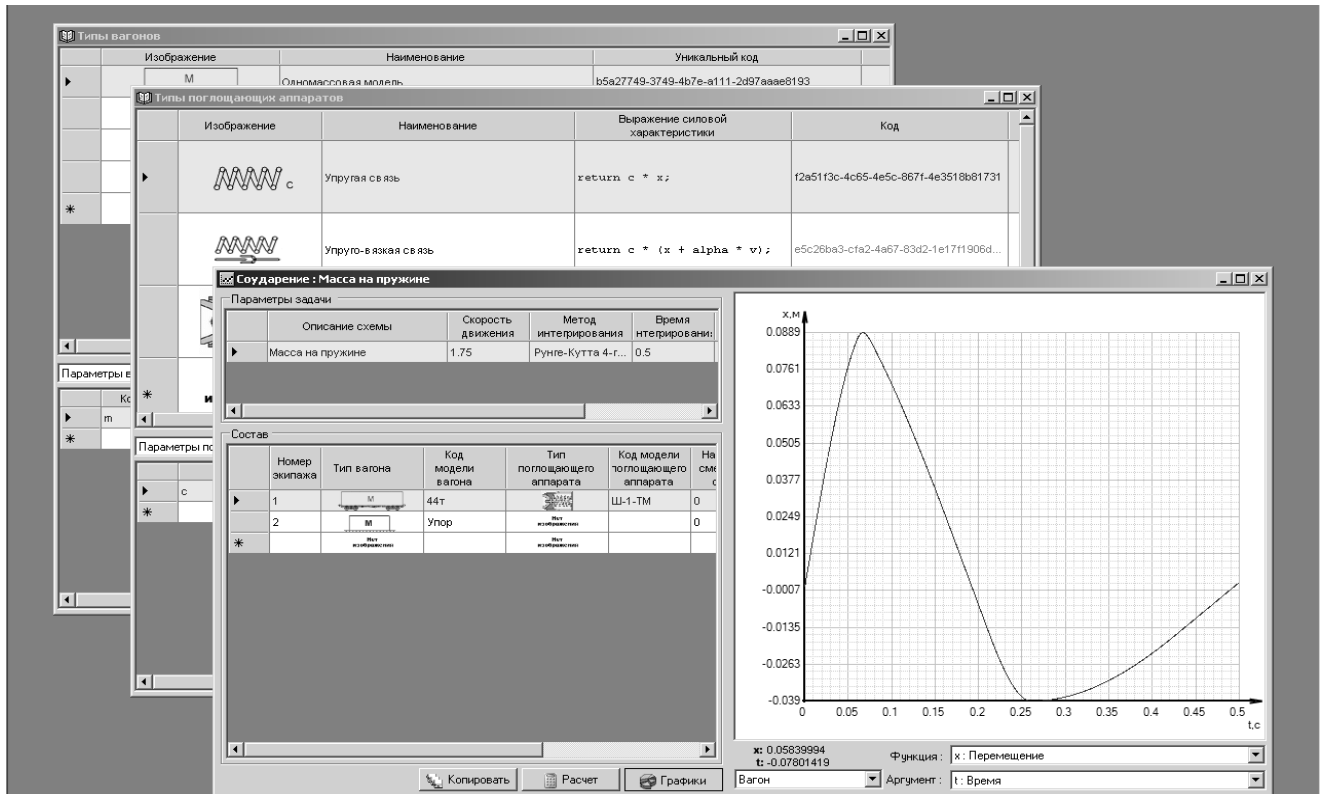


Рисунок 1 – Главное окно приложения

В качестве основного для просмотра и редактирования содержимого базы данных выступает элемент управления «Таблица», пример которого приведен на рисунке 2. При помощи таблиц пользователь может как выбирать, так и создавать произвольные модели транспортных экипажей и связей.

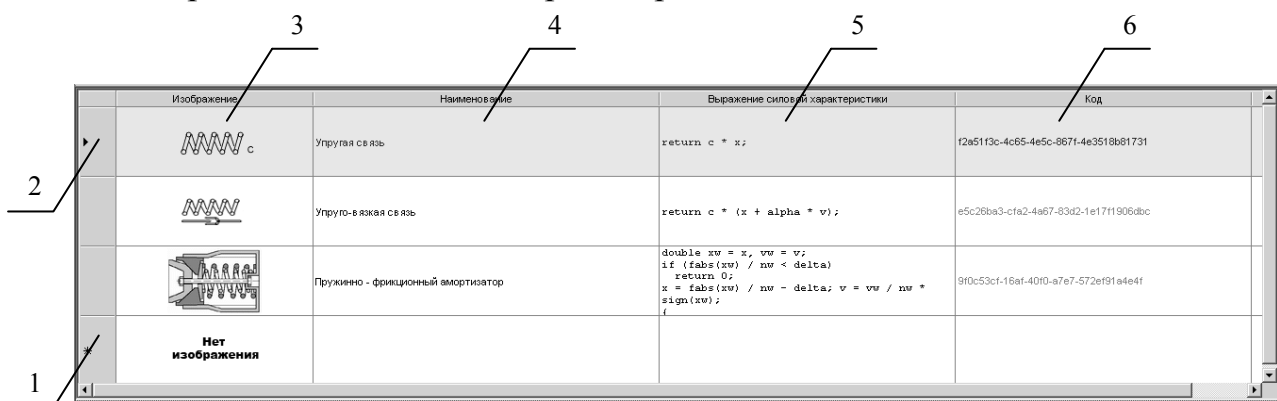


Рисунок 2 – Элемент управления «Таблица»

На рисунке 2 цифрами обозначены: 1-строка для ввода новой записи в таблицу; 2-текущая запись; 3-поле для редактирования изображений; 4-поле для редактирования текстовых и числовых данных; 5-поле для редактирования кода на языке программирования C; 6-поле, предназначенное только для просмотра, значения в этом поле проставляются автоматически.

### Заключение

Разработанный программный комплекс может быть использован для расчетов динамических процессов, определения критериев эффективности и сравнительной оценки различных конструкций транспортных экипажей.

### Литература

- 1 Моделирование динамики рельсовых экипажей / Мямлин С.В. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002г. – 240 с.
- 2 Бахвалов Н.С. и др. Численные методы: учеб. пособие для вузов / Бахвалов Н.С., Жидков Н.В., Кобельков Г.М.- 3-е изд., доп. и перераб. - М.: Бином. лаб. знаний, 2004.- 636 с.