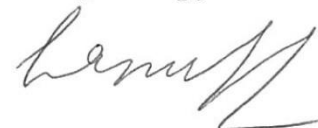


На правах рукописи



Ляпин Дмитрий Геннадьевич

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ИНЕРЦИОННОГО ГЕНЕРАТОРА КОЛЕБАНИЙ ДВИЖУЩЕГО
МОМЕНТА РАБОЧЕГО ОРГАНА КОМПАКТНОГО
РОТОРНОГО ЭКСКАВАТОРА**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук**

Москва 2017

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (НИТУ «МИСиС»).

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Кузиев Дильшад Алишерович.

Официальные оппоненты: **Ушаков Леонид Семенович,**
доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО
«Орловский государственный университет имени
И.С. Тургенева», профессор кафедры подъемно-
транспортных, строительных и дорожных машин,

Поляков Алексей Вячеславович,
кандидат технических наук, эксперт ООО
«Экспертиза Промышленной Безопасности».

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный
технический университет им. Т.Ф. Горбачева»
(КузГТУ им. Т.Ф. Горбачева).

Защита состоится «**12**» **апреля 2018 г. в 12 часов** на заседании
диссертационного совета Д212.132.15 при НИТУ «МИСиС».

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке
НИТУ «МИСиС» и на сайте http://misis.ru/files/8799/Lyapin_dis.pdf.

Автореферат разослан «__» _____ 2018 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета
канд. техн. наук, профессор



ШЕШКО
Евгения Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время 66% угольных ресурсов сосредоточено в Западной и Восточной Сибири, 28% – в Дальневосточном регионе и около 6% – в европейской части и на Урале. Согласно принятой в 2014 году Долгосрочной программе развития угольной промышленности России на период до 2030 г. добыча угля при благоприятной конъюнктуре рынка составит до 480 млн тонн, при этом около 70% придется на открытый способ добычи. Наибольшее развитие должны получить Канско-Ачинский, Кузнецкий, Иркутский и Южно-Якутский бассейны. Одной из важнейших задач, решение которой будет способствовать увеличению добычи угля до запланированных программой объемов, является, в частности, совершенствование существующего и разработка нового экскавационного оборудования непрерывного действия.

В ближайшей перспективе добыча угля будет осуществляться за счет высокопроизводительного оборудования непрерывного действия как с традиционными линейными размерами рабочего оборудования, так и с уменьшенными их линейными размерами (с удельным усилием копания до $K_F = 2,5 \text{ МПа (25 кг/см}^2\text{))}$.

Известно, что применение экскаватора с рабочим органом (РО) центробежной разгрузки породы по сравнению с экскаватором, имеющим гравитационную разгрузку РО, при равной производительности позволяет: уменьшить в 2 раза диаметр РО; снизить до 40% усилие копания при меньшем в 3,5 раза крутящем моменте и, соответственно, массу экскаватора в целом; за счет расположения РО вдоль продольной оси стрелы экскаватора снизить на нее крутильную нагрузку, уменьшить боковой угол подхода колеса к забою и сформировать устойчивый угол откоса уступа; получать более однородный гранулометрический состав (без крупных кусков), что особенно ценно при добыче энергетических углей.

Несмотря на достоинства компактного роторного экскаватора с РО центробежной разгрузки исследователи отмечают, что он имеет следующие недостатки: значительное пылеобразование при экскавации сухой породы, например угля, и повышенный расход энергии (до 15%) за счет преодоления сил трения.

В связи с чем разработка комплекса мероприятий для обоснования рациональных параметров инерционного генератора высокочастотных колебаний рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора,

позволяющих максимально возможно снизить момент сопротивления трению и эффективно эксплуатировать карьерный компактный роторный экскаватор в различных горно-геологических условиях, является **актуальной научной задачей**.

Степень научной разработанности темы исследования. Вопросы рационального проектирования трансмиссий приводов машин при заданных характеристиках породы (угля) и влияния вибрационных сил на эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения нашли достаточно широкое отражение в научных трудах действительных членов АН СССР Челомея В.Н., Артоболевского И.И., действительного члена РАН Блехмана И.И., докторов технических наук Крагельского И.В., Молясина С.А., Ушакова Л.С., Протасова Ю.И., Белякова Ю.И., Грабского А.А., кандидатов технических наук Григорьева А.С., Кузиева Д.А., Губенко А.А., Клементьевой И.Н. и многих других. В результате выполненных ими исследований были предложены различные пути повышения производительности, в том числе горных, машин за счет снижения динамических нагрузок (включая снижение сил трения). Однако в настоящее время в технической литературе практически не нашли отражения вопросы, связанные с установлением влияния на уровень производительности горных машин динамических параметров, к которым относятся и виброреологические параметры взаимодействия РО в зоне его фрикционного контакта с породой. Отсутствует математическое описание механизма упругих контактных высокочастотных периодических (вибрационных) колебаний РО при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами.

В связи с этим особую актуальность приобретают исследования, направленные на обоснование и выбор рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента РО компактного роторного экскаватора.

Целью работы является установление зависимостей формирования рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора, уменьшающих трение в зоне его фрикционного контакта с угольным массивом.

Основная идея работы заключается в снижении момента трения РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора об угольный массив

за счет оснащения трансмиссии его привода инерционным генератором высокочастотных гармонических колебаний с рациональными параметрами.

Задачи исследования:

- **анализ** современного состояния и перспектив развития конструкций компактных роторных экскаваторов;
- **анализ и установление** критериев технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов;
- **установление** закономерностей формирования сил сопротивления при экскавации породной ленты рабочим органом компактного роторного экскаватора;
- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах рабочих органов горных машин;
- **разработка** модели исследования упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего органа при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами;
- **установление** влияния параметров инерционного генератора колебаний движущего момента на величину относительного эффективного коэффициента трения скольжения рабочего органа в плоскостях его контакта с породной лентой;
- **разработка многопараметрических моделей** эффективности работы компактного роторного экскаватора с инерционным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО;
- **разработка** комплекса мероприятий, позволяющих эффективно эксплуатировать карьерный компактный роторный экскаватор с генератором импульсов вынужденных колебаний движущего момента в приводе его рабочего органа при различных горно-геологических условиях.

Научная новизна работы заключается в установлении полученных впервые следующих аналитических зависимостей:

- величины относительного эффективного коэффициента трения скольжения от частоты вынужденных вибрационных колебаний массы рабочего оборудования экскаватора в трех ортогональных плоскостях движения рабочего органа в диапазоне отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру от нуля до 0,75;
- окружного и бокового усилий на рабочем органе при действии на него

движущих периодических высокочастотных (вибрационных) колебаний от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа и от центрального угла ширины породной ленты при заданных: – эффективном коэффициенте внешнего сухого трения скольжения; – коэффициентах сопротивления породы копанию и динамичности нагрузки привода вращения рабочего органа; – КПД приводов вращения и подачи РО; – отношении боковой к касательной составляющей скоростей вращения и подачи РО и их кинематических углов;

– массы одного дебаланса инерционного генератора в зависимости от отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру РО для различных значений удельного усилия сопротивления породы копанию.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

– **принципиальной схемы** инерционного генератора высокочастотных гармонических колебаний РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора;

– **инженерной методики и программного обеспечения для расчета и выбора рациональных статических и динамических параметров** трансмиссии инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора.

Методы исследования. При решении поставленных задач в работе был использован комплексный метод, включающий анализ теоретических и экспериментальных исследований в области параметров трансмиссий приводов рабочих органов горных машин при их взаимодействии с горной породой. Основные результаты исследования были получены путем математического моделирования с использованием пакета прикладных программ Math Cad.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- трехмерная многопараметрическая математическая модель относительного эффективного коэффициента трения скольжения в функции частоты вынужденных колебаний движущего момента в плоскости вращения рабочего органа и отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру, отличающаяся учетом: – физико-механических свойств угля; – конструктивных и инерционных параметров рабочего оборудования роторного экскаватора и отношением боковой к касательной составляющей скоростей вращения рабочего органа;

- трехмерная многопараметрическая математическая модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего оборудования

компактного роторного экскаватора при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами, позволяющая количественно установить влияние отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа (при различных значениях отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления его вращения) на частоту вынужденных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора в каждой из трех плоскостей его взаимодействия с забоем, отличающаяся учетом конструктивных и инерциальных параметров рабочего органа и верхнего строения экскаватора;

- минимальное значение относительного эффективного коэффициента трения скольжения (момента сопротивления трению) в зоне фрикционного контакта рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора с горной породой достигается применением в его приводе вращения генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента с рациональными кинематическими и инерционными параметрами;

- многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при отработке им угольного уступа вертикальными стружками, отличающаяся учетом влияния на уровень его удельной технической производительности в плотном теле затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения и поворота верхнего строения экскаватора.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждаются корректностью постановки задач исследований, достаточным объемом **аналитических исследований**, базирующихся на апробированных положениях математической статистики, теории упругости, теоретической механики и применением современных методов математического моделирования; относительная ошибка результатов математического моделирования в пакете прикладных программ Math Cad составляет менее одного процента.

Соответствие паспорту специальности. Работа посвящена обоснованию рациональных параметров инерционного генератора колебаний рабочего органа компактного роторного экскаватора и соответствует п.1 «Изучение закономерностей внешних и внутренних рабочих процессов в горных машинах, комплексах и агрегатах с учетом внешней среды» и п.4 «Обоснование и выбор конструктивных и схемных решений машин и оборудования во взаимосвязи с

горнотехническими условиями, эргономическими и экологическими требованиями» паспорта научной специальности 05.05.06 – Горные машины.

Реализация выводов и рекомендаций работы. В плановых научно-технических разработках конструкторского бюро ООО «МОГОРМАШ» в 2018 – 2019 гг. на контрактной основе с ТОО «Богатырь Комир» (Республика Казахстан) будут использованы следующие результаты работы:

- **технические требования** на создание инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ;
- **инженерная методика расчета и выбор рациональных статических и динамических параметров** трансмиссии инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ;
- **программное обеспечение** для моделирования параметров генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора в режиме номинального нагружения.

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены: на XVI и XVII Международной экологической научной конференции в 2012 и 2013гг. (г. Москва, МГГУ); на IX и X Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 и 2013 гг., (г. Москва, ИПКОН РАН); на Международной научно-практической конференции «Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития в 2013г. (г. Тамбов); на Международном форуме-конкурсе молодых ученых «Проблемы недропользования» в 2013г. (г. Санкт-Петербург, НМСУ «Горный»); на конкурсе молодых ученых и инноваторов INNOSTAR в 2013г. (г. Москва, Департамент науки, промышленной политики и предпринимательства г. Москвы); на XXI Международном научном симпозиуме «Неделя Горняка» в 2013г. (г. Москва, МГГУ), на XXII – XXV в 2014, 2015, 2016, 2017 годах (г. Москва, НИТУ МИСиС); на научных семинарах кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» НИТУ МИСиС.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 работ, 3 из них опубликованы в изданиях, входящих в перечень рецензируемых журналов, утвержденных ВАК Минобрнауки России.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, приложения, списка использованных источников информации из 75 наименований, включает 37 рисунков и 9 таблиц.

Автор сохранит светлую память и глубокую признательность доктору технических наук, профессору Р.Ю. Подэрни за методическую помощь при подготовке диссертации.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность и степень научной разработанности темы исследования, сформулированы цель, основная идея работы, задачи исследования, основные научные положения и новизна, а также практическое значение работы.

В первой главе выполнен анализ опыта эксплуатации роторных экскаваторов и анализ работы ведущих предприятий по открытой добыче угля, который показал, что в ближайшее время наиболее емкими потребителями техники непрерывного действия в Российской Федерации будут являться разрезы Кузнецкого, Печорского, Минусинского, Иркутского и Южно-Якутского угольных бассейнов.

Выполненный статистический анализ технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов (с учетом требований долгосрочной программы, принятой Правительством РФ, в которой планируется резкое увеличение добычи угля за счет создания машин непрерывного действия с удельным сопротивлением копания более $K_F = 2 \div 2,5$ МПа ($20 \div 25$ кг/см²)) позволил установить, что одной из важнейших задач является создание карьерного компактного оборудования непрерывного действия нового технического уровня с центробежным ротором, не уступающего зарубежным аналогам, поскольку оно является наименее материалоемкой машиной (удельная материалоемкость 0,442 т/м³/час) с самой высокой энерговооруженностью (2,393 кВт/т) и с самой низкой теоретической энергоемкостью (1,275 кВт час /м³). Рабочий орган с центробежной разгрузкой карьерного роторного экскаватора – оригинальное техническое решение, созданное в ПАО «Донецкгормаш», не имеет аналогов за рубежом. Экскаваторы с центробежными рабочими органами превосходят другие отечественные и зарубежные образцы по показателю удельной металлоемкости, гарантированно

обеспечивают гранулометрический состав добываемого угля.

Однако выполненный в работе анализ современного состояния эксплуатации и перспектив развития конструкций компактного роторного экскаватора с РО центробежной разгрузки показал, что, несмотря на его достоинства, также он имеет и недостатки: значительное пылеобразование при экскавации сухой породы (например, угля); повышенный расход энергии за счет преодоления трения волочения породы по забою.

В работах отечественных организаций, предприятий, ученых и конструкторов сформулированы общие теоретические и методологические проблемы, которые предопределяют задачи ближайших исследований для целенаправленного обоснования и выбора динамических параметров трансмиссии привода рабочего органа с центробежной разгрузкой компактного роторного экскаватора.

На основе выполненного анализа сформулированы цель, идея и задачи исследований, свидетельствующие об их актуальности.

Вторая глава посвящена установлению закономерностей взаимодействия центробежного РО в зоне его фрикционного контакта с породной лентой и разработке модели упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего органа при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами.

В диссертации для установления кинематических особенностей рабочего процесса компактного роторного экскаватора с РО центробежной разгрузки нами допускается, что скорости и силы реакции слоя породной ленты приложены к геометрическому центру вертикального сечения стружки с угловой координатой β_K , определяемой по зависимости $\beta_K = \frac{2}{3} \arccos(1 - 2h/D)$, рад (1). Установлено, что при экскавации породы в номинальном диапазоне высоты ленты $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ кинематические углы $\xi = \arctg(\psi_6 \sin \beta_K)$, рад, (2) и $\xi_1 = \arctg\left(-\frac{\cos \beta_K}{\psi_6}\right)$, рад, (3) нелинейно возрастают с увеличением отношения высоты ленты к диаметру рабочего органа экскаватора. Причем темп возрастания первого кинематического угла (ξ) убывает, а второго кинематического угла (ξ_1) возрастает с увеличением отношения (h/D) обратно пропорционально отношению боковой к касательной составляющей скоростей вращения РО, характеризующим уровень установленной мощности привода поворота верхнего строения экскаватора (ψ_6).

При условии, что рабочий процесс экскавации породной ленты компактным роторным экскаватором осуществляется постоянным радиусом черпания вертикальными стружками с учетом результатов, полученных академиком РАН Блехманым И.И. и д.т.н. Малосяном С.А., установлено, что при действии на РО движущей периодической силы мгновенные скорости их изменения представляются эквидистантными периодическими функциями времени (под эквидистантностью понимается характер их траекторий, при котором эти функции в каждый момент времени (t) равноотстоят друг от друга) и что в процессе экскавации породной ленты на РО действуют силы реакции забоя P_{YZ} , P_{XZ} , P_{XY} , каждая из которых может быть представлена двумя соответствующими плоскостям их действия ортогональными составляющими. В диссертационной работе **аналитически установлены** зависимости относительных эффективных коэффициентов внешнего сухого трения скольжения для трех плоскостей действия сил и скоростей, приложенных в точке K (рис. 1) в функции отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО (угловой координаты β_K) для различных значений отношения боковой к касательной составляющей скоростей вращения РО (ψ_6) и λ_i – коэффициента частотной симуляции (модуляции) движущей периодической вибрационной силы: $\frac{f_{\Delta YOZ}}{f} = (1 + \lambda_{YOZ}^2 t g^2 \beta_K)^{-0,5}$; (4)

$$\frac{f_{\Delta XOZ}}{f} = \left(1 + \lambda_{XOZ}^2 \frac{\sin^2 \beta_K}{\psi_6^2}\right)^{-0,5}; \quad (5) \quad \frac{f_{\Delta XOY}}{f} = \left(1 + \frac{\lambda_{XOY}^2 \psi_6^2}{\cos^2 \beta_K \cos^2 \xi_1}\right)^{-0,5}. \quad (6)$$

Установлено, что при отсутствии движущих периодических высокочастотных сил, действующих на рабочий орган ($\lambda_i(v_r = 0) = 1$): с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа (h/D) относительные эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения ($f_{\Delta i}/f$) в плоскостях вращения YOZ и подачи XOY рабочего органа нелинейно возрастают, а в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания XOZ нелинейно убывают; при экскавации в номинальном диапазоне высоты породной ленты $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ относительные эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения ($f_{\Delta i}/f$) в плоскости вращения рабочего органа YOZ не зависят от отношения боковой к касательной составляющей скоростей вращения рабочего органа (ψ_6), в то время как в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания XOZ прямо пропорциональны отношению (ψ_6), а в плоскости подачи рабочего органа XOY обратно пропорциональны этому отношению (ψ_6) (см. рис. 1).

Также в этой главе работы были получены аналитические зависимости

окружного P_K и бокового P_B усилий на рабочем органе при действии на него движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа h/D и от центрального угла ширины породной ленты φ_1 при следующих заданных параметрах: эффективном коэффициенте внешнего сухого трения скольжения f_3 ; коэффициентах K_F , $k_{дв}$ сопротивления породы копанию и динамичности нагрузки привода вращения рабочего органа; КПД приводов вращения и подачи РО η_B , η_Π ; отношении боковой к касательной составляющей скоростей ψ_6 и их кинематических углов ξ , ξ_1

$$P_{K\Sigma}(\lambda_{YOZ}(v_r^*)) = K_F \frac{2\pi k_{дв}(1+k_h)}{zh\omega_B \frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1} [\lambda_{YOZ}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_\Gamma) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))]} Q, \text{ Н}, \quad (7)$$

$$P_{B\Sigma} = K_F \frac{2\pi}{zh\omega_B \frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1} \eta_\Pi} \left[k_{дп} tg\xi + \frac{k_{дв}(1+k_h)\theta_\Pi(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{YOZ}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_\Gamma) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right] Q, \text{ Н}, \quad (8)$$

где Q – техническая производительность роторного экскаватора, $\text{м}^3/\text{с}$; $k_{дп}$ – коэффициент динамичности нагрузки привода подачи РО; k_h – коэффициент, учитывающий долю сил, необходимых для подъема породы до зоны разгрузки, от усилия сопротивления породы разрушению; η_Γ – КПД трансмиссии центробежного генератора гармонических колебаний; ω_B – угловая скорость вращения РО, $\text{рад}/\text{с}$; z – число ковшей РО, ед.; f – коэффициент внешнего сухого трения скольжения (коэффициент Амонтона – Кулона); v_r^* – частота движущих периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора, Гц.

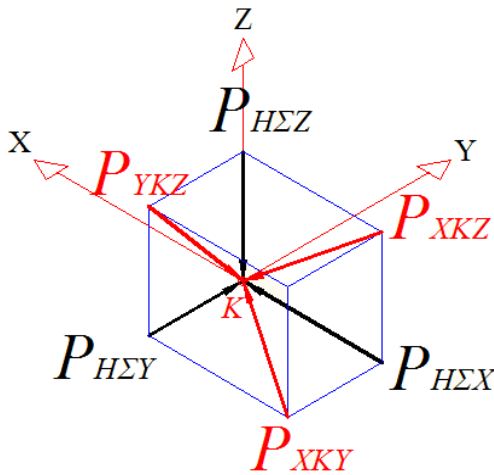
Здесь $\theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi)$, $\theta_\Pi(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)$ – безразмерные функционалы, равные отношению силы трения к суммарному окружному усилию на РО в i -той плоскости, которые соответственно равны

$$\theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi) = f \left[\frac{tg^2\xi \cos^2\xi}{(tg^2\xi + \lambda_{XOZ}^2 \sin^2\beta_K)^{0,5}} - \frac{\cos\beta_K}{(1 + \lambda_{YOZ}^2 tg^2\beta_K)^{0,5}} \right], \quad (9)$$

$$\theta_\Pi(\lambda_i, \beta_K, \xi_1) = f \left(\frac{tg^2\xi \sin 2\xi}{2(tg^2\xi + \lambda_{XOZ}^2 \sin^2\beta_K)^{0,5}} - \frac{\cos^2\beta_K \cos^3\xi_1}{(\lambda_{XOY}^2 tg^2\xi + \cos^2\beta_K \cos^2\xi_1)^{0,5}} \right). \quad (10)$$

Поскольку в настоящее время отсутствует аналитическое описание механизма упругих контактных периодических вибрационных колебаний РО при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами, **разработана трехмерная многопараметрическая математическая модель** упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего органа при его взаимодействии с горной породой (рис. 1) с заданными физико-механическими свойствами, базирующаяся на гипотезе нормальных колебаний и

позволяющая установить влияние отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО (при различных значениях отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления его движению) на частоту вынужденных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора в каждой из трех плоскостей его взаимодействия с забоем при заданных: конструктивных параметрах (радиусе черпания ($R_{\text{ч}}$) и диаметре РО (D)); инерциальных параметрах (радиусах инерций РО ($r_{\text{б}}$) и верхнего строения экскаватора ($r_{\text{п}}$), абсолютном динамическом моменте инерции РО ($I_{\text{р}}$) и верхнего строения экскаватора ($I_{\text{п}}$)).



Модули результирующих нормальных сил в каждой i -той плоскости их действия

$$P_{YKZ} = P_K \sqrt{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}, \text{ Н, (11)}$$

$$P_{XKZ} = P_K \sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}, \text{ Н, (12)}$$

$$P_{XKY} = P_K \sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}, \text{ Н. (13)}$$

Рисунок 1 - Трехмерная многопараметрическая математическая модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний РО компактного роторного экскаватора при его взаимодействии с горной породой

В выражениях (11), (12) и (13) ζ_X , ζ_Y и ζ_Z представлены как безразмерные функционалы, характеризующие угловые координаты точки K в каждой i -той плоскости действия результирующих нормальных сил:

$$\zeta_X^2 = \cos^2 \beta_K (\cos^2 \xi_1 - \cos 2\beta_K)^2 \quad (14); \quad \zeta_Y^2 = (\psi_6 \cos^2 \xi + 0,5 \cos \beta_K \sin 2\xi_1)^2 \quad (15);$$

$$\zeta_Z^2 = (\cos \beta_K \sin 2\beta_K + 0,5 \psi_6 \sin 2\xi)^2 \quad (16).$$

Исходя из того, что частота вынужденных колебаний задается генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента только в одной плоскости ($\nu_{YKZ} = \nu_{\Gamma}$), **трехмерная многопараметрическая математическая модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ при его взаимодействии с горной породой** с учетом того, что $\sigma \equiv K_F$, преобразуется в три уравнения нижеследующего вида:

$$\nu_{YKZ} = \nu_{\Gamma} \quad (17); \quad \nu_{XKZ} = \nu_{\Gamma} \frac{r_{\text{п}}}{r_{\text{б}} + r_{\text{п}}} \sqrt{\pi \frac{I_{\text{р}} + I_{\text{п}}}{I_{\text{п}}} \frac{D + 2R_{\text{ч}}}{R_{\text{ч}}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}}}, \text{ Гц} \quad (18); \quad \nu_{XKY} = \nu_{\Gamma} \frac{r_{\text{п}}}{\sqrt{2}r_{\text{б}}} \sqrt{\frac{I_{\text{р}} D}{I_{\text{п}} R_{\text{ч}}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}}}, \text{ Гц} \quad (19).$$

Используя уравнения (17), (18) и (19) частот колебания масс рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ по разработанному алгоритму в пакете

прикладных программ Math Cad установлено, что в диапазоне отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ имеют место вынужденные вибрационные колебания массы рабочего оборудования экскаватора в плоскостях вращения (YKZ) и подачи (XKY) РО с высокой частотой от ν_r до $2,233\nu_r$ Гц, а также в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора (XKZ), с низкой частотой от $0,13\nu_r$ до $0,256\nu_r$ Гц.

Что касается коэффициента частотной симуляции (модуляции) движущихся периодических вибрационных сил λ_i , то он может быть выражен как

$$\lambda_i = \sqrt{1 + \frac{2\pi\nu_i}{2\pi\nu_i + z\omega_B}}. \quad (20)$$

Тогда выражение (20) с учетом результатов (17), (18) и (19) преобразуется в нижеследующие три зависимости:

$$\lambda_{YKZ} = \sqrt{1 + \frac{2\pi c_{YKZ}\nu_r}{2\pi c_{YKZ}\nu_r + z\omega_B}}; \quad (21)$$

$$\lambda_{XKZ} = \sqrt{1 + \frac{2\pi c_{XKZ}\nu_r}{2\pi c_{XKZ}\nu_r + z\omega_B}}; \quad (22) \quad \lambda_{XKY} = \sqrt{1 + \frac{2\pi c_{XKY}\nu_r}{2\pi c_{XKY}\nu_r + z\omega_B}}, \quad (23)$$

где c_{YKZ} , c_{XKZ} и c_{XKY} – безразмерные коэффициенты: $c_{YKZ} = 1,0$; (24)

$$c_{XKZ} = \frac{1}{(h/D)_{max} - (h/D)_{min}} \frac{r_{\Pi}}{r_B + r_{\Pi}} \sqrt{\pi \frac{I_p + I_{\Pi}}{I_{\Pi}} \frac{D + 2R_q}{R_q} \int_{(h/D)_{min}}^{(h/D)_{max}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}} d(h/D)}; \quad (25)$$

$$c_{XKY} = \frac{1}{(h/D)_{max} - (h/D)_{min}} \frac{r_{\Pi}}{\sqrt{2}r_B} \sqrt{\frac{I_p D}{I_{\Pi} R_q} \int_{(h/D)_{min}}^{(h/D)_{max}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}} d(h/D)}. \quad (26)$$

Моделированием зависимостей (21), (22) и (23) установлено, что коэффициент частотной симуляции ($\lambda_i(\nu_r > 0) > 1$) нелинейно возрастает с увеличением частоты вынужденных высокочастотных (вибрационных) колебаний сил в каждой плоскости их действия на рабочее оборудование экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ, причем в плоскости XKZ он возрастает прямо пропорционален величине отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО, а в плоскости XKY – обратно пропорционален этому отношению.

В этой же главе впервые получены аналитические зависимости величины относительного эффективного коэффициента трения скольжения $f_{\text{эи}}/f$ от частоты вынужденных вибрационных колебаний ($\lambda_i(\nu_r > 0) > 1$) массы РО в трех ортогональных плоскостях движения рабочего оборудования экскаватора для диапазона отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО от нуля до $h/D = 0,75$ и разработан алгоритм вычисления относительного эффективного

коэффициента трения скольжения для каждой i -той плоскости фрикционного контакта РО с породной лентой (рис. 2).

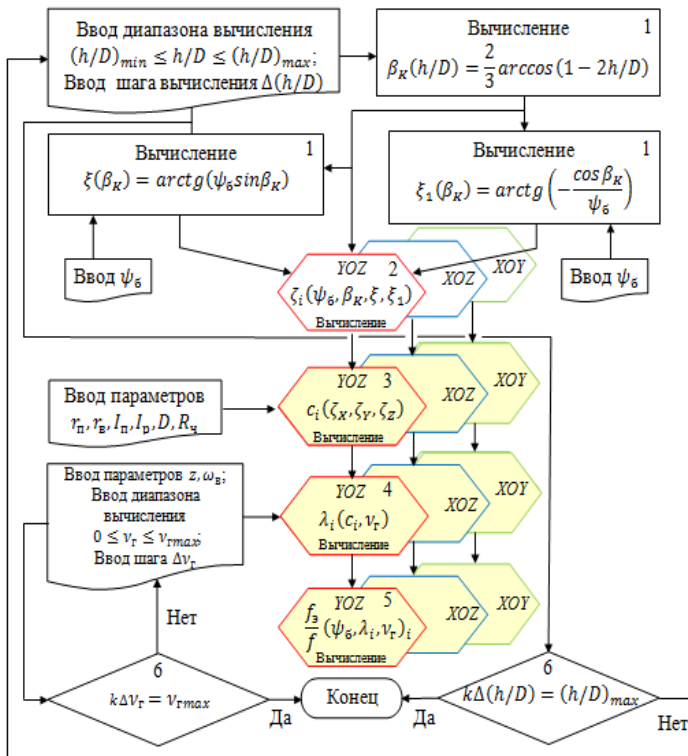


Рисунок 2 - Алгоритм вычисления относительного эффективного коэффициента трения скольжения для каждой i -той плоскости фрикционного контакта РО с породной лентой

Моделированием зависимостей (4), (5) и (6) относительного эффективного коэффициента трения скольжения от частоты вынужденных вибрационных колебаний РО ($\lambda_i(v_2 > 0) > 1$) в i -той плоскости его движения в забое и от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ в пакете прикладных программ MathCad по разработанному

нами алгоритму установлено, что величина относительного эффективного коэффициента трения скольжения (рис. 3):

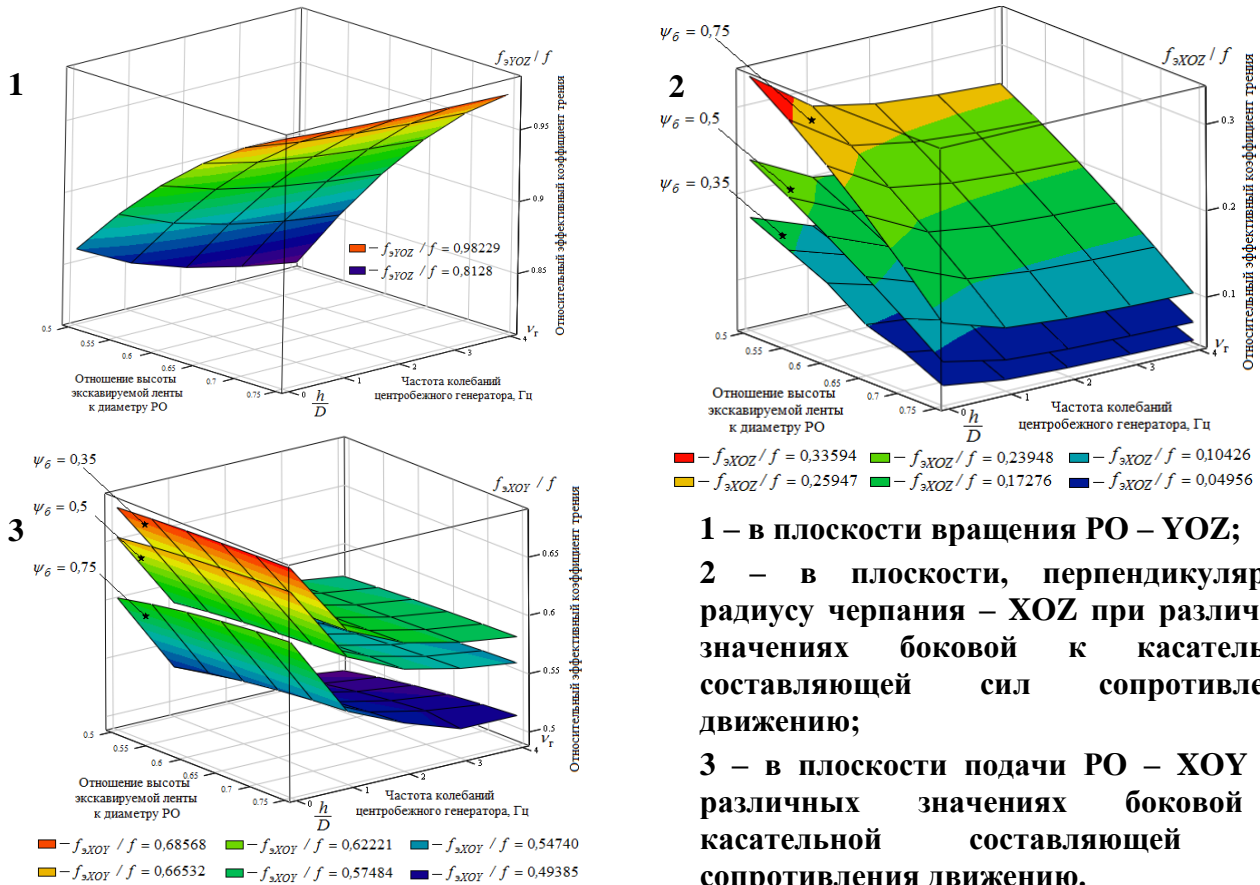


Рисунок 3 – Зависимость относительного эффективного коэффициента трения скольжения от частоты вынужденных вибрационных колебаний РО в i -той плоскости его движения в забое и от

отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ

– в плоскости YOZ вращения рабочего органа с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру нелинейно возрастает, а с увеличением частоты вынужденных вибрационных колебаний РО (ν_r) экскаватора нелинейно убывает и не зависит от отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению (ψ_6);

– в плоскости XOZ нелинейно убывает как с увеличением частоты вынужденных вибрационных колебаний рабочего оборудования экскаватора, так и с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа, причем темп убывания прямо пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению (ψ_6);

– в плоскости XOY подачи рабочего органа нелинейно убывает как с увеличением частоты вынужденных вибрационных колебаний рабочего оборудования экскаватора, так и с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа, причем темп убывания обратно пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению (ψ_6).

Третья глава посвящена исследованию влияния параметров инерционного генератора колебаний движущего момента на величину относительного эффективного коэффициента трения скольжения рабочего органа в плоскостях его контакта с породной лентой, а также эффективности работы компактного роторного экскаватора с инерционным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО.

Сохраняя концепцию электромеханического привода вращения РО экскаватора, для снижения момента трения РО о породный массив (уменьшения коэффициента эффективного трения) предложена принципиальная схема центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента (рис. 4).

Генератор приводится в работу от основного электродвигателя привода и располагается непосредственно в РО. При запуске привода вращения РО нормально замкнутый тормоз (7) растормаживается и коронное колесо (6) вращается со скоростью РО до полного запуска привода в работу. При этом дебалансы (4) под действием сил инерции ($P_{ин}$) занимают положение I. После окончания запуска электромагниты (8) обесточиваются. Коронное колесо (6) останавливается и валы (3) вращают дебалансы (4) посредством шестерен (5), входящих в постоянное зацепление с заторможенным коронным колесом (6) с

заданной угловой скоростью $\omega_d = i_d \omega_v$, рад/с (27), где i_d – передаточное отноше-

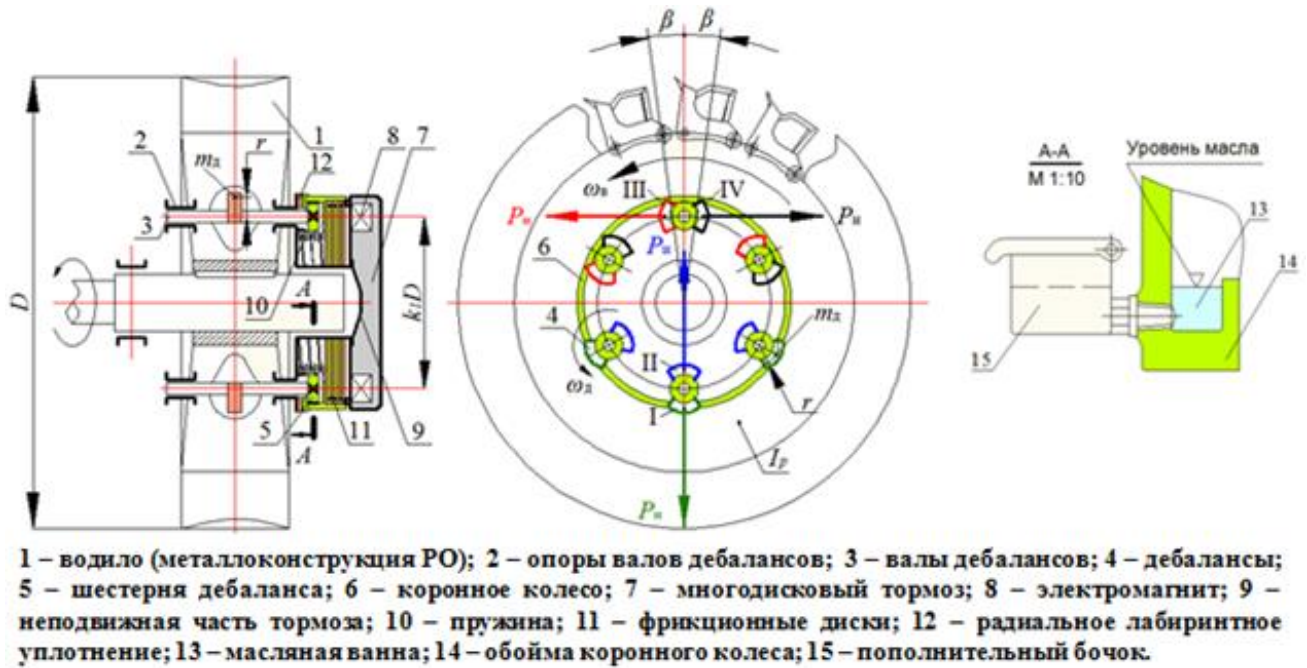


Рисунок 4 – Инерционный генератор гармонических одночастотных колебаний движущего момента

ние зубчатой пары «шестерня – коронное колесо».

Что касается его величины, то оно определяется максимально допустимой скоростью в зацеплении (равной $[V]_3 \leq 1,0$ м/с) из неравенства $i_d \leq 10^3 2[V]_3 / m_z z_{ш} \omega_v$ (28), где m_z – модуль в зацеплении, мм. При этом металлоконструкция ротора РО с ковшами (1) под действием сил инерции $P_{и\Sigma}(t) = nP_{и} = nm_d r \omega_d^2 \sin \omega_d t$, Н (29) (где n – число дебалансов, ед.; m_d – масса дебаланса, кг; r – эксцентриситет массы дебаланса относительно оси его вращения, м) начинает совершать гармонические высокочастотные колебания с частотой

$$\nu_r = \omega_d / 2\pi \leq 2,946 \div 3,739, \text{ Гц.} \quad (30)$$

Установлено, что вынужденные вибрационные колебания движущих сил, вызываемые инерционным генератором, расположенным в плоскости вращения РО, приводят к дополнительным нормальным деформациям в каждой плоскости их действия с соответствующими частотами. Используя гипотезу колебаний мгновенных значений нормальных сил в точке K , определяя суммарную величину нормальной деформации в этой точке и допуская синусоидальный характер изменения движущего момента, было получено дифференциальное уравнение движения массы дебалансов относительно оси вращения РО в зависимости от угла его колебания β за один оборот дебалансов

$$I_p \frac{d\beta^2}{dt^2} = 0,5 n m_d r k_1 D i_d^2 \omega_v^2 \sin i_d \omega_v t. \quad (31)$$

Результат интегрирования этого уравнения с учетом: контактной деформации экскавируемой породы; линейных, кинематических параметров РО и экскаватора

имеет вид:

$$\Delta\beta = \frac{2\sigma}{E} \frac{(1-2\mu) \left(0,25 + \frac{4R_q^2}{(D+2R_q)^2} + \frac{R_q^2}{D^2} \right)^{0,5} (\lambda_{YOZ}(v_r^*=3,739)-1)}{(\cos^2\beta_K + \psi_6^2 \cos^2\xi + \cos^2\beta_K \cos^2\xi_1)^{0,5}}, \text{ рад.} \quad (32)$$

На основе этого результата с учетом инерциальности РО была установлена зависимость массы одного дебаланса генератора от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ:

$$m_d(\beta_K) = \frac{2I_p}{\pi n r k_1 D} \frac{K_F}{E} \frac{(1-2\mu) \left(0,25 + \frac{4R_q^2}{(D+2R_q)^2} + \frac{R_q^2}{D^2} \right)^{0,5} (\lambda_{YOZ}(v_r^*=3,739)-1)}{(\cos^2\beta_K + \psi_6^2 \cos^2\xi + \cos^2\beta_K \cos^2\xi_1)^{0,5}}, \text{ кг.} \quad (33)$$

На основе полученных аналитических зависимостей относительного эффективного коэффициента трения скольжения РО при экскавации породной ленты (4), (5) и (6) без использования инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента ($\lambda_{YOZ}(v_r^* = 0) = 1$), так и при его применении ($\lambda_{YOZ}(v_r^* = 3,739) = 1,2$) установлено, что: относительный эффективный коэффициент трения скольжения в плоскости вращения РО экскаватора YOZ нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО. **При этом использование в приводе вращения РО центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента позволяет снизить относительный эффективный коэффициент трения скольжения:**

– в плоскости вращения РО YOZ (рис. 5 а) на относительной высоте породной ленты, равной 0,5 с 0,860 до 0,814, а на номинальной относительной высоте 0,75 с 0,982 до 0,974;

– в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания XOZ (рис. 5 б) на относительной высоте породной ленты, равной 0,5: при $\psi_6 = 0,35$ с 0,566 до 0,463; при $\psi_6 = 0,5$ с 0,700 до 0,597; при $\psi_6 = 0,75$ с 0,827 до 0,744, на относительной высоте породной ленты, равной 0,75: при $\psi_6 = 0,35$ с 0,881 до 0,817; при $\psi_6 = 0,5$ с 0,936 до 0,894; при $\psi_6 = 0,75$ с 0,970 до 0,949;

– в плоскости подачи РО XOY (рис. 5 в) на относительной высоте породной ленты, равной 0,5: при $\psi_6 = 0,35$ с 0,679 до 0,654; при $\psi_6 = 0,5$ с 0,640 до 0,614; при $\psi_6 = 0,75$ с 0,602 до 0,561; равной 0,75: при $\psi_6 = 0,35$ с 0,685 до 0,665; при $\psi_6 = 0,5$ с 0,646 до 0,625; при $\psi_6 = 0,75$ с 0,622 до 0,581.

Эффективность работы компактного роторного экскаватора с РО центробежной разгрузки зависит от многих взаимосвязанных между собой факторов. Однако, известные методы расчета производительности роторного

экскаватора не учитывают мощности его приводов, задействованных в процессе выемки породной ленты, и прочность экскавируемой породы. Поэтому в работе

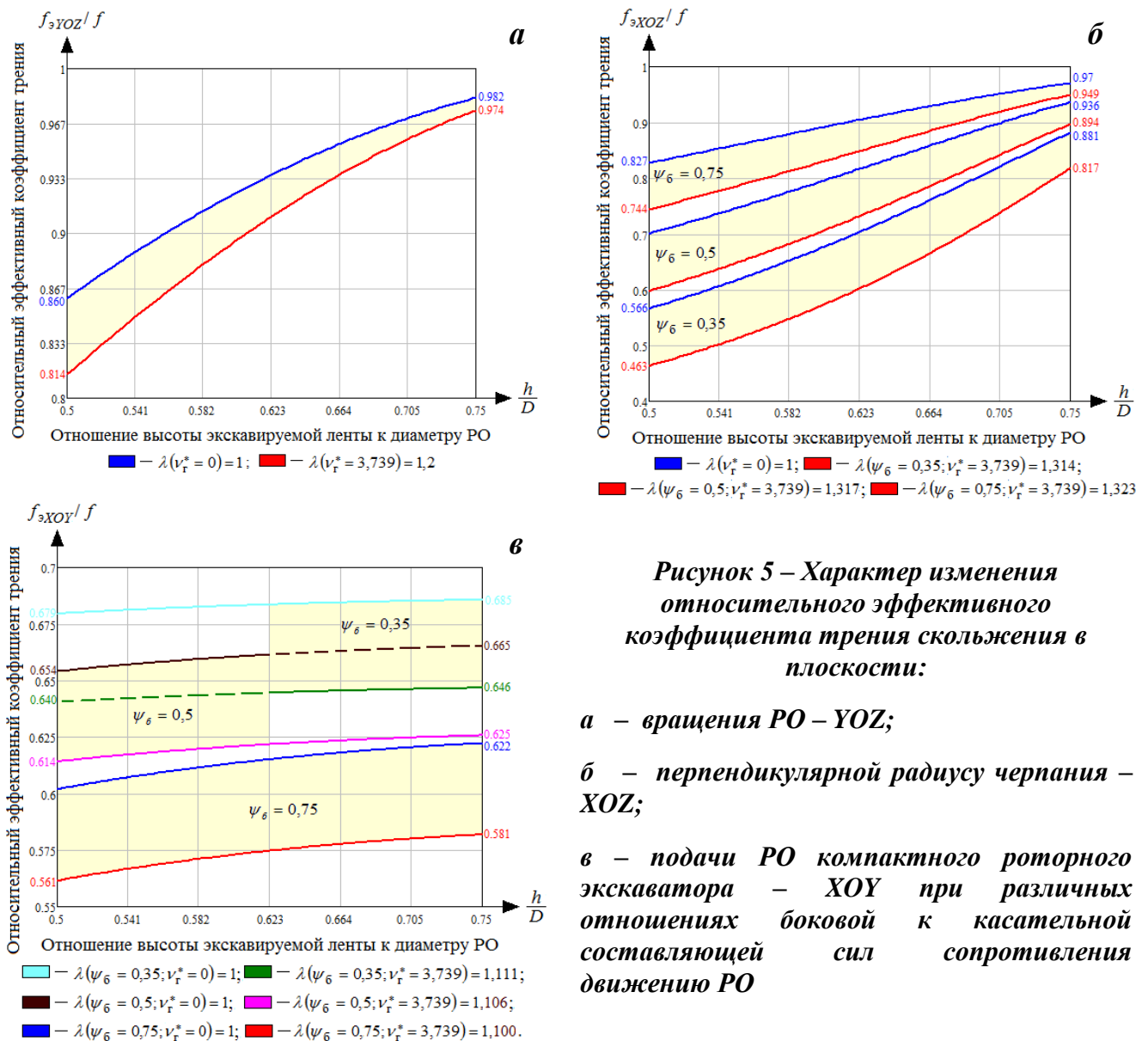


Рисунок 5 – Характер изменения относительного эффективного коэффициента трения скольжения в плоскости:

а – вращения РО – YOZ;

б – перпендикулярной радиуса черпания – XOZ;

в – подачи РО компактного роторного экскаватора – XOY при различных отношениях боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО

предложена **многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при отработке уступа** вертикальными стружками, которая представляет собой отношение технической производительности (Q) в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения (N_B) и поворота верхнего строения (N_{Π}) экскаватора: $\Pi = Q/(N_B + N_{\Pi})$, $\frac{м^3/с}{Вт}$ (34). Учет полученных ранее зависимостей в выражении (34) после соответствующих алгебраических преобразований позволяет привести **многопараметрическую модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора без генератора и при его использовании в приводе вращения РО к виду:**

$$P(v_{\Gamma}^* = 0) = \frac{z\pi^{-1}(1-\cos 1,5\beta_K)\frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1}}{K_F\frac{k_{дв}(1+k_h)}{\eta_B-\theta_B(\lambda_i=1,\beta_K,\xi)} + \frac{2tg\xi}{\eta_{\Pi}}\left[k_{дп}tg\xi + \frac{k_{дв}(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i=1,\beta_K,\xi_1)}{\eta_B-\theta_B(\lambda_i=1,\beta_K,\xi)}\right]}, \frac{м^3/с}{Вт}, \quad (35)$$

$$P(v_{\Gamma}^* = 3,739) = \frac{z\pi^{-1}(1-\cos 1,5\beta_K)\frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1}}{K_F\frac{k_{дв}(1+k_h)}{\lambda_{Y O Z}(v_{\Gamma}^*)+0,5(\eta_B+\eta_{\Gamma})-(1+\theta_B(\lambda_i,\beta_K,\xi))} + \frac{2tg\xi}{\eta_{\Pi}}\left[k_{дп}tg\xi + \frac{k_{дв}(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i,\beta_K,\xi_1)}{\lambda_{Y O Z}(v_{\Gamma}^*)+0,5(\eta_B+\eta_{\Gamma})-(1+\theta_B(\lambda_i,\beta_K,\xi))}\right]}, \frac{м^3/с}{Вт}. \quad (36)$$

Также в этой главе установлены зависимости:

– увеличения удельной производительности экскаватора (рис. 6) ЭРГВ-630 ОЦ (изготовитель ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ») с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО для различных значений удельного усилия сопротивления породы копанию $\Delta\P(\beta_K) = \left(\frac{P(v_{\Gamma}^*=3,739)}{P(v_{\Gamma}^*=0)} - 1\right) 100, \%$ (37) со средне интегральной величиной, равной

$$\widetilde{\Delta\P} = \frac{1}{\beta_{Kmax}-\beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \Delta\P(\beta_K) d\beta_K, \%; \quad (38)$$

– увеличения ресурса до предельного состояния вооружения РО экскаватора (рис. 7) ЭРГВ-630 ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией от отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру $\Delta T(\beta_K) = \left(\frac{\theta_B(\lambda_i=1,\beta_K,\xi) + \theta_{\Pi}(\lambda_i=1,\beta_K,\xi)tg\xi}{\theta_B(\lambda_i,\beta_K,\xi) + \theta_{\Pi}(\lambda_i,\beta_K,\xi)tg\xi} - 1\right) 100, \%$ (39) со средне

интегральной величиной, равной $\widetilde{\Delta T} = \frac{1}{\beta_{Kmax}-\beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \Delta T(\beta_K) d\beta_K, \%. \quad (40)$

Анализ результатов моделирования этих зависимостей показал:

– в диапазоне удельного усилия копания $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$ удельная техническая производительность в плотном теле нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО как у экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», так и у экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с приводом вращения РО, оснащенным инерционным генератором, причем темп возрастания производительности обратно пропорционален удельному усилию копания;

– максимально возможная удельная техническая производительность в плотном теле у экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с приводом вращения РО, оснащенным инерционным генератором, достигается при минимальном удельном усилие копания $K_{Fmin} = 0,98 \text{ МПа}$ и ограничивается только удельной пропускной способностью РО экскаватора, равной $P(v_{\Gamma}^* = 0, h/D = 0,75) = 0,38 \cdot 10^{-6} \frac{м^3/с}{Вт}$, при этом увеличение удельной технической производительности в рассмотренном диапазоне удельного усилия копания составит около 12,5% по сравнению с экскаватором ЭРГВ-630 ОЦ конструкции ПАО

«ДОНЕЦКГОРМАШ» (рис. 6);

– увеличение средне интегрального относительного ресурса вооружения РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» при увеличении средне интегральной удельной производительности экскаватора на $\Delta\tilde{П} = 12,53\%$ составляет величину $\Delta\tilde{T} = 4,14\%$. Усреднение выполнено по относительной (к диаметру РО) высоте экскавируемой ленты (рис. 7).

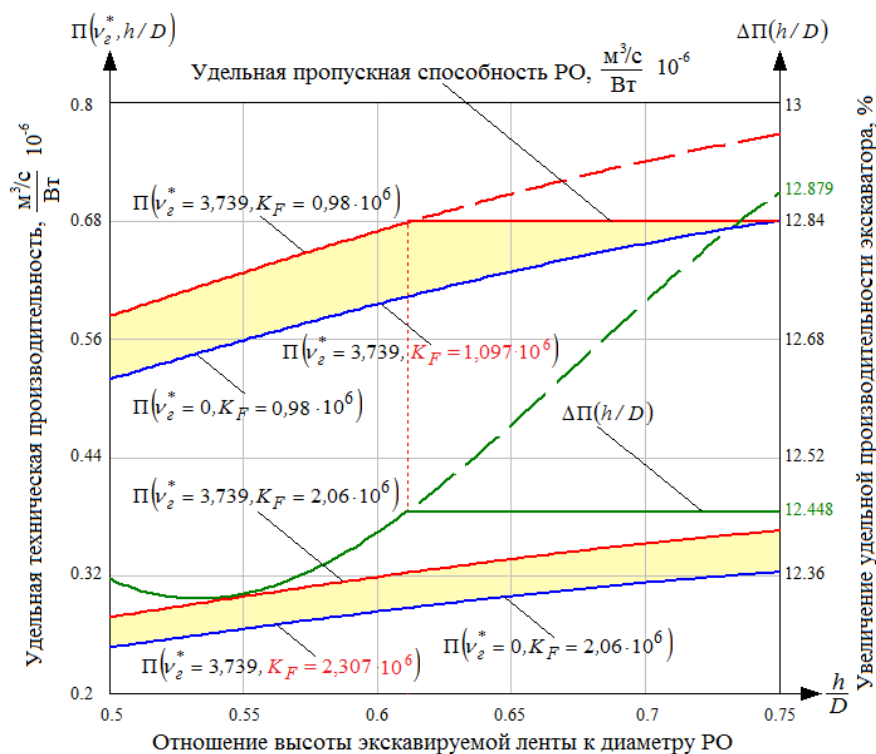


Рисунок 6 – Зависимость удельной технической производительности экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с приводом вращения РО конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» и с приводом вращения РО, оснащенным инерционным генератором, от отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру при различных значениях удельного усилия сопротивления породы копанью

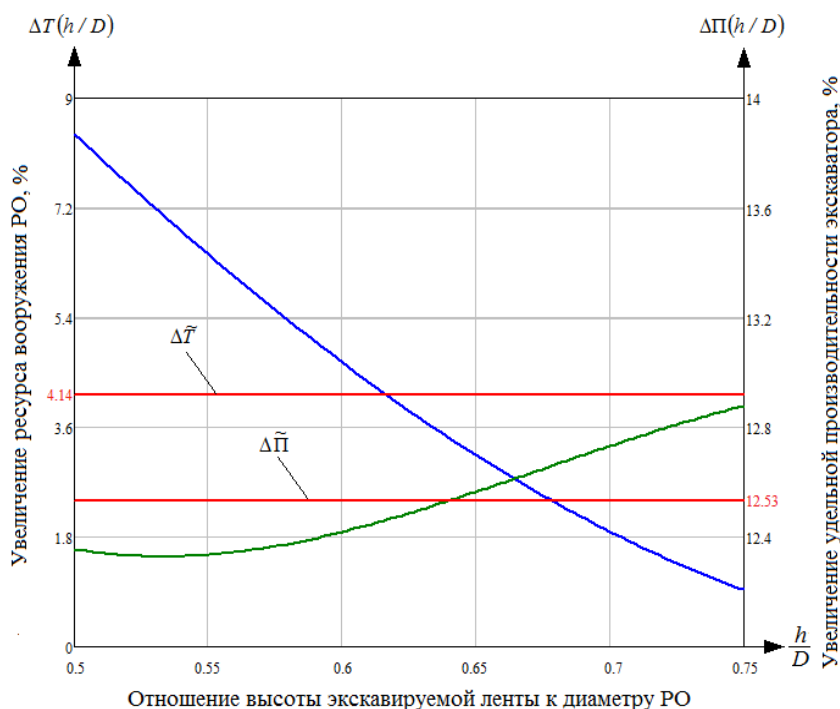


Рисунок 7 – Зависимость увеличения ресурса вооружения РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО

В свою очередь уравнения (38) и (40) позволили установить аналитически

зависимость относительной себестоимости эксплуатации экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» с инерционным генератором движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил в приводе вращения РО для различных значений доли условно постоянных эксплуатационных расходов

$$\frac{C_{и}}{C_0} = D + (1 - D) \frac{1}{\beta_{Kmax} - \beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \frac{\Pi(v_r^*=0)}{\Pi(v_r^*=3,739)} \frac{T(v_r^*=0)}{T(v_r^*=3,739)} d\beta_K, \text{ ед.} \quad (41)$$

со средне интегральной величиной, равной

$$\Delta \frac{C_{и}}{C_0} = (1 - D) \left(1 - \frac{1}{\beta_{Kmax} - \beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \frac{\Pi(v_r^*=0)}{\Pi(v_r^*=3,739)} \frac{T(v_r^*=0)}{T(v_r^*=3,739)} d\beta_K \right) 100, \%, \quad (42)$$

где $C_{и}$, C_0 – себестоимость эксплуатации экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО и себестоимость эксплуатации экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ заводской конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» на конкретном угольном разрезе соответственно, руб/т (рис. 8).

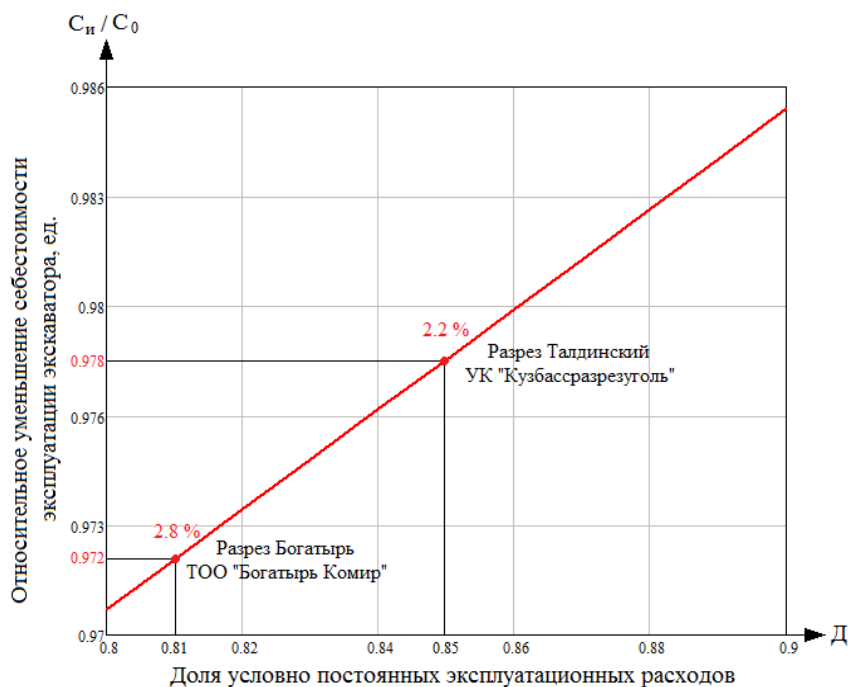


Рисунок 8 – Зависимость относительного уменьшения себестоимости эксплуатации экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией при различных значениях доли условно постоянных эксплуатационных расходов

Анализ полученных результатов позволил установить, что относительное уменьшение себестоимости эксплуатации компактного роторного экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО за счет одновременного увеличения его удельной производительности и относительного ресурса его вооружения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» составит 2,2% и 2,8% в условиях УК «Кузбассразрезуголь» и ТОО «Богатырь Комир», соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей законченной квалификационной научно-исследовательской диссертационной работе на основе выполненных исследований дано новое

решение актуальной научной задачи – установление зависимостей формирования рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора, уменьшающих трение в зоне его фрикционного контакта с угольным массивом.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. Опыт использования компактных карьерных роторных экскаваторов и анализ научных результатов ведущих научно-исследовательских, проектно-конструкторских и других организаций показывает, что в соответствии с прогнозом в ближайшее время наиболее ёмкими потребителями компактных карьерных роторных экскаваторов в РФ будут угольные разрезы с производственной мощностью до 40 млн м³/год, карьеры по добыче драгоценных минералов до 15 млн м³/год и карьеры по добыче нерудных строительных материалов до 8 млн м³/год.

2. Разработана трехмерная многопараметрическая математическая модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего оборудования компактного роторного экскаватора при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами, учитывающая конструктивные и инерциальные параметры рабочего органа и верхнего строения экскаватора, позволяющая количественно установить влияние отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа (при различных значениях отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления его вращения) на частоту вынужденных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора в каждой из трех плоскостей его взаимодействия с забоем.

3. На основе трехмерной многопараметрической математической модели упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего оборудования компактного роторного экскаватора при его взаимодействии с горной породой по разработанному алгоритму в пакете прикладных программ Math Cad установлено, что в диапазоне отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа ($0,5 \leq h/D \leq 0,75$) имеют место вынужденные вибрационные колебания массы рабочего оборудования экскаватора в плоскостях:

- вращения (YKZ) и подачи (XKY) РО с высокой частотой от ν_z до $2,233\nu_z$ Гц;
- в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора (XKZ), с

низкой частотой от $0,13\nu_z$ до $0,256\nu_z$ Гц.

4. Установлено, что использование в приводе вращения РО центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента позволит снизить относительный эффективный коэффициент трения скольжения как в плоскости вращения, так и в плоскости подачи РО на $0,82...5,65\%$, на $3...7,3\%$, соответственно, в зависимости от относительной высоты породной ленты и отношения боковой к касательной составляющей скоростей вращения РО.

5. Разработана *многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО* центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при отработке уступа вертикальными стружками, представляющая собой отношение технической производительности в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения и поворота верхнего строения экскаватора.

6. Моделированием отношения технической производительности в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения и поворота верхнего строения экскаватора установлено, что:

- в диапазоне удельного усилия копания $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$ удельная техническая производительность в плотном теле нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО как у экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», так и у экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с приводом вращения РО, оснащенный инерционным генератором, причем темп возрастания производительности обратно пропорционален удельному усилию копания;

- максимально возможная удельная техническая производительность в плотном теле у экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ с приводом вращения РО, оснащенный инерционным генератором, достигается при минимальном удельном усилие копания $K_{Fmin} = 0,98 \text{ МПа}$ и ограничивается только удельной пропускной способностью РО экскаватора, равной $\Pi(\nu_z^* = 0, h/D = 0,75) = 0,38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$, при этом увеличение удельной технической производительности в диапазоне удельного усилия копания $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$ составляет около $12,5\%$ по сравнению с экскаватором ЭРГВ-630 ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ».

7. Установлено, что оснащение трансмиссии РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ инерционным генератором по сравнению с конструкцией экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» позволит:

– увеличить средне интегральный относительный ресурс вооружения при увеличении средне интегральной удельной производительности экскаватора на $\widetilde{\Delta T} = 4,14 \%$;

– уменьшить относительную себестоимость эксплуатации экскаватора при различных значениях доли условно постоянных эксплуатационных расходов за счет одновременного увеличения его удельной производительности и относительного ресурса вооружения его РО на 2,2 % и на 2,8 % в условиях УК «Кузбассразрезуголь» (РФ) и ТОО «Богатырь Комир» (Республика Казахстан), соответственно.

8. Основные результаты диссертационной работы приняты к реализации в плановых проектно-конструкторских разработках ООО «МОГОРМАШ» по совершенствованию существующих и созданию инновационных конструкций рабочих органов центробежной разгрузки компактных роторных экскаваторов в 2018 – 2019 гг. на контрактной основе с ТОО «Богатырь Комир» (Республика Казахстан).

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:
Исследовать динамические процессы в инерционном генераторе гармонических одночастотных колебаний движущего момента при его пуске в работу.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах, опубликованных: в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:

1. Ляпин Д.Г. Исследования влияния конструктивных, кинематических и силовых параметров компактного роторного экскаватора с инерционной разгрузкой рабочего органа на его забойную производительность / Подэрни Р.Ю., Ляпин Д.Г., Томилин А.В., Баранова М.А. // Горная промышленность № 2 (126), М.: Изд-во НПК «Гемос Лимитед», 2016 – С. 84 – 89;

2. Ляпин Д.Г. Применение компьютерного моделирования для получения эффективных упругих модулей геоматериалов с сильно коррелированными ориентациями структурных и текстурных составляющих в пространстве в подземном строительстве / Томилин А.В., Ляпин Д.Г., Баранова М.А. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) – Выпуск №5. – М.: Изд-во «Горная книга», 2016 – С.127 – 135;

3. Ляпин Д.Г. Особенности взаимодействия рабочего органа компактного роторного экскаватора в зоне его фрикционного контакта с породой / Подэрни Р.Ю., Клементьева И.Н., Ляпин Д.Г. // «Уголь». – М.: ООО «Редакция журнала «Уголь», №12 (1089), 2016. – С.20 – 23.

в научных сборниках и других изданиях:

4. Ляпин Д.Г. Особенности многодвигательного привода поворота компактного роторного экскаватора / Хромой М.Р., Ляпин Д.Г. // В сб. материалов IX-ой международной молодежной научной школы (Проблемы освоение недр в XXI веке глазами молодых). Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2012 – С. 219 – 222;

5. Ляпин Д.Г. Характеристики, современное состояние и перспективы развития конструкций компактных роторных экскаваторов / Хромой М.Р., Ляпин Д.Г. // Горные науки и технологии. – 2013. – №34 (1). – С. 59 – 70;

6. Ляпин Д.Г. Инновационный многодвигательный привод механизма поворота компактного роторного экскаватора // Вопросы образования и науки: теоретический и методический аспекты: сборник научных трудов по материалам Международной научно – практической конференции 29 марта 2013г. в 10 частях. Часть 5; Мин-во образования и науки РФ. Тамбов: Изд – во ТРОО «Бизнес – Наука – Общество», 2013, С. 107 – 109;

7. Ляпин Д.Г. Измельчение угля роторным экскаватором на открытом складе коксохимического завода ОАО «АЛТАЙ-КОКС» // В сб. материалов X-ой международной молодежной научной школы (Проблемы освоение недр в XXI веке глазами молодых). М: ИПКОН РАН, 2013 – С. 143 – 147.

Личный вклад автора состоит в формулировании цели и идеи работы, постановке задач и выборе методов исследования, анализе полученных результатов и разработке рекомендаций.

В публикациях с соавторами [1, 2, 3, 4, 5] личное участие автора состоит в разработке критериев оценки технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов, в разработке многопараметрических математических моделей влияния конструктивных, кинематических, силовых и виброреологических параметров, а также физико-механических свойств экскавируемого угля (эффективных упругих модулей геоматериалов) на удельную техническую производительность компактного роторного экскаватора с рабочим органом центробежной разгрузки.

Подписано в печать «__» _____ 201__г.