

На правах рукописи



СОЛОВЬЕВ СЕРГЕЙ ВАЛЕНТИНОВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ПРИВОДА ТЯГОВОГО МЕХАНИЗМА ДРАГЛАЙНА**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 2016

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент
Кузиев Дильшад Алишерович

Официальные оппоненты:

Захаров Юрий Никитович

доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВПО «Московский
государственный машиностроительный
университет», профессор кафедры
горное и нефтегазовое оборудование;

Поляков Алексей Вячеславович

кандидат технических наук, специалист
ООО «Экспертно-консультационный
центр».

Ведущая организация:

ФГБОУ ВПО «Кузбасский
государственный технический
университет имени Т.Ф. Горбачева»
г. Кемерово

Защита состоится «25» мая 2016 г. в ____ часов ____ минут на заседании диссертационного совета Д212.132.15, при ФГАОУ ВО Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», по адресу: 119049, г. Москва, Ленинский проспект, дом 6, стр. 2, ауд. А-305.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Национального исследовательского технологического университета «МИСиС» и на сайте <http://misis.ru>.

Автореферат разослан «__» _____ 2016 г.

УЧЁНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета,
канд. техн. наук, профессор



ШЕШКО
Евгения Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Сегодня наибольшее распространение при ведении вскрышных и перевалочных работ получили экскаваторы - драглайны, реализующие наиболее эффективную бестранспортную технологию. В настоящее время на крупных карьерах и разрезах РФ драглайнами выполняется до 80% этих работ.

Основу парка экскаваторов-драглайнов Российской Федерации составляют драглайны – ЭШ 10.70 и ЭШ 15.90 и их модификации, в основном, производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» (РФ) и ОАО «НКМЗ» (Украина).

Выполненные ранее исследования и длительный опыт эксплуатации драглайнов показали, что доля затрат на содержание драглайнов в себестоимости продукции разрезов и карьеров РФ составляет от 18% до 43%. Одной из основных причин относительно низкой надёжности при эксплуатации драглайнов являются простои в ремонтах. Их продолжительность составляет до 28,6% от календарного фонда времени, в том числе неплановые простои составляют 9,2%. Это объясняется тем что, на производительность драглайна оказывают существенное влияние параметры отработки уступа, физико-механические свойства экскавируемой породы, климатические условия эксплуатации, а также уровень динамических нагрузок в металлоконструкциях и приводах основных механизмов драглайна в течение его рабочего цикла.

Известны различные устройства для эффективного снижения динамических нагрузок в приводах и в металлоконструкциях карьерных механических прямых лопат и роторных экскаваторов, которые не нашли применения в одноименных элементах драглайнов. Так как влияние динамических параметров на производительность карьерных драглайнов общепризнанно, следовательно, технические возможности этих машин используются недостаточно полно.

Поэтому обоснование и выбор динамических параметров привода тягового механизма карьерного драглайна, позволяющих эффективно эксплуатировать его в различных горнотехнических условиях **является актуальной научной задачей.**

Степень научной разработанности темы исследования. Вопросы снижения динамических нагрузок в приводах и металлоконструкциях машин для открытых горных работ при заданных характеристиках породы и параметрах отработки уступа нашли отражение в научных трудах докторов технических наук Н.Г. Домбровского, Д.П. Волкова, Черкасова В.А., Р.Ю. Подэрни, Д.А. Каминской и др. В результате выполненных ими исследований были предложены некоторые методы и средства снижения динамических нагрузок.

Однако, сегодня в технической литературе практически не нашли отражения вопросы, связанные со снижением динамических нагрузок тягового механизма драглайна в течение рабочего цикла за счёт оснащения его электромеханической системы упруго-демпфирующим элементом.

В связи с этим исследования направленные на обоснование и выбор динамических параметров привода тягового механизма карьерного драглайна остаются по-прежнему актуальными.

Целью работы является установление зависимостей формирования рациональных динамических параметров - жесткости и демпфирования электромеханиче-

ской системы привода тягового механизма карьерного драглайна.

Основная идея работы заключается в коррекции величин жёсткости и демпфирования запасовки тягового каната драглайна за счёт установки упруго-демпфирующего элемента между реактивным звеном – ветвью каната имеющей нулевую скорость при черпании - и элементом металлоконструкции драглайна.

Задачи исследования:

- **установление** параметров траекторного движения ковша драглайна в забое в течение рабочего цикла;
- **разработка** математической многопараметрической модели удельной технической производительности драглайна в зависимости от динамических параметров электромеханических систем приводов его тягового и поворотного механизмов;
- **разработка** схемы запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна;
- **разработка** математической модели (уравнений движения) электромеханической системы привода тягового механизма драглайна;
- **установление вида** критерия, характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров на уровень колебаний нагрузки в приводе тяговой лебёдки драглайна;
- **изыскание места установки** упруго-демпфирующего устройства в реактивном звене привода тягового механизма драглайна;
- **установление рациональных динамических параметров** (жёсткости и демпфирования) упруго-демпфирующего устройства.

Методы исследования. При решении поставленных задач в работе был использован комплексный метод, включающий: анализ теоретических и экспериментальных исследований в области динамических нагрузок, возникающих в приводе тягового механизма драглайна в течение его рабочего цикла; синтез схемы запасовки каната тяговой лебедки и структуры её привода.

Основные результаты исследования были получены путем математического моделирования с использованием методов расчета, разработанных на основе теории колебаний элементов электромеханической системы привода тягового механизма драглайна.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- математическая многопараметрическая модель работы драглайна в течение одного элементарного цикла, позволяющая установить зависимости между уровнем его удельной забойной производительности и: - характеристиками забоя; - сопротивлением породы копанью и её плотности; - конструктивными, кинематическими и силовыми параметрами, отличающаяся учетом изменения инерциальных параметров верхнего строения драглайна и динамических параметров приводов его тягового и поворотного механизмов;
- минимальный уровень динамического нагружения привода тягового механизма драглайна в процессе черпания, достигается применением однобарабанной тяговой лебёдки, имеющей только один тяговый канат с одной стороны навитый на барабан, а с другой – стороны через дополнительный уравнительный блок по-

средством упруго-демпфирующего устройства с рациональными жесткостными и демпфирующими параметрами замкнутый на металлоконструкцию драглайна.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций. Научные положения, выводы и рекомендации обоснованы достаточным объёмом **аналитических исследований**, базирующихся на применении современных научных методов исследований: теоретической механики твердого тела и жидкости; теории колебаний механических систем; математического моделирования; системного анализа процесса нагружения привода тягового механизма карьерного драглайна. Достоверность принятых допущений и проверка корректности аналитических моделей выполнены моделированием на ЭВМ. Относительная ошибка результатов математического моделирования с использованием пакета прикладной программы Math CAD составила не более 5 %.

Научное значение работы заключается:

- **в установлении** зависимости изменения параметров траекторного движения ковша драглайна в забое в течение рабочего цикла;
- **в установлении** зависимости изменения коэффициента динамичности привода механизма тяги ковша драглайна в зависимости от длины (жесткости) его тяговых канатов;
- **в разработке** математической модели изменения удельной технической производительности драглайна от физико-механических свойств породы, кинематических, инерциальных, жесткостных и демпфирующих параметров приводов его тягового и двухдвигательного поворотного механизмов.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

- принципиальной схемы запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 с упруго-демпфирующим устройством;
- методики расчёта и программного обеспечения для моделирования статических и динамических параметров привода тягового механизма карьерного драглайна.

Научная новизна состоит:

- в установлении кинематических особенностей траекторного движения ковша драглайна в течение рабочего цикла;
- в разработке математической модели суммарной жёсткости привода тягового механизма драглайна оснащенного упруго-демпфирующим элементом;
- в моделировании удельной технической производительности драглайна, с учетом динамических процессов в течение рабочего цикла и траекторного движения его ковша при различных величинах относительного угла поворота верхнего строения драглайна.

Реализация выводов и рекомендаций работы. Основные результаты диссертационной работы нашли применение в плановых проектно-конструкторских разработках ОАО «СУЭК» на 2015-16 гг. по совершенствованию существующих и созданию инновационных конструкций приводов тяговых механизмов карьерных драглайнов в форме:

- **технических требований** на модернизацию привода тягового механизма карьерного драглайна ЭШ 10.70;

- **инженерной методики** расчета и выбора рациональных статических и динамических параметров привода тягового механизма карьерного драглайна, оснащённого упругодемпфирующим устройством;
- **программного обеспечения** для моделирования динамических процессов в приводе тягового механизма карьерного драглайна в зависимости от инерциальных, жесткостных и диссипативных параметров.

Апробация работы. Основные положения диссертационной и её отдельные положения докладывались и получили одобрение на: Международных научных симпозиумах «Неделя горняка - 2012; - 2013 гг.»; Молодёжном форуме лидеров горного дела в рамках международного научного симпозиума «Неделя горняка - 2013» (г. Москва, МГГУ); XIV, XV, XVI и XVII Международных экологических конференциях студентов и молодых ученых «Горное дело и окружающая среда. Инновации и высокие технологии XXI века» в 2010-2013 гг. (г. Москва, МГГУ); IX Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 г. (г. Москва, ИПКОН РАН); Международном форуме-конкурсе молодых ученых «Проблемы недропользования» (г. Санкт-Петербург, НМСУ «ГОРНЫЙ») в 2012 г.; Международной научно-практической конференции «Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития» в 2013 г. (г. Тамбов); VI Международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» – в 2013 г. (г. Навои, Узбекистан); семинарах кафедры Горные машины и оборудование в 2012-2015 гг. (г. Москва, МГГУ – НИТУ «МИСиС»).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 научных работ, две из них – в изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки России.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трёх глав, заключения, приложения и списка литературы из 92 наименований, включает 40 рисунков и 6 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновываются актуальность работы, ее цель, идея, показаны новизна научных положений, практическая ценность и реализация работы.

В первой главе данной законченной научной работы был произведен обзор современного состояния и перспектив развития конструкций мощных карьерных драглайнов, произведена оценка их качества, а так же определены задачи выполненного исследования.

Опыт эксплуатации карьерных драглайнов и анализ данных проектных и конструкторских организаций СНГ (ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского», ИПКОН РАН, НИИКМА им. Л.Д. Шевякова, ОАО ХК «СДС-УГОЛЬ», УК «КУЗБАССРАЗРЕЗУГОЛЬ», ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», ЗАО «НКМЗ» и ЗАО «ТЯЖМАШСЕРВИС») показывают, что наиболее ёмкими потребителями драглайнов, в ближайшее время будут являться разрезы и карьеры по добыче: угля (с вместимостью ковшей до 100 м³); нерудных строительных материалов (с вместимостью ковшей до 10 м³) и черных и цветных металлов (с вместимостью ковшей до 100 м³) [3].

Анализ известных методик оценки качества горных машин свидетельствует,

что критериями *технического уровня драглайна в течение рабочего цикла* служат:

- удельная суммарная энергия – W_F , затраченная на каждую операцию (*теоретической энергоёмкости работы драглайна* в виде отношения величины выполненной за цикл работы - A к геометрической вместимости ковша - E);

$$W_F = \frac{A}{E} = \frac{N_y T_{\text{цп}}}{3600E}, \frac{\text{кНм}}{\text{м}^3}, \quad (1)$$

где: N_y – установленная мощность силовой установки драглайна, Вт;

$T_{\text{цп}}$ – продолжительность рабочего цикла драглайна при паспортном угле - $\varphi_{\text{п}}$ поворота на выгрузку равном 135° , с.

- на *стадии проектирования* драглайна критерием его технического уровня может служить *энерговооруженность* в виде отношения установленной мощности силовой установки драглайна - N_y к его весу – G :

$$W_N = \frac{N_y}{G} \frac{\text{кВт}}{\text{т}}. \quad (2)$$

Далее поделив величину теоретической энергоёмкости (1) на величину энерговооруженности драглайна (2), получим критерий его технического уровня - *удельную материалоемкость* драглайна:

$$W_M = \frac{W_F}{W_N} = \frac{G}{3600E/T_{\text{цп}}} \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}. \quad (3)$$

Графические интерпретации зависимостей критериев технического уровня представлены на рисунках 1 и 2 [6].

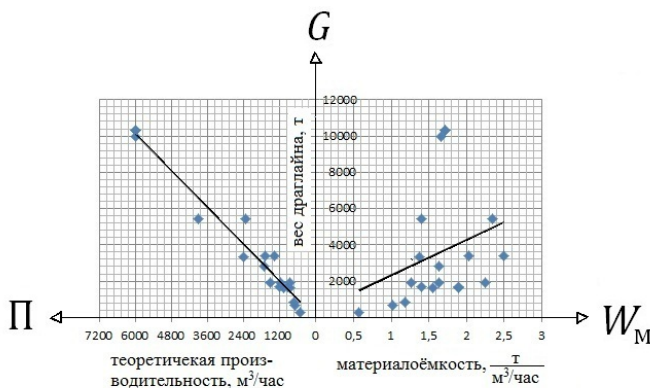


Рисунок 1 – Зависимость материалоемкости и теоретической производительности драглайна от его веса

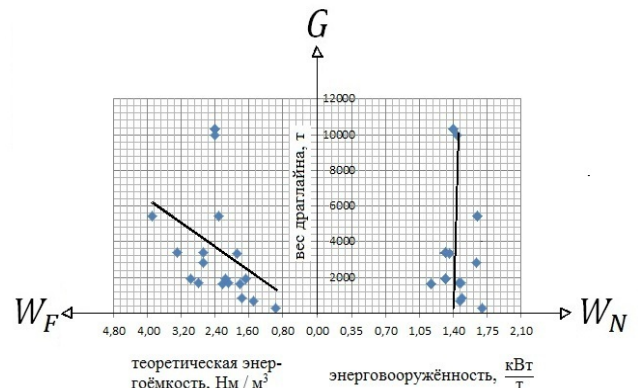


Рисунок 2 – Зависимость теоретической энергоёмкости и энерговооруженности драглайна от его веса

Самым высоким техническим уровнем на стадии проектирования обладают конструкции драглайнов ЭШ – 5/45 и ЭШ – 10/70 А).

Конструкции драглайнов ЭШ - 25.120 и ЭШ - 40.130 являются самыми материалоемкими и обладающими наибольшей энергоёмкостью работы.

Выполненный на основе статистических параметров многокритериальный анализ конструкций драглайнов свидетельствует, что величины материалоемкости конструкции и теоретической энергоёмкости работы драглайна прямо пропорциональны его весу, а величина энерговооруженности драглайна практически не зависит от веса его конструкции.

В настоящее время оценка технической производительности карьерных драглайнов производится без учёта динамических параметров привода тягового механизма, в то время, как процесс формирования сил и моментов сопротивления на ра-

бочем оборудовании драглайна является динамическим.

Общие теоретические и методологические положения проблемы динамической нагруженности приводов карьерных драглайнов сформулированные в работах Подэрни Р.Ю., Мельникова Н.В., Белякова Ю.И., Домбровского Н.Г., Панкратова С.А., Солода Г.И., Ветрова Ю.А., Волкова Д.П., Красникова Ю.Д. и др. предопределяют задачи ближайших исследований.

Во избежание значительных затрат на эксплуатацию и потерь объемов вскрышных и перевалочных работ необходимо обеспечить эффективное снижение динамических нагрузок в приводах тягового и поворотного механизмов.

Во второй главе рассмотрены закономерности формирования сил сопротивления при экскавации породного массива карьерным драглайном в течение одного элементарного цикла.

Особый интерес представляет изменение длины тягового каната в течение времени черпания, поскольку он находится под действием высоких статических и динамических нагрузок.

Длина тягового каната драглайна изменяется: - в течение рабочего цикла только на величину канатоемкости барабана тяговой лебёдки - n_b ; - в течение черпания только на величину длины пути наполнения ковша - $l_{\text{нап } i}$.

Величина относительно относительного наименьшего радиуса инерции ковша драглайна - $\tilde{r}(l_{\text{нап } i})$ определится из выражения [5]:

$$\tilde{r}(l_{\text{нап } i}) = \frac{r(l_{\text{нап } i})}{R_q} = 1 - \frac{1+\lambda_i}{1+\lambda_{\min}} \frac{K_{p \max}}{K_{p i}} \frac{K_{F i}}{K_{F \max}} \left[1 - \frac{r}{R_q} \right], \quad (4)$$

где: λ - отношение объёма призмы волочения к объёму ковша; K_p - коэффициент разрыхления породы в ковше; K_F - коэффициент удельного сопротивления породы копанию, Па.

Относительный угол поворота верхнего строения драглайна - φ_x/R_q при котором радиус инерции достигает величины наибольшего радиуса выгрузки ковша драглайна - R_q при его траекторном движении в горизонтальной плоскости определится как [5]:

$$\frac{\varphi_x}{R_q} = \frac{\omega[1-r(l_{\text{нап } i})/R_q]}{1,15V_t \cos \alpha_0}, \quad \text{рад/м}, \quad (5)$$

здесь: $r(l_{\text{нап } i})$ - величина наименьшего радиуса инерции ковша драглайна в момент окончания черпания в функции пути его наполнения, м; V_t - скорость каната тяговой лебёдки, м/с; α_0 - угол наклона стрелы драглайна, рад.

Зависимость радиуса инерции маховых масс драглайна (5) от угла поворота его верхнего строения в течение цикла (в полярных координатах) с учетом категории пород по трудности экскавации приведена на рисунке 3.

Анализ графической интерпретации зависимости (5) свидетельствует, что:

- с увеличением категории пород по трудности экскавации увеличиваются относительные путь наполнения ковша - $l_{\text{нап } i}/R_q$ и относительный угол поворота верхнего строения драглайна, при котором радиус черпания достигает своего максимального значения - φ_x/R_q ;
- относительный радиус инерции маховых масс драглайна не изменяется в течение поворота его в забой и равен $R(\varphi)/R_q = 1$;

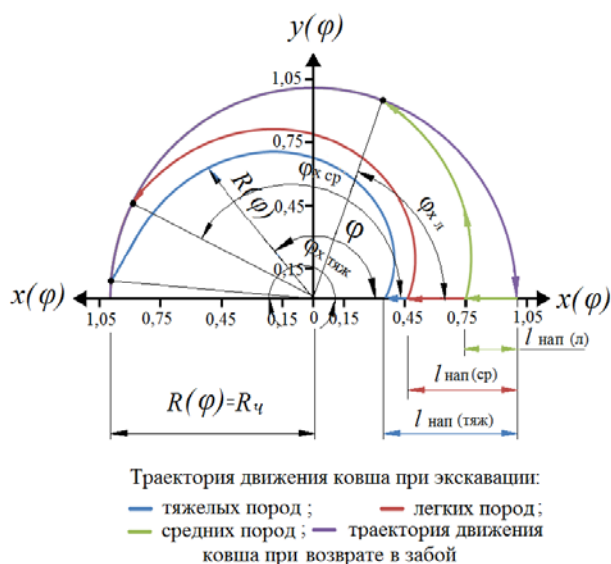


Рисунок 3 – Изменение относительного радиуса инерции от относительного угла поворота драглайна - φ/R_q в зависимости от категории пород по трудности экскавации.

- относительный радиус инерции маховых масс - $R(\varphi)/R_q$ драглайна нелинейно увеличивается с увеличением относительного угла его поворота на выгрузку - φ/R_q и уменьшается с увеличением категории породы по трудности экскавации;

- при повороте верхнего строения драглайна на выгрузку, траектории движения ковша в зависимости от категории пород по трудности экскавации представляют собой восходящие части правых логарифмических спиралей, отличающиеся относительными радиусами инерции маховых масс, а при возврате ковша в забой – всегда часть окружности.

Работа тягового, подъемного и поворотного механизмов (за один цикл продолжительностью - $T_{цз}$) может быть представлена тремя наиболее характерными операциями: *черпанием породы* (продолжительностью - $t_{ч}$); *поворотом на разгрузку с гружёным ковшом* (продолжительностью - $t_{пг}$); *поворотом в забой с порожним ковшом* (продолжительностью - $t_{пз}$).

Для определения уровня технической производительности драглайнов с различной установленной мощностью силовой установки отнесём величину забойной производительности к величине установленной мощности его силовой установки и при равных КПД получим:

$$Q_y = k_{заг} / \sum_{i=1}^n H_{wi}, \frac{м^3/с}{Вт}, \quad (6)$$

здесь: $k_{заг}$ – средний коэффициент загрузки силовой установки драглайна по мощности; H_{wi} - работа затраченная i - м механизмом драглайна задействованным в течение цикла его работы на экскавацию одного кубического метра породы (удельная энергоёмкость работы i -того механизма драглайна в течение цикла его работы, Вт с/м³), определённая с учётом *характеристик забоя, сопротивления породы копанию, её плотности, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров* рабочего оборудования и приводов драглайна.

Удельная энергоёмкость работы поворотного механизма драглайна - H_{w1} , составит:

$$H_{w1} = 2k_{дп}\omega^3\rho_{п}T_{цз}[k_{г}[(1 + \lambda_i) + k_{т}] + k_{п}k_{т}]R^2(\varphi = \varphi_x), \frac{Н \cdot м/с}{м^3/с} \quad (7)$$

где: $k_{дп}$ – коэффициент динамичности поворотного механизма драглайна; ω – угловая скорость поворота верхнего строения драглайна, рад/с; $\rho_{п}$ – плотность породы в целике кг/м³; $k_{г}$, $k_{п}$ – коэффициенты, учитывающие момент инерции вращающихся частей драглайна (поворотной платформы, стрелы с блоками, ковша с породой и без нее относительно оси вращения платформы) при повороте на выгрузку с гружёным и в забой с порожним ковшом соответственно; $k_{т}$ – коэффициент тары

ковша с подвеской.

Средневзвешенная удельная энергоёмкость работы тягового механизма драглайна - H_{w2} рассматривается, как сумма произведений удельных энергоёмкостей работы тягового механизма в течение длительности черпания - H_{WT}^q , длительности поворота драглайна на выгрузку - H_{WT}^n и последующего возврата в забой - H_{WT}^{np} и с учётом весовых коэффициентов $\frac{t_q}{T_{цз}}$, $\frac{t_{пг}}{T_{цз}}$, $\frac{t_{пп}}{T_{цз}}$ [1] соответственно:

$$H_{w2} = H_{WT}^q \frac{t_q}{T_{цз}} + H_{WT}^n \frac{t_{пг}}{T_{цз}} + H_{WT}^{np} \frac{t_{пп}}{T_{цз}}. \quad (8)$$

После некоторых алгебраических расчётов на основе схемы сил действующих на ковш драглайна, окончательно получим выражение для удельной средневзвешенной энергоёмкости работы тягового механизма драглайна - H_{w2} в течение одного элементарного цикла [1]:

$$H_{w2} = \frac{V_{\tau} T_{цп}}{\eta} \left\{ 0,3 k_{дт} \left[\frac{(1+\lambda_i) K_{Fi}}{l_{нап i} K_{pi}} + g \rho_{п} \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_{т} \right) [\mu \cos \alpha + \sin \alpha] \right] + 0,2 \frac{\varphi_3}{\varphi_{п}} \rho_{п} [(1 + \lambda_i) + k_{т}] [g + 2\omega^2 R(\varphi = \varphi_x)] \right\}, \frac{H \cdot M}{M^3}. \quad (9)$$

Средневзвешенная удельная энергоёмкость работы подъёмного механизма в течение времени поворота на выгрузку и последующего возврата в забой - H_{w3} определяется с учётом величин усилий в подъёмном канате - $F_{под.г}$, $F_{под.п}$ во время поворота и составляет:

$$H_{w3} = 0,35 T_{цп} \frac{\varphi_3}{\varphi_{п}} g \rho_{п} V_{пг} [(1 + \lambda_i) + 2,2 k_{т}] / \eta, \frac{H \cdot M}{M^3}. \quad (10)$$

Подставив результаты (7), (9), (10) в уравнение (6), окончательно получим многопараметрическую математическую модель удельной технической производительности драглайна - Q_y , в течение одного элементарного цикла - $T_{цз}$, его работы [4].

Анализ результатов исследования многопараметрической математической модели работы драглайна свидетельствует, что *уровень удельной технической производительности карьерного драглайна - Q_y нелинейно убывает с увеличением:*

- как коэффициентов динамичности работы тягового, так и поворотного механизма, причём ***темп убывания производительности*** в среднем ***в 1,7 раз больше*** от увеличения коэффициента динамичности поворотного механизма;
- категории породы по трудности экскавации (в диапазоне от I до IV категории), причём ***темп убывания производительности*** в среднем ***в 1,3 раза меньше*** от увеличения коэффициента динамичности поворотного, чем от увеличения коэффициента динамичности тягового механизма;
- угла поворота драглайна на выгрузку при его изменении от $3\pi/4$ до π , причём ***темп убывания производительности*** в среднем ***в 2,6 раза больше*** от увеличения коэффициента динамичности поворотного, чем от увеличения коэффициента динамичности тягового механизма.

Наработка на отказ тягового механизма драглайна определяется в основном стойкостью канатов тяговой лебёдки, а наработка на отказ поворотного механизма определяется долговечностью прямозубого эвольвентного зацепления в открытой паре «зубчатый венец – бегунковая шестерня».

Зависимости величин стойкости каната тяговой лебёдки - T_{ki} и предельного износа (ресурса) бегунковой шестерни - $T_{ши}$ от относительных коэффициентов динамичности тягового - $k_{дтб\max}/(1,0 \leq k_{дт} \leq k_{дтб\max})$ и поворотного механизма - $k_{дпб\max}/(1,0 \leq k_{дп} \leq k_{дпб\max})$ при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород, соответственно, (рис. 4 и 5) составят:

$$T_{кл} = T_{кб} \frac{k_{дтб}}{k_{дти}}; \quad T_{кс} = T_{кб} \frac{k_{дтб}}{k_{дти}}; \quad T_{кт} = 0,985 T_{кб} \frac{k_{дтб}}{k_{дти}}; \quad (11)$$

$$T_{шл} = T_{шб} \frac{k_{дпб}}{k_{дпи}}; \quad T_{шс} = 0,654 T_{шб} \frac{k_{дпб}}{k_{дпи}}; \quad T_{шт} = 0,462 T_{шб} \frac{k_{дпб}}{k_{дпи}}. \quad (12)$$

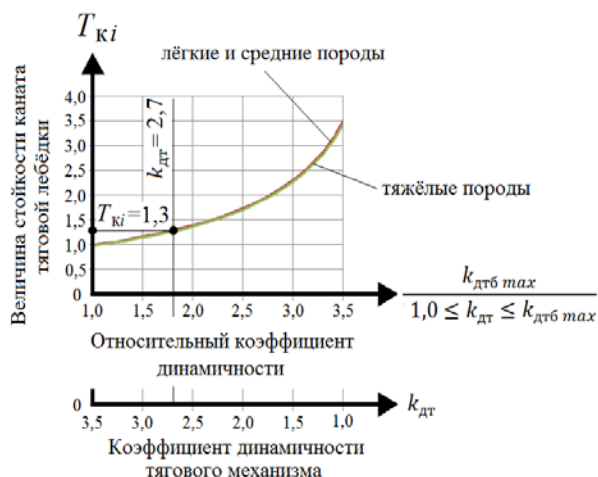


Рисунок 4 – Зависимость величины стойкости каната тяговой лебёдки от относительного коэффициента динамичности тягового механизма драглайна при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород

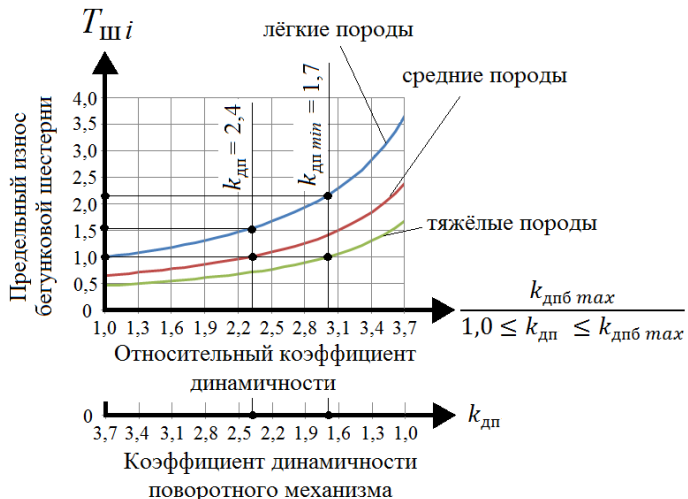


Рисунок 5 – Зависимость величины относительного предельного износа бегунковой шестерни от относительного коэффициента динамичности поворотного механизма драглайна при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород

Анализ вышеприведенных зависимостей показал, что:

- на величину ресурса каната тяговой лебёдки практически не оказывает влияния категория породы по трудности экскавации, а основным фактором величины ресурса каната тяговой лебёдки является **отношение коэффициентов динамичности работы тягового механизма $k_{дтб}/k_{дти}$** с жесткостными и массовыми параметрами электромеханической системы базовой и инновационной конструкции драглайна, соответственно;
- для увеличения ресурса работы тягового механизма на одну треть необходимо обеспечить величину его коэффициента динамичности в диапазоне $1,0 \leq k_{дт} \leq 2,7$;
- величина предельного износа бегунковой шестерни нелинейно зависит как от категории породы по трудности экскавации, так и от его **относительного коэффициента динамичности $k_{дпб}/k_{дпи}$** ;
- для исключения влияния категории породы по трудности экскавации на величину предельного износа бегунковой шестерни необходимо обеспечить величину коэффициента динамичности поворотного механизма в диапазоне $1,0 \leq k_{дп} \leq 1,7$ колебаний на собственных частотах.

В третьей главе проведено исследование динамики работы привода тягового механизма драглайна.

С учетом результатов выполненных ранее исследований, в которых установлено отсутствие инфранизкочастотных резонансных колебаний опорной базы драглайна на подошве уступа, модель двухмассной динамической системы привода тягового механизма с обобщёнными координатами – x , φ_d , φ_b можно представить в виде, показанном на рисунке 6.

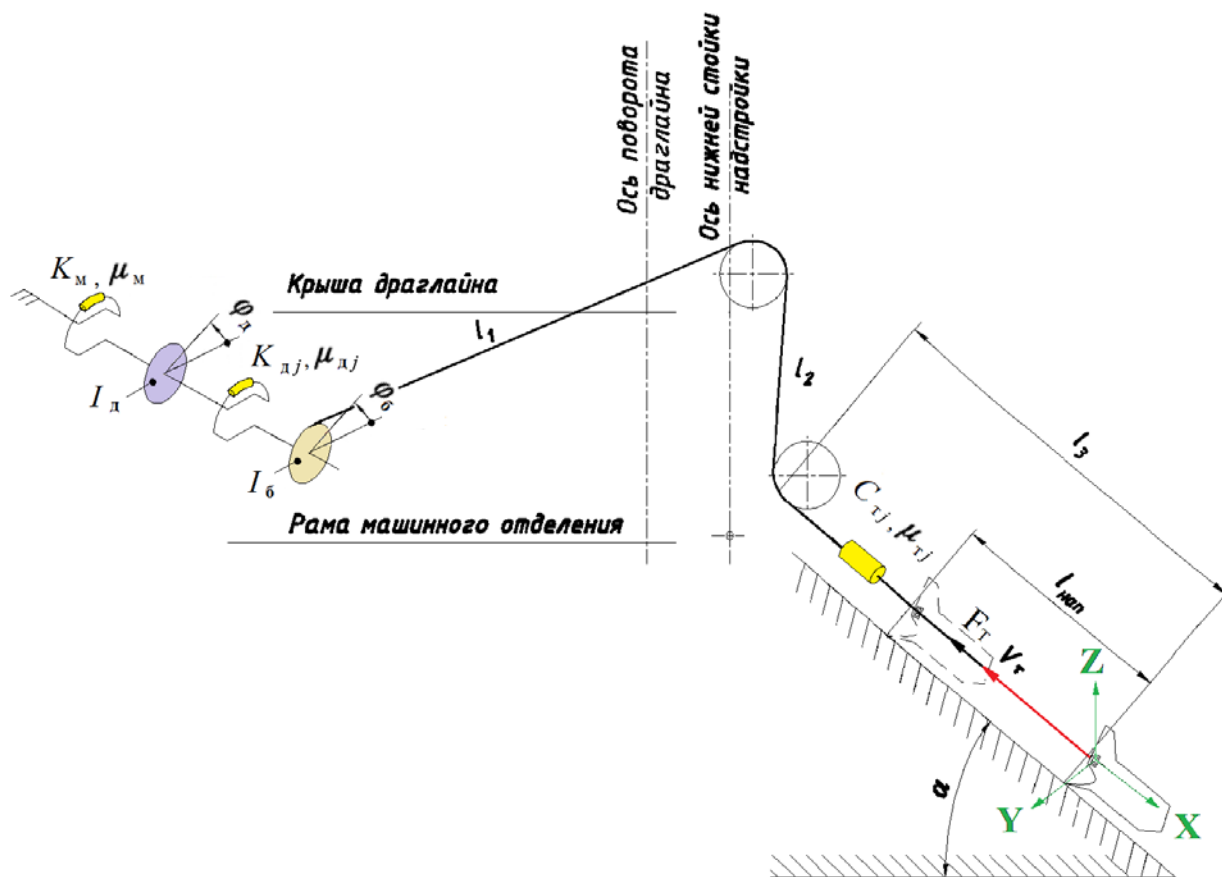


Рисунок 6 – Двухмассная динамическая модель системы привода тягового механизма драглайна. K_m , μ_m – жесткость и коэффициент демпфирования системы «ротор обобщённого электродвигателя – электрическая сеть», соответственно; I_d – динамический момент инерции ротора обобщённого электродвигателя, кг м²; I_b – динамический момент инерции барабана и трансмиссии привода приведенный к валу электродвигателя, кг м²; K_{dj} , μ_{dj} – крутильная жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии привода приведенные к валу электродвигателя; C_{tj} , μ_{tj} – линейная жесткость и коэффициент демпфирования запасовки тяговых канатов драглайна без упруго – демпфирующего элемента ($j=1$) и с ним ($j=2$).

Что касается упруго демпфирующей связи (крутильной жёсткости - K_m и коэффициента демпфирования - μ_m) между ротором и статором обобщённого электродвигателя привода тягового механизма, то тут следует отметить, что для двигателя постоянного тока податливость между ротором и электрической сетью равна бесконечности. То есть ротор обобщённого электродвигателя можно отнести в заделку и рассматривать колебания элементов динамической системы привода тягового механизма относительно его неподвижного вала.

Определим, математическую модель электромеханической системы, как урав-

нения движения элементов динамической схемы (рис. 6) привода тягового механизма драглайна и получим её на основе уравнений Лагранжа второго рода:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_x}{\partial \dot{x}_i} \right) + \frac{\partial \Pi_x}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi_x}{\partial \dot{x}_i} = -F_{Ti}(t) \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_\varphi}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) + \frac{\partial \Pi_\varphi}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi_\varphi}{\partial \dot{\varphi}_i} = M_d(t) \end{cases} \quad (13)$$

Подставив значения кинетической - T_x, T_φ и потенциальной энергии - Π_x, Π_φ , а так же диссипативной функции Релея - Φ_x, Φ_φ поступательного и вращательного движения парциальной колебательной системы получим многопараметрическую математическую модель электромеханической системы привода тягового механизма драглайна с учётом категории породы по трудности экскавации, представляющую собой систему однородных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} m_k \ddot{x} + \mu_{Tj}(0,5\phi_6 D - \dot{x}) + C_{Tj}(0,5\phi_6 D - x) = -F_{Ti}; \\ F_{Ti}(t) = E \left\{ \frac{(1+\lambda_i)K_{Fi}}{l_{нап i} K_{pi}} + g\rho_{п} \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_T \right) [\mu \cos \alpha + \sin \alpha] \right\} \sin \phi_d t; \\ I_d \ddot{\phi}_d + I_6 \ddot{\phi}_6 + \mu_{dj}(\dot{\phi}_d - \dot{\phi}_6) + K_{dj}(\phi_d - \phi_6) = (\omega_c - \dot{\phi}_d)/v\omega_c - T_d \dot{M}_d. \end{cases} \quad (14)$$

здесь: m_k – масса ковша драглайна, кг; диаметр навивки тяговых канатов на барабан, м; C_{Tj} – суммарная линейная жёсткость канатов тягового механизма драглайна без упруго – демпфирующего элемента ($j=1$) и с ним ($j=2$), Н/м; ω_c – скорость вращения вала электродвигателя постоянного тока тягового механизма драглайна при нулевой нагрузке, рад/с; v – условный коэффициент крутизны статической характеристики электродвигателя постоянного тока тягового механизма драглайна, (Нм)⁻¹; T_d – постоянная времени, с.

Схема запасовки канатов двухбарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ» - а; схема определения жесткости запасовки канатов тяговой лебёдки – б приведены на рисунках 7 – а и 7 – б соответственно.

Жёсткость тяговых канатов - $C_{Tj=1}$ определяется по следующей зависимости: $C_{Tj=1} = 2C_k = 2S_k E_k / l_k$, Н/м (15)

Где S_k – сечение тягового каната, м²; E_k – модуль упругости канатов, Н/м², определяемый в соответствии с результатами полученными в работе; l_k – активная длина одного каната тяговой лебёдки, м.

Величина жёсткости запасовки канатов тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ» при черпании породы зависит от длины канатов определяемой:

- в начале черпания конструктивными параметрами драглайна (длиной и углом наклона стрелы и постоянной частью длины канатов - l_n);
- в конце черпания категорией породы по трудности экскавации (величиной пути наполнения ковша).

Коэффициент демпфирования проволок в тяговых канатах, направляющих блоков и блоков наводки, а так же витка каната о барабан драглайна составляет:

$$\mu_{Tj=1} = \frac{2}{v_\tau} \left(\frac{M_{тр к}}{D_k} + \frac{M_{тр бл}}{D_{бл}} + \frac{M_{тр б}}{D} \right), \text{ Нс/м}, \quad (16)$$

здесь: $M_{тр к}$, $M_{тр бл}$, $M_{тр б}$ – моменты, затраченные на трение проволок в тяговых

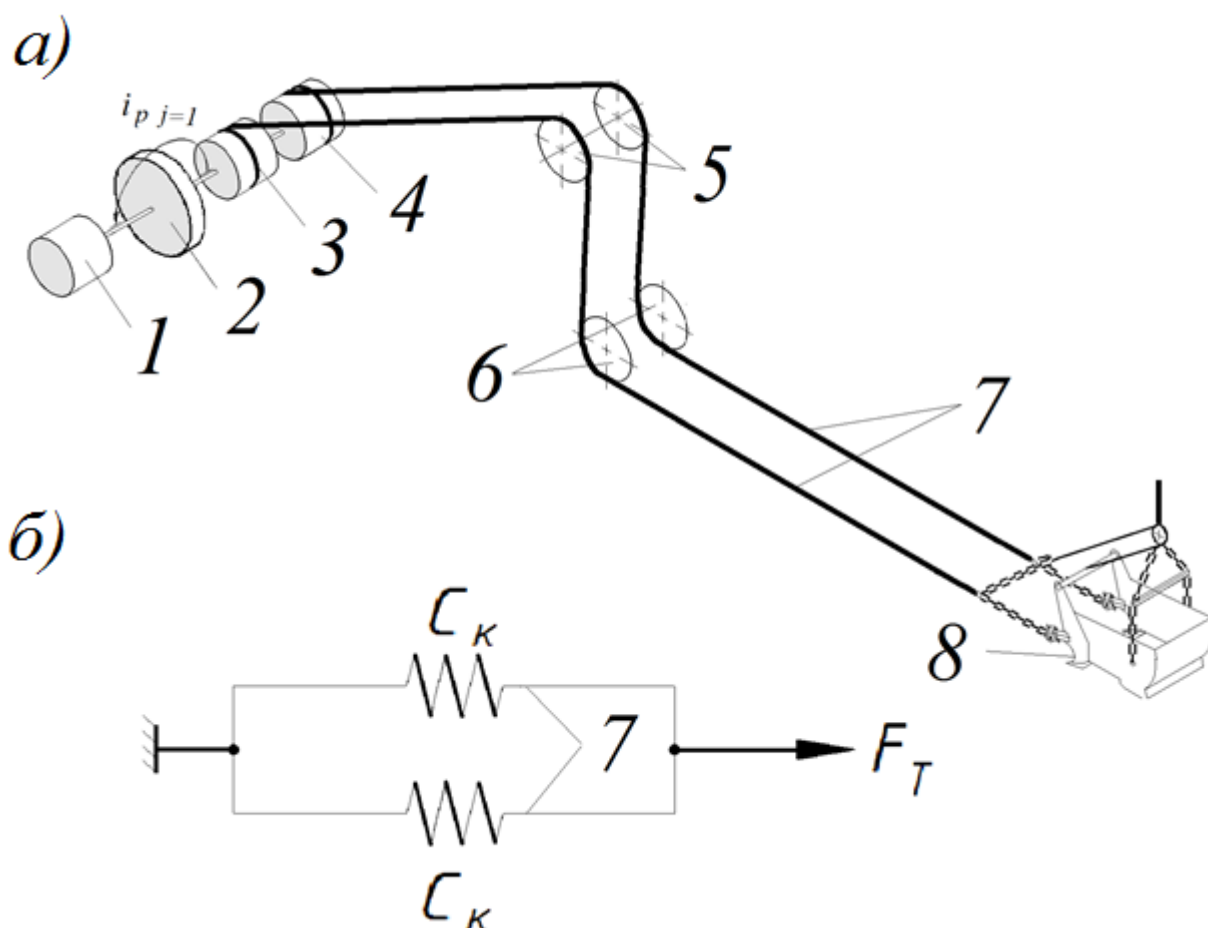


Рисунок 7 – Схема запасовки канатов двухбарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ» - а); схема определения жесткости запасовки канатов тяговой лебёдки – б). Обобщённый электродвигатель – 1; трансмиссия тяговой лебёдки – 2; барабан тяговой лебёдки правый – 3, левый – 4; блоки направляющие – 5; блоки наводки – 6; тяговые канаты – 7; ковш – 8.

канатах, в опорах направляющих блоков и блоков наводки, витка каната о барабан, соответственно, Нм; D_k, D_{bl} – диаметр каната тяговой лебёдки и направляющих блоков и блоков наводки, соответственно, м.

Схема запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагаемой конструкции приведена на рисунке 8. Она отличается от конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» тем, что имеет только один тяговый канат – 6, который с одной стороны навит на барабан - 3, а с другой стороны через уравнительный блок - 7 жёстко или посредством упруго – демпфирующего устройства (УДУ) - 9 замкнут на металлоконструкцию драглайна.

Установлено, что наиболее предпочтительной схемой включения УДЭ - 9 является его установка между реактивным звеном и элементом металлоконструкции машины.

Наиболее приемлемым способом коррекции жёсткостей и коэффициентов демпфирования упругих связей копающих механизмов в рамках основных сложившихся конструктивных решений этих механизмов является введение упругодемпфирующих устройств, содержащих амортизаторы с параллельно установленными упругим элементом и демпфером.

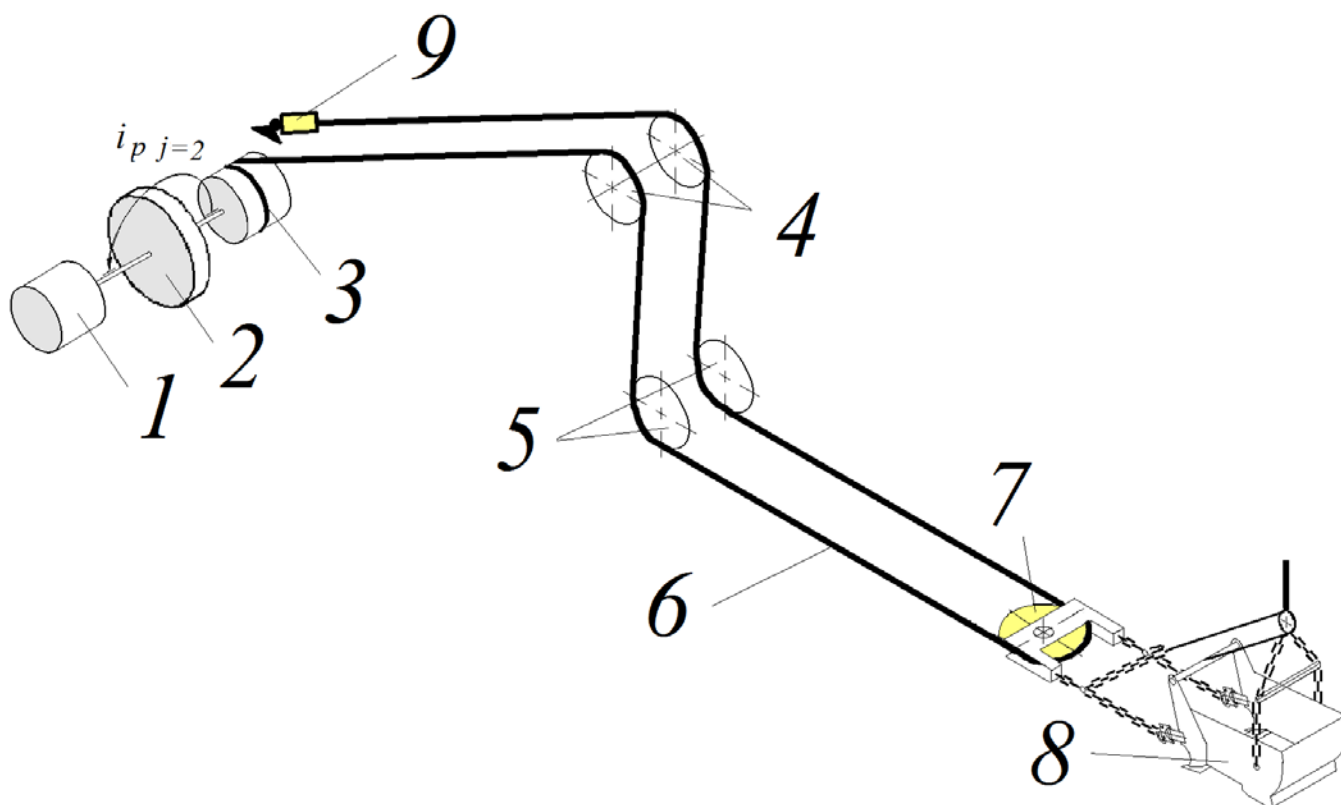


Рисунок 8 – Схема запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагаемой конструкции: обобщённый электродвигатель – 1; трансмиссия тяговой лебёдки – 2; барабан тяговой лебёдки – 3; блоки направляющие – 4; блоки наводки – 5; тяговый канат – 6; уравнильный блок – 7; ковш – 8; упруго – демпфирующее устройство – 9.

Так в качестве упруго - демпфирующего устройства (УДУ) крепления неподвижной ветви каната запасовки однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагается использовать разработанное автором упруго – демпфирующее устройство:

- с **упругим элементом**, включающим две параллельно установленные винтовые пружины (диаметр проволоки 34 мм, номинальное осевое усилие на сжатие 56 кН);
- с **демпфирующим элементом**, включающим четыре параллельно работающих амортизатора подвески кабины автомобиля КАМАЗ 43502 (с коэффициентом демпфирования $\mu_a = 2,87 \cdot 10^4$ Нс/м каждый).

Конструкцией упруго - демпфирующего устройства обеспечивается работа пружин на сжатие вне зависимости от направления деформации канатов (удлинение или укорочение). Резиновые прокладки исключают соударение металлических деталей в конце хода в обоих направлениях. Кроме того, предусмотрено дополнительное пневмодемпфирование колебаний парой поршень – корпус.

Величина линейной жёсткости УДУ - $C_{уду}$ однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 с учётом значения величины составляет:

$$C_{уду} = \frac{bF_k}{ax_{max}}, \text{ Н/м}, \quad (17)$$

здесь: a, b – плечи рычага, м; x_{max} – максимальный ход демпфирующего элемента УДУ, м.

Что касается жёсткости запасовки тяговых канатов - $C_{тб\ j=2}$ однобарабанной

тяговой лебёдки, то здесь следует отметить, что в схеме без УДУ (рис. 9 а) её величина определяется по ранее приведенной зависимости (15), а с УДУ (рис. 9 б) из условия суммы податливостей ветви каната [2]:

$$C_{Tj=2} = \frac{1,2S_k E_{ст} \cos \alpha}{k_c \{l_{п-Rч} [1 - \tilde{r}(l_{нап i})]\}}, \text{ Н/м,} \quad (18)$$

где: k_c кратность снижения суммарных жесткостей запасовки канатов - k_c конструкций ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и предлагаемой с УДУ:

$$k_c = \frac{C_{Tj=1}}{C_{Tj=2}} = 2 \left(2 + \frac{C_k}{C_a} \right). \quad (19)$$

Анализ зависимости (18) жёсткости запасовки тяговых канатов - $C_{Tj=2}$ однобарабанной тяговой лебёдки от кратности снижения жесткости - k_c (см. рис. 10) по сравнению с жёсткостью запасовки драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» при экскавации породы I-II, III и IV категории показывает что:

- жёсткость - $C_{Tj=2}$ нелинейно убывает, как с увеличением кратности снижения жёсткости, так и с увеличением длины канатов, которая определяется:

- в начале черпания в основном конструктивными параметрами драглайна (длиной, углом наклона стрелы и постоянной частью длины канатов - $l_{п}$);
- в конце черпания только категорией породы по трудности экскавации, причём уровень жёсткости увеличивается с увеличением категории породы (с увеличением пути наполнения ковша).

Что касается коэффициентов демпфирования однобарабанной тяговой лебёдки, то здесь следует отметить, что в:

- трансмиссии привода - $\mu_{dj=2}$ определяется по зависимости (16) при новых величинах угловых скоростей, радиусов элементов и моментов трения. Расчёты показали, что коэффициент демпфирования трансмиссии однобарабанного тягового механизма драглайна практически равен коэффициенту демпфирования трансмиссии конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и составляет величину $\mu_{dj=1} = \mu_{dj=2} = 6,603 \cdot 10^4 \text{ Нс/м рад}$;

- запасовке канатов определяется только **демпфирующим элементом УДУ**, (включающим четыре параллельно работающих амортизатора подвески кабины автомобиля КАМАЗ 43502) и равным:

$$\mu_{Tj=2} = 4\mu_a = 11,48 \cdot 10^4 \text{ Нс/м}. \quad (20)$$

При вынужденных колебаниях элементов системы привода тягового механизма влияние диссипативных сил становится заметным лишь вблизи состояния резонанса и колебания масс происходят до некоторой конечной величины амплитуды и характеризуется в этой зоне коэффициентом динамичности.

В качестве **критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров** электромеханической системы рассматриваемого привода на спектр её колебаний принят коэффициент динамичности нагрузки - k_d , определенный как АЧХ её электромеханической системы [2], который в соответствии с полученными результатами в работах имеет вид:

$$k_{dj}(\omega_{вын}/\omega_{соб}) = 1 + АЧХ_j(\omega_{вын}/\omega_{соб}), \quad (21)$$

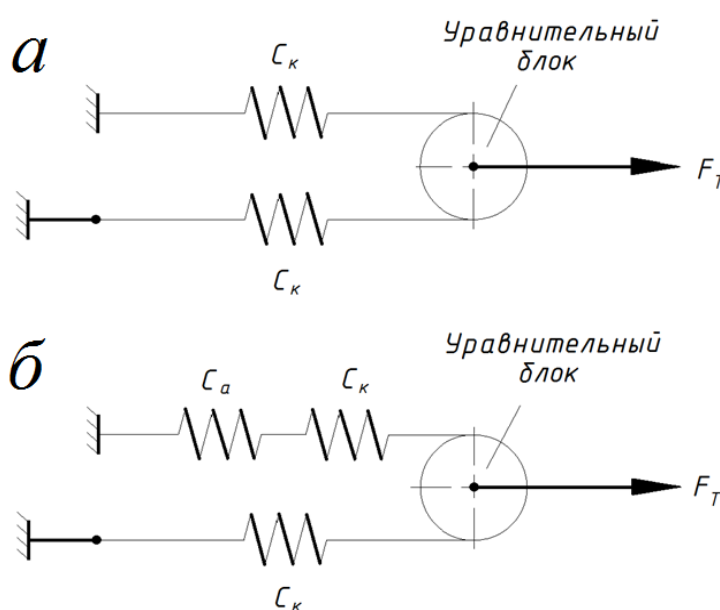


Рисунок 9 – Схема определения жёсткостей запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагаемой конструкции: без упруго – демпфирующего устройства – а и с ним - б.

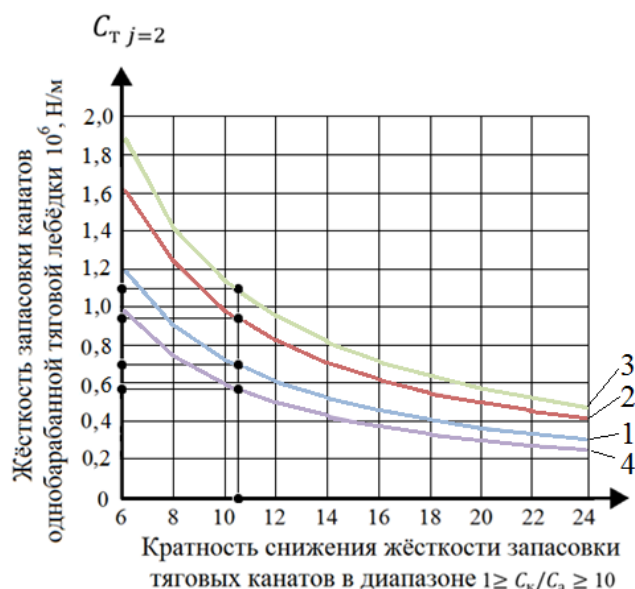


Рисунок 10 – Зависимость жёсткости запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки - $C_{Tj=2}$ от кратности её снижения - k_c по сравнению с жёсткостью запасовки ОАО «УРАЛ-МАШЗАВОД» - $C_{Tj=1}$ при экскавации породы I ÷ IV категории: в конце - 1, 2, 3 и в начале черпания – 4 в диапазоне отношения $1 \geq C_k/C_a \geq 10$

где: $AЧX_j(\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}})$ – амлитудно-частотная характеристика (АЧХ) динамической системы привода тягового механизма драглайна по обобщённой координате φ_d в функции отношения вынужденной - $\omega_{\text{вын}}$ и собственной - $\omega_{\text{соб}}$ частот колебаний.

Результаты моделирования критериев характеризующих влияние жесткостных и демпфирующих параметров – $k_{dj}(\omega_b/\omega_c)$ в функции отношения вынужденных и собственных частот колебаний нагрузки – ω_b/ω_c электромеханических систем привода тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 конструкций ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и предлагаемой нами при экскавации пород I, II, III и IV категорий по трудности экскавации в начале и конце черпания приведены на рисунке 11.

Анализ зависимостей (рис. 11 а, б, в) свидетельствует, что электромеханическая система привода однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 с предлагаемой нами схемой запасовки канатов **позволяет** независимо от пути наполнения ковша **сместить координаты резонансных зон** колебаний в сторону больших значений отношения вынужденных к собственным частотам (меньших значений собственных частот) при экскавации пород I, II, III, IV категории **на 225,7%, за счёт одновременного уменьшения жёсткости** запасовки тяговых канатов и **увеличения массы ковша с породой** и **снизить коэффициент динамичности с 2,28 до 1,49 за счёт увеличения коэффициента демпфирования в 8 раз.**

Начало черпания

Конец черпания

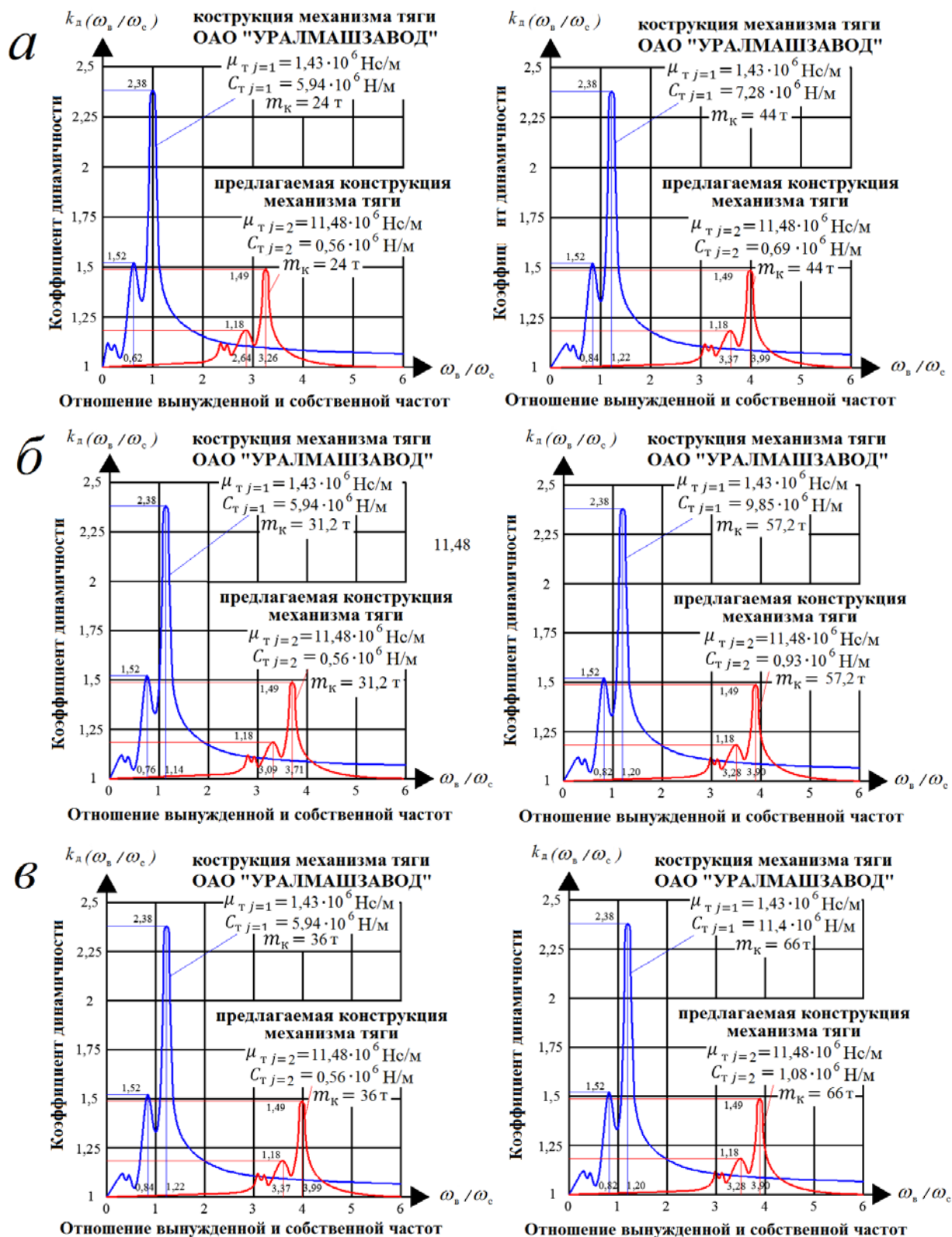


Рисунок 11 – Зависимость коэффициента динамичности электромеханической системы привода тяги драглайна от отношения вынужденных и собственных частот её колебаний – $\omega_{вын}/\omega_{соб}$ в начале и в конце черпания для пород: а – I, II; б – III; в – IV категории.

Результаты моделирования динамических параметров привода тягового механизма драглайна приведены на рисунке 12.

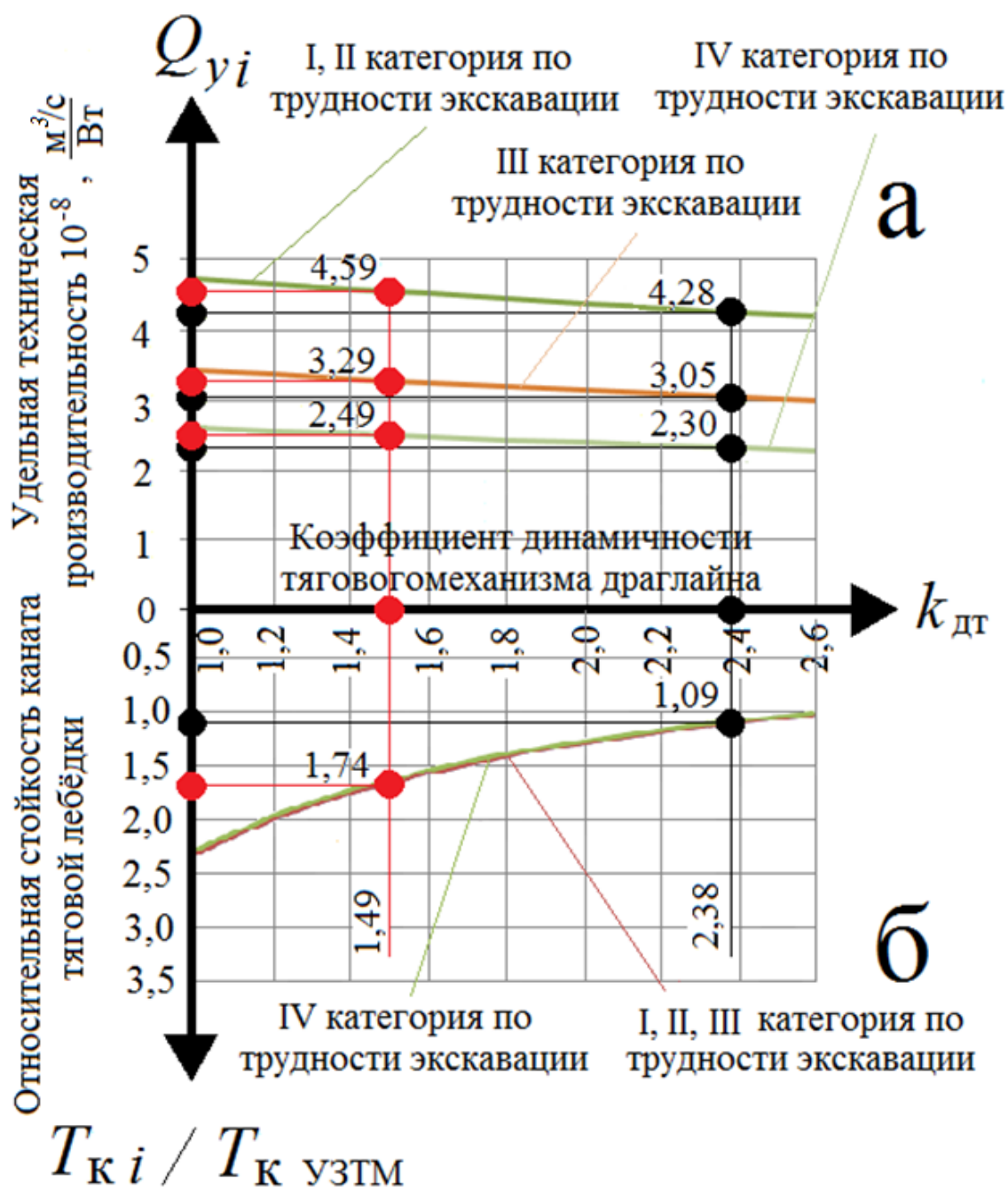


Рисунок 12 – Исследование влияния коэффициента динамичности при экскавации пород I-II, III и IV категории на уровень: а - удельной технической производительности (при коэффициенте динамичности тягового механизма равном $k_{dt} = 2,37$, [13]); б - относительной стойкости каната тяговой лебёдки

Установлено что, **уменьшение** коэффициента динамичности с 2,38 до 1,49 приведёт к **увеличению** стойкости канатов тяговой лебёдки в 1,59 раз при экскавации пород I, II, III, IV категорий и к **увеличению** удельной технической производительности при экскавации пород: I, II категории на 7,2%; III категории на 7,8%; IV категории на 8,2%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей квалификационной законченной научно исследовательской диссертационной работе на основе выполненных исследований дано новое решение актуальной научной задачи - установления зависимостей формирования рациональных динамических параметров – жесткости и демпфирования электромеханической системы привода тягового механизма карьерного драглайна, эксплуатирующегося в различных горнотехнических условиях, в зависимости от жесткостных и диссипативных характеристик его электромеханической системы.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы заключаются в следующем:

1. Разработана **многопараметрическая математическая модель** работы драглайна в течение одного элементарного цикла, позволяющая определить уровень его удельной забойной производительности в зависимости от: - **характеристик забоя** (α , φ_z , $l_{\text{нап } i}$); - **сопротивления породы копанью и её плотности**; - **конструктивных параметров драглайна** ($l_{\text{СТ}}$, α_0 , k_T); - **кинематических** (V_T , $V_{\text{ПГ}}$, ω) и **силовых** (I_T , I_T , μ , η) параметров, **отличающаяся учетом динамических параметров** ($k_{\text{ДТ}}$, $k_{\text{ДП}}$) приводов его тягового и поворотного механизмов.
2. Установлено, что величина жёсткости запасовки канатов тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ» при черпании породы зависит только от длины канатов определяемой:
 - **в начале черпания** – конструктивными параметрами драглайна (длиной и углом наклона стрелы, а также постоянной частью длины канатов);
 - **в конце черпания** – категорией породы по трудности экскавации (величиной пути наполнения ковша).
3. Разработана принципиальная схема запасовки каната однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70, отличающаяся от конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» тем, что она имеет только один тяговый канат с одной стороны навитый на барабан, а с другой стороны через дополнительный уравнильный блок посредством упруго – демпфирующего устройства замкнут на металлоконструкцию драглайна.
4. Установлено, что наиболее приемлемой конструкцией упруго-демпфирующего устройства является мало компонентное и высоконадежное устройство, адаптированное к условиям эксплуатации на современных горных предприятиях содержащее только металлические пружины и гидравлический демпфер, позволяющее:
 - **сместить координаты резонансных зон** колебаний в сторону больших значений отношения вынужденных к собственным частотам (меньших значений собственных частот) **на 225,7%, за счёт одновременного уменьшения жёсткости** запасовки тяговых канатов и **увеличения массы ковша с породой** независимо от пути наполнения ковша;
 - **снизить коэффициент динамичности с 2,38 до 1,49 за счёт увеличения коэффициента демпфирования в восемь раз, что приведет к увеличению:**
 - **стойкости канатов тяговой лебёдки в 1,59 раз** при экскавации пород I, II, III, IV категорий;

- удельной технической производительности при экскавации пород: I, II категории на 7,2%; III категории на 7,8%; IV категории на 8,2%.
5. Основные результаты диссертационной работы нашли применение в плановых проектно – конструкторских разработках ОАО «СУЭК» по совершенствованию существующих и созданию инновационных конструкций приводов драглайна и будут использованы в научно технических разработках конструкторского отдела в 2015 – 2016 г.
 6. **Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы заключаются в исследовании динамических переходных и тепловых процессов (при пуске и стопорении) в приводе однобарабанной трансмиссии драглайна с запасовкой каната через уравнильный блок посредством упруго-демпфирующего устройства замкнутого на его металлоконструкцию за счет учета статической механической характеристики электродвигателей привода постоянного тока.**

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

1. Соловьев С.В. Особенности статики и динамики приводов тяги и поворота мощных карьерных драглайнов. Современные технологии на горнодобывающих предприятиях: «Материалы международной научно-практической конференции» // Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала). – 2012. – № ОВ7. – С. 319-333
2. Соловьев С.В. Зависимость динамики рабочего процесса карьерного драглайна от упруго - демпфирующих параметров привода его тягового механизма / Соловьев С.В., Кузиев Д.А. // Уголь. – 2014. – № 2. – С. 60 - 62

и в других научных изданиях:

3. Соловьев С.В. Анализ современных конструкций экскаваторов-драглайнов мировых производителей / Подэрни Р.Ю., Хромой М.Р., Соловьёв С.В. // Научный вестник МГГУ – М.: 2012. – №8 (29). – С. 103 – 114
4. Соловьев С.В. Анализ основных кинематических и силовых параметров мощного карьерного драглайна. В сб. материалов IX Международной молодежной научной школы «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» Том 2. – М.: ИПКОН РАН. – 2012. - С. 207 – 210
5. Соловьев С.В. Кинематические особенности траекторного движения ковша мощного карьерного драглайна. / В сб. материалов VI Международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» – Навои, Узбекистан: 2013 – С. 211 – 213
6. Соловьев С.В. К вопросу оценки качества конструкций карьерных драглайнов В сб. материалов Международной научно-практической конференции «Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития». Часть 4. – Тамбов. – 2013 - С. 119 – 121

В публикациях [1, 3] **личное участие автора** состоит в обзоре конструкций драглайнов мировых производителей и анализе динамических процессов в течение рабочего цикла драглайна в зависимости от жесткостных и демпфирующих параметров привода его тягового механизма.