

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ «МИСиС»**

На правах рукописи

СОЛОВЬЕВ СЕРГЕЙ ВАЛЕНТИНОВИЧ

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

Специальность 05.05.06 – Горные машины

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент Кузиев Д.А.**

Москва 2016

Оглавление

	Стр.
Введение	4
1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования	11
1.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций мощных карьерных драглайнов.....	11
1.2 Основные результаты исследований нагрузок в главных приводах рабочих механизмов драглайна.....	21
1.3 Цель, задачи и алгоритм исследования.....	33
Выводы по главе	35
2 Закономерности формирования сил сопротивления при экскавации породного массива карьерным драглайном в течение одного элементарного цикла	37
2.1 Кинематические особенности рабочего цикла карьерного драглайна	37
2.2 Разработка многопараметрической математической модели работы драглайна в течение одного элементарного цикла.....	46
2.3 Исследование влияния характеристик забоя, сопротивления породы копанию и её плотности, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров приводов тягового и поворотного механизмов драглайна на его производительность.....	58
Выводы по главе	67
3 Исследование динамики работы тягового механизма драглайна ...	70
3.1 Математическая модель электромеханической системы привода (уравнение движения) тягового механизма драглайна.....	70
3.2 Инерциальные, жесткостные и диссипативные параметры математической модели электромеханической системы привода тягового механизма драглайна.....	76
3.2.1 Система привода тягового механизма драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ».....	76

3.2.2 Система привода тягового механизма предлагаемой конструкции драглайна ЭШ 10/70.....	82
3.3 Моделирование динамических параметров привода тягового механизма драглайна.....	92
Выводы по главе.....	101
Заключение.....	103
Список литературы.....	106
Приложение.....	115

Введение

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 [1, 2, 3, 4, 5].

В настоящее время, основу парка экскаваторов-драглайнов в Российской Федерации составляют драглайны – ЭШ 10.70 и ЭШ 15.90 и их модификации, в основном, производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» (РФ) и ОАО «НКМЗ» (Украина) [6].

Выполненные ранее исследования [7, 8, 9, 10, 11, 12] и длительный опыт эксплуатации [13, 14] 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% [10, 11, 15]. Это объясняется тем что, на производительность драглайна оказывают существенное влияние параметры отработки уступа [16], физико-механические свойства экскавируемой породы [10, 11], климатические условия эксплуатации [15], а также уровень динамических нагрузок в металлоконструкциях [12] и приводах основных механизмов драглайна [13] 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 электромеханической 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.

Научное значение работы заключается в **установлении:**

- зависимости изменения параметров траекторного движения ковша драглайна в забое в течение рабочего цикла;
- зависимости изменения коэффициента динамичности привода механизма тяги ковша драглайна в зависимости от длины (жесткости) его тяговых канатов;
- 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.

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; - и 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 копанию 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 лебедки, имеющей только один тяговый канат с одной стороны навитый на барабан, а с другой стороны через дополнительный уравнильный блок посредством упруго – демпфирующего устройства с рациональными жесткостными и демпфирующими параметрами замкнутый на металлоконструкцию 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.

Соответствие паспорту специальности.

Работа посвящена обоснованию и выбору динамических параметров привода тягового механизма драглайна при эксплуатации в различных горнотехнических условиях и соответствует п.1 «Изучение закономерностей внешних и внутренних рабочих процессов в горных машинах, комплексах и агрегатах с учетом внешней среды» и п.2 «Изучение и оптимизация динамических процессов в горных машинах» областей исследований **паспорта специальности 05.05.06 – Горные машины.**

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 %.

Реализация выводов и рекомендаций работы. Основные результаты диссертационной работы нашли применение в научно-технических разработках ОАО «СУЭК» на 2015-16 гг. 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.», на 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» - 2010, 2011, 2012, 2013 гг. (г. Москва, МГГУ); - 9-й 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 2011-2013 гг. (г. Москва, МГГУ).

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

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

Автор выражает благодарность сотрудникам кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» Национального

исследовательского технологического университета «МИСиС» за поддержку и участие.

1. Состояние вопроса, цель и задачи исследования

1.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций мощных карьерных драглайнов

Наиболее характерными представителями выемочно-погрузочных машин, эксплуатирующихся на карьерах и разрезах, являются одноковшовые экскаваторы.

Драглайном называется машина, предназначенная для черпания (экскавации) горной массы и ее перемещения на относительно небольшое расстояние в отвал и, реже погрузки в транспортные средства.

Первого в мире драглайн был сконструирован Джоном В. Пейджем (John W. Page). Деревянная машина с поворотной стрелой, подвешенной на тросах, оснащённая ковшом, вмещавшим 0,8 м³, приводилась в действие паровым двигателем [16].

Первый шагающий механизм был использован в конструкции драглайна в 1913 году компанией «Monighan Machine Company» и с тех пор часть драглайнов, поставляемых на мировой рынок, за исключением машин производства РФ, Украины и КНР, выпускались компаниями:

- «Monighan machine Company» (в 1932 г. производство драглайнов перешло к компании «Bucyrus-Erie»);
- Page Engineering (в 1988 г. приобретена компанией «Harnischfeger Corporation» (P&H));
- «Ransomes&Rapier» Ltd. приобретена в 1988 г компанией «Bucyrus»;
- «Marion Power Shovel Company» Ltd. (в 1997 г. приобретена компанией «Bucyrus»).

Компании-производители драглайнов разработали и запатентовали множество вариантов исполнения ковша, но только конструкция изобретенная Джоном В. Пейджем в 1904 г. оказалась наилучшей и выдержала испытание временем.

Для подъёма ковша, созданного Пейджем, достаточно было одного подъёмного и одного тягового троса и не требовалось никакого фиксирующего механизма [4].

Ковш в конструкции Пейджа удерживается в горизонтальном положении до тех пор, пока существует натяжение подъёмного и тягового тросов.

При ослаблении тягового троса происходит автоматическая разгрузка - ковш занимает вертикальное положение под стрелой. Такая простая, но эффективная система управления ковшом использовалась с 1920 г. всеми производителями драглайнов.

В 1932 году компания «Vucyrus - Monighan» выпустила самый мощный на тот момент драглайн модели 950-B (рис. 1.1), который положил начало новому направлению развития этих машин. Драглайн был оснащён ковшом вместимостью 9 м³ и 75-метровой стрелой, которая также считалась самой длинной в мире. Эксплуатационная масса драглайна превышала 1000 тонн. Модель 950-B признана инженерным шедевром и стала прототипом целого ряда новых машин, изготовленных в течение следующих 30 лет.



Рисунок 1.1 – Драглайн модели 950-B компании «Vucyrus - Monighan»



Рисунок 1.2 – Драглайн модели 7800 компании «Marion Steam Company»

В 1942 г. компания «Marion Steam Company» изготовила самый крупный (масса 1250 тонн) на тот момент шагающий драглайн модели 7800 (рис. 1.2) с ковшом 22,8 м³ и стрелой 56 м. Модели 7200, 7400 и 7800 считаются чрезвычайно успешными разработками. За период с 1940 по 1974 год «Marion Steam Company» продала более 90 драглайнов модели 7400 [17].

В 1963 г. мировой рынок драглайнов был потрясен появлением новой машины – Marion 8800 (рис. 1.3). Этот драглайн, изготовленный «Marion Steam Company», по своим размерам почти в два раза превосходил драглайны других производителей. Он имел стрелу длиной 82,5 м, ковш вместимостью 64,5 м³ и массу более 6000 т. Кроме того, в модели 8800 традиционный ходовой шагающий механизм с одним кривошипом был заменен двухкривошипным механизмом.

В 1964 г. компания «Vucyrus - Eirie» выпустила драглайн модели 2250-W. Драглайн оснащался стрелами от 82,5 до 90 м и ковшом вместимостью 57 м³. В этой машине была использована принципиально новая конструкция ходового механизма – эксцентриковый механизм с тягой. На приводной вал 1 эксцентрикового механизма хода насажено колесо 2, вращающееся в роликоопоре 3, которая закреплена в литой раме 4, последняя посредством кронштейна 5 закреплена на опорной лыже. Тяговая штанга 6 соединяет лыжу с эксцентриком и служит дополнительной кинематической связью (рис. 1.4). При вращении эксцентрика лыжа опускается на грунт, а драглайн приподнимается и перемещается на величину шага в горизонтальной плоскости по смазанному рельсу, закрепленному в верхней части лыжи. Затем машина опускается на грунт, а лыжа возвращается в исходное положение.

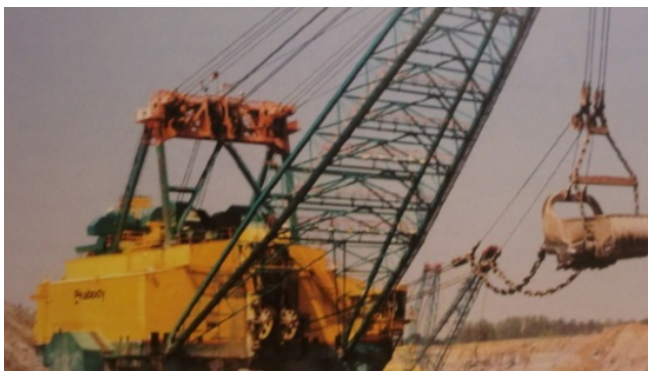


Рисунок 1.3 – Драглайн Marion 8800 на разрезе Peabody Coal

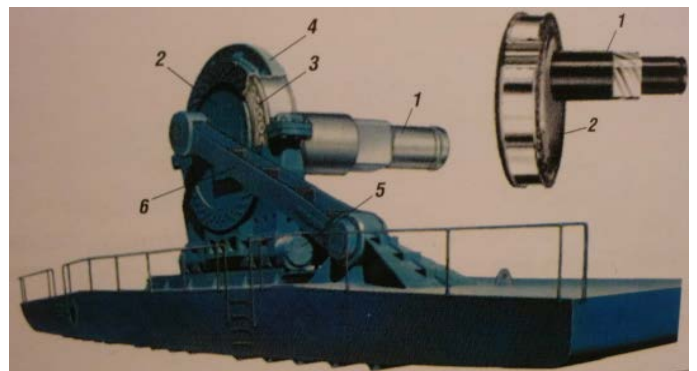


Рисунок 1.4 – Ходовой механизм «cam and slide»

В 1988 году компания P&H Joy Global начала осваивать производство новых моделей драглайнов. В 1996 г. компания P&H Joy Global выпустила четыре новых модели 9020 серии 9000 (рис. 1.5) с ковшом вместимостью 87,4 м³ и стре-

лой длиной в 96 м. Одна из последних моделей этой серии драглайн – 9160 (рис. 1.6) с ковшом вместимостью 122 м³ и стрелой длиной в 130 м была поставлена в 2000 г. на угольный разрез в Австралию [5].

Компания CAT Global Mining поглотившая компании Bucyrus/Marion начала осваивать производство новых драглайнов: 8750В (рис. 1.7) с ковшом вместимостью 116 м³ и стрелой длиной в 132,5 м; 8750D³ (рис. 1.8) с ковшом вместимостью 90 м³



Рисунок 1.5 – Драглайн модели 9020 компании P&H Joy Global на карьере «Luscar» в Канаде



Рисунок 1.6 – Драглайн модели 9160 компании P&H Joy Global на угольном разрезе в Австралии

и стрелой длиной в 109,7 м [5]. Отличительной особенностью поворотного механизма верхнего строения драглайна модели 8750 D³, является использование безредукторного многодвигательного привода с тихоходными высокомоментными электродвигателями постоянного тока.

Начало производства драглайнов в СССР относится к послевоенному периоду, когда в 1948 г. на Новокраматорском машиностроительном заводе (НКМЗ) в Украине был создан драглайн ЭШ – 1 (см. рис. 1.9), а в 1949 г. на Уральском заводе тяжелого машиностроения (г. Екатеринбург) – драглайн ЭШ - 14.65 [13].

После реконструкции в 1946 г. Уралмаш приступил к производству карьерных экскаваторов, в том числе и драглайнов. С 1949 по 1951 г. были созданы три первые модели – ЭШ - 11.75, ЭШ - 14.65 и ЭШ - 14.75, а с 1959 г. освоено производство модели драглайна ЭШ - 15.90 [6, 11]. В 1976 г. был завершён монтаж

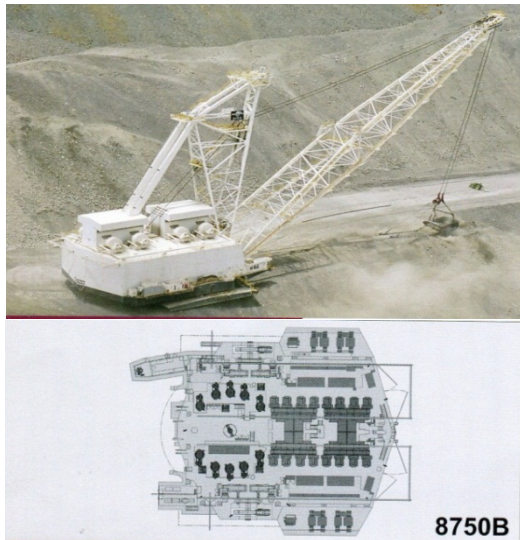


Рисунок 1.7 – Драглайн 8750В компании CAT Global Mining

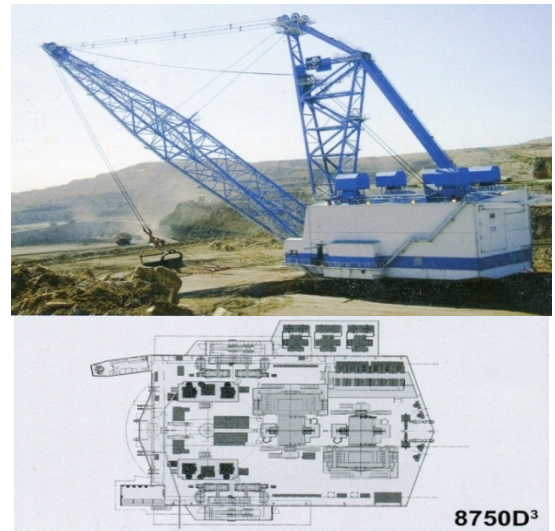


Рисунок 1.8 – Драглайн 8750D³ компании CAT Global Mining

гигантского драглайна ЭШ - 100.100 (рис. 1.10), который работает на Назаровском угольном разрезе по настоящее время. На данный момент это один из крупнейших драглайнов в мире. Масса машины превышает 10000 т. Драглайн оснащён трёхгранной жёсткой трубчатой длиной 100 м. и ковшом вместимостью 100 м³. Конструктивной особенностью этого драглайна является гидравлическое шагающее устройство с полным отрывом базы при длине шага 3 м.



Рисунок 1.9 – Первый советский драглайн ЭШ-1



Рисунок 1.10 – Драглайн ЭШ- 100.100 на угольном разрезе «Назаровский»

В отличие от зарубежных моделей драглайны отечественного производства оборудованы трёхгранными трубчатыми стрелами с предварительно сжатым верхним поясом. Суммарное усилие сжатия превышает напряжение растяжения пояса от концевой нагрузки и собственного веса стрелы. В результате верхний

пояс испытывает переменные напряжения только сжатия, что значительно повышает усталостную прочность конструкции стрелы в целом. Часть отечественных драглайнов оснащена стрелами с изломом геометрической оси нижнего пояса в вертикальной плоскости, что позволяет исключить запрокидывание верхней части стрелы относительно шарнира, соединяющего верхнюю часть стрелы с основанием. Вследствие такого конструктивного решения горизонтальные нагрузки воспринимаются только нижним поясом стрелы, имеющим форму треугольника (в некоторых случаях переходящим в параллельное расположение ветвей на основании стрелы), а вертикальные нагрузки воспринимаются верхним поясом стрелы (его роль выполняет подвеска головы стрелы), гибким поясом (роль которого играет канатная подвеска) и нижним поясом стрелы.

Отечественные драглайны оснащаются двумя типами механизмов шагания: - механизмом шагания кривошипно-шатунного типа; - гидравлическим механизмом шагания. По сравнению с другими конструкциями ходового оборудования гидравлический механизм шагания обладает рядом преимуществ: обеспечивает плавность передвижения, благодаря чему снижаются динамические нагрузки на металлоконструкции и другие узлы драглайна; обеспечивает возможность регулирования длины шага; имеет меньшую массу.

Рабочий цикл драглайна складывается из четырех последовательных операций: наполнения ковша (черпания), перемещения его к месту разгрузки (транспортирования), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту черпания для воспроизведения следующего цикла.

Выполненный нами анализ известных методик оценки качества горных машин [18, 19, 20] свидетельствует, что критерием *технического уровня драглайна в течение рабочего цикла* может служить удельная суммарная энергия – W_F , затраченная на каждую операцию (предполагаемой энергоемкости процесса экскавации горной массы и ее перемещения в отвал - *теоретической энергоемкости работы драглайна* в виде отношения величины выполненной за цикл работы - A к геометрической вместимости ковша - E).

$$W_F = \frac{A}{E} = \frac{N_y T_{\text{цп}}}{3600E}, \frac{\text{кНм}}{\text{м}^3} \quad (1.1)$$

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 - W_N в виде отношения установленной мощности силовой установки драглайна - N_y к его массе - G :

$$W_N = \frac{N_y}{G} \frac{\text{кВт}}{\text{т}} \quad (1.2)$$

Далее поделив величину теоретической энергоёмкости (уравнение (1.1)) на величину энерговооруженности драглайна (уравнение (1.2)), получим критерий его технического уровня - удельную материалоемкость драглайна:

$$W_M = \frac{W_F}{W_N} = \frac{G}{3600E/T_{\text{цп}}} \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}} \quad (1.3)$$

Для корректной оценки технического уровня конструкций отечественных драглайнов с вместимостью ковшей от 5 до 100 м³ выполним статистический анализ величин материалоемкости - W_M , теоретической энергоёмкости работы драглайна - W_F и энерговооруженности - W_N от массы его конструкции по методике, предложенной в работе [21] проф. Венцель Е.С. отражающей современное представление о статистическом анализе чисел.

Методика [21] включает:

- аналитическую аппроксимацию зависимостей, (с установлением коэффициента корреляции - k_r) материалоемкости, теоретической энергоёмкости и энерговооруженности драглайна от его массы;
- вычисление математических ожиданий - $m(W_M)$, $m(W_F)$, $m(W_N)$; дисперсий - $D(W_M)$, $D(W_F)$, $D(W_N)$ (соответствующих среднеквадратических отклонений - σ) и коэффициентов вариации - $k_v(W_M)$, $k_v(W_F)$, $k_v(W_N)$ по формулам:

$$m_j = \frac{\sum_{i=1}^{n=19} W_i}{n} \quad (1.4); D_j = \frac{\sum_{i=1}^{n=19} (W_i - m_j)^2}{n-1} \quad (1.5); \sigma_j = \sqrt{D_j} \quad (1.6); k_{vj} = \frac{\sigma_j}{m_j} \quad (1.7)$$

Выполненная нами оценка технического уровня конструкций отечественных драглайнов с вместимостью ковшей от 5 до 100 м³ по вышеприведенной методике позволила получить аналитические зависимости критериев технического уровня от массы драглайнов [22] (см. таблицу 1.1).

Графические интерпретации аналитических зависимостей таблицы 1.1 представлены на рисунках 1.11 и 1.12.

Результаты расчета статистических параметров драглайнов полученных по формулам (1.4), (1.5), (1.6) и (1.7) представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.1

Критерий технического уровня карьерного драглайна	Формула аппроксимации	Коэффициент корреляции - k_{ri}
Материалоемкость конструкции - $W_M, \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$	$W_M = 4 \cdot 10^{-5}G + 1,487$	0,282
Теоретическая энергоёмкость работы - $W_F, \frac{\text{кНм}}{\text{м}^3}$	$W_F = 7 \cdot 10^{-5}G + 2,049$	0,345
Энерговооруженность - $W_N, \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	$W_N = 3 \cdot 10^{-6}G + 1,412$	0,070

Анализ зависимостей критериев технического уровня от массы драглайнов (таблица 1.1) и анализ результатов расчета их статистических параметров (таблица 1.2) свидетельствуют, что величина:

- материалоемкости конструкции и теоретической энергоёмкости работы драглайна прямо пропорциональны его массе (при коэффициентах корреляции $k_r(W_M) = 0,282$ и $k_r(W_F) = 0,345$ соответственно);
- энерговооруженности драглайна практически не зависит от массы его конструкции (математическое ожидание составляет величину 1,424 кВт/т с коэффициентом вариации $k_v(W_N) = 0,107$ при коэффициенте корреляции $k_r(W_N) = 0,07$).

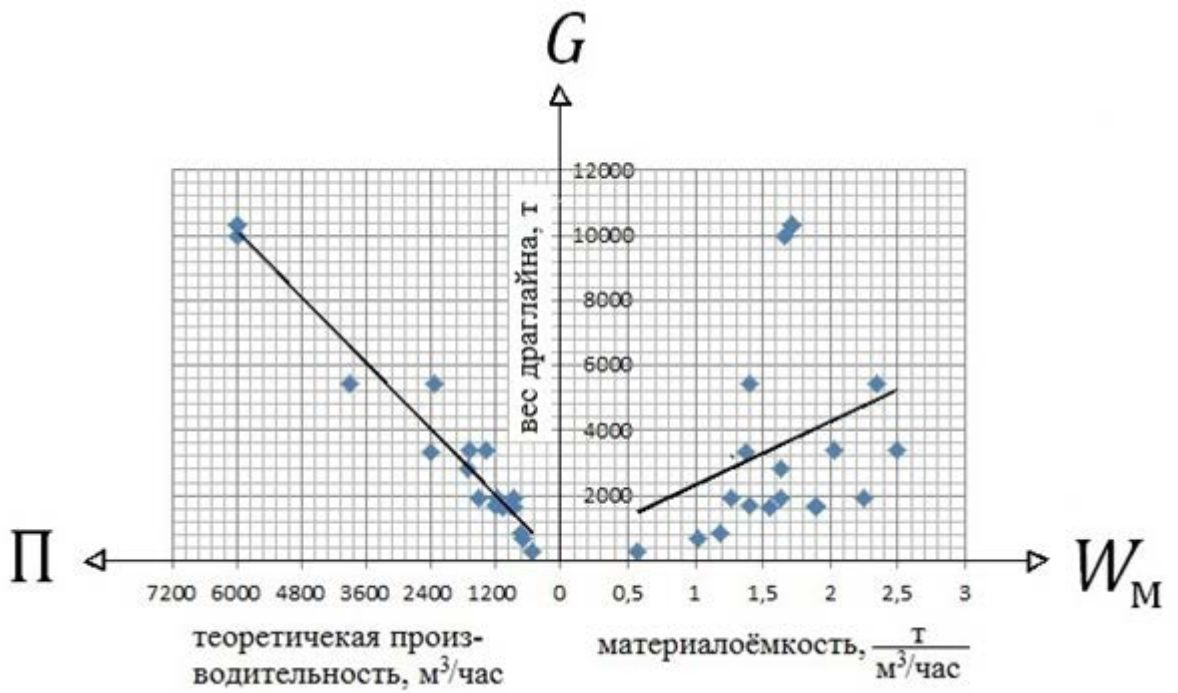


Рисунок 1.11 – Зависимость материалоемкости и теоретической производительности драглайна от его массы

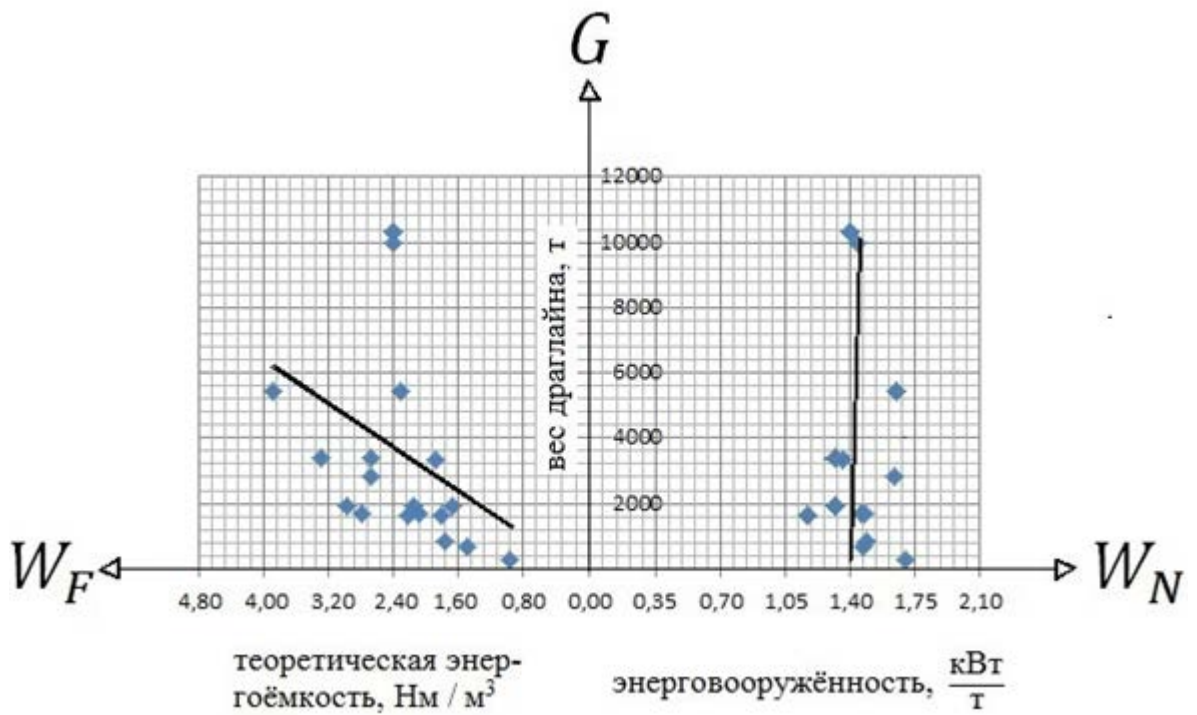


Рисунок 1.12 – Зависимость теоретической энергоёмкости и энерговооружённости драглайна от его массы

Таблица 1.2

Критерий технического уровня карьерного драглайна	Математическое ожидание - m_j	Дисперсия - D_j	Среднеквадратичное отклонение - σ_j	Коэффициент вариации - k_{vj}
Материалоемкость конструкции - $W_M, \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$	1,635	0,220	0,469	0,287
Теоретическая энергоёмкость работы - $W_F, \frac{\text{кНм}}{\text{м}^3}$	2,307	0,446	0,669	0,290
Энерговооруженность - $W_N, \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	1,424	0,023	0,152	0,107

При этом:

- самым высоким техническим уровнем на стадии проектирования обладают конструкции драглайнов ЭШ – 5/45 и ЭШ – 10/70 А (с критериями материалоемкости $W_M = 0,573 \text{ т час/м}^3$ и $W_M = 1,02 \text{ т час/м}^3$ и теоретической энергоёмкости работы $W_F = 0,972 \text{ кНм/м}^3$ и $W_F = 1,5 \text{ кНм/м}^3$ соответственно);
- конструкции драглайнов ЭШ - 25.120 и ЭШ - 40.130 (с критериями $W_M = 2,493 \text{ т час/м}^3$ и $W_M = 2,350 \text{ т час/м}^3$, при математическом ожидании $m(W_M) = 1,635 \text{ т час/м}^3$ исследованного нами массива и с критериями $W_F = 3,3 \text{ кНм/м}^3$ и $W_F = 3,875 \text{ кНм/м}^3$ при математическом ожидании $m(W_F) = 2,307 \text{ кНм/м}^3$, соответственно) являются самыми материалоемкими и обладающими наибольшей энергоёмкостью работы [22].

1.2 Основные результаты исследований нагрузок в главных приводах рабочих механизмов драглайна

Отечественными машиностроительными предприятиями, научными центрами и институтами (ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», ЗАО «НКМЗ», ЗАО «ТЯЖМАШСЕРВИС», ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского», ИПКОН РАН и НИИКМА им. Л.Д. Шевякова) накоплен значительный опыт проектирования, а ведущими предприятиями РФ по добыче и переработке полезных ископаемых (комбинаты КМА по добыче и переработке железной руды, ОАО ХК «СДС-УГОЛЬ», УК «КУЗБАССРАЗРЕЗУГОЛЬ» и ОАО «Разрез Тугнуйский») значительный опыт эксплуатации экскаваторов-драглайнов [17, 23]. Решены многие сложные научно-технические и производственные задачи; применены новые технические решения; разработан и выпускается типоразмерный ряд моделей драглайнов с вместимостью ковшей от 5 до 100 м³ [5, 13].

Мировая тенденция роста энергетических и весовых параметров драглайнов, наблюдавшаяся в 70-е годы XX века, привела к выпуску драглайнов с массой более 10 тыс. тонн и вместимостью ковша более 100 м³ [24].

Основой для проектирования драглайнов при заданных характеристиках породы и параметрах отработки уступа явились научные труды действительных членов академии наук СССР Н.В. Мельникова [4], В.В. Ржевского [3] и докторов технических наук Ю.А. Ветрова [25], Н.Г. Домбровского [8], Д.П. Волкова [26, 27, 28, 29, 30], С.А. Панкратова [31], Р.Ю. Подэрни [5] и многих других.

Цикличность работы драглайна влияет на характер возникающих динамических нагрузок. Экспериментальные исследования динамических нагрузок в элементах горных машин, выполненные в РУДН под руководством доктора технических наук профессора Панкратов С.А.[31] и в МГСУ под руководством доктора технических наук профессора Волкова Д.П. [26] свидетельствуют, что в процессе копания имеет место значительное увеличение нагрузок в тяговых и подъемных канатах драглайна.

Экспериментальные исследования, выполненные доктором технических

наук Насоновым М.Ю. [32] по тензометрическому измерению деформаций в опасных сечениях металлоконструкций драглайна показали, что независимо от квалификации машиниста наиболее сильное воздействие на несущие металлоконструкции оказывает взаимодействие ковша экскаватора с некондиционными кусками породы.

При некачественной подготовке забоя к экскавации (когда кусок породы имеет размер равный 0,6 ширины ковша и более) наблюдается режим стопорения привода тягового механизма ковша, при этом резко возрастает нагрузка на металлоконструкции, что приводит к быстрому трещинообразованию (высокой скорости развития трещин) [32]. Им так же установлено, что процесс экскавации пород представляется сложным спектром изменения усилий во времени.

Что касается электроприводов постоянного тока основных механизмов драглайна, то здесь следует отметить, что они работают в реверсивном режиме с частыми пусками и торможениями при изменяющейся в широких пределах нагрузке на их валах. При этом величины нагрузок в переходных процессах пуска и торможения обычно существенно превышают величины нагрузок в установившихся режимах.

Если не принять ограничивающих мер, неизбежна поломка механизма и выход из строя электрических машин.

Приведенные в работе [27] доктором технических наук Д.А. Каминской результаты экспериментальных исследований показали, что в современных системах приводов карьерных экскаваторов различие максимальных стопорных статических и динамических моментов, в зависимости от общей инерционности и жесткости механизма привода может достигать от 1,6 до 1,8 раз.

Для электропривода поворота драглайна, работающего, главным образом, в переходных процессах, основной нагрузкой являются инерционные массы поворотной платформы, для разгона и торможения которых необходимо развивать значительные моменты на валу двигателя. При повороте стрелы драглайна с установившейся скоростью в механизме поворота статическая нагрузка обычно не велика, примерно в 6-10 раз меньше нагрузки, имеющей место в переходных про-

цессах.

Из изложенного следует, что требование ограничения момента предъявляется к электроприводам всех основных механизмов драглайна. Допустимое значение момента двигателя определяется совместно двумя условиями: предельно допустимым значением нагрузки механического оборудования и предельно допустимой величиной перегрузки электрических машин.

В установившихся режимах нагрузки двухдвигательного электропривода тяги сравнительно невелики. В режиме черпания существенны нагрузки, когда электропривод тяги совершает работу по наполнению породой ковша. Этот режим протекает с изменяющейся в значительных пределах скоростью тяги. Как из-за вмешательства машиниста, так и из-за резко переменного сопротивления забоя, когда работа привода происходит как на рабочих участках статических характеристик при $M_i < M_{отс}$, так и на участках ограничения момента $M_i > M_{отс}$.

При мягком грунте без крупных включений заполнение ковша грунтом происходит постепенно. Нагрузка привода при черпании может изменяться вплоть до стопорного значения - $M_{ст}$.

Степень изменения скорости - $\Delta\omega$ при изменении нагрузки - ΔM оценивают жесткостью характеристики [13]:

$$\beta = \Delta M / \Delta \omega, \text{ Нм с/рад} \quad (1.8)$$

По отношению момента отсечки - $M_{отс}$ и стопорного - $M_{ст}$, называемому коэффициентом отсечки $k_{отс} = M_{отс} / M_{ст}$ оценивают заполнение экскаваторной характеристики электропривода - $k_{отс} < 1$.

Основным фактором, определяющим рабочие нагрузки электропривода тягового механизма, является усилие в тяговых канатах - F_T , величина которого определяется массой ковша - m и положением его в пространстве.

В режиме черпания уравнение движения электропривода механизма тяги в переходных процессах имеет вид [13, 33]:

$$M - M_c = J_d \frac{d^2\varphi}{dt^2} + mr_d \frac{d^2x}{dt^2} \quad (1.9)$$

где M – момент, развиваемый электродвигателем, Нм;

M_c – момент сопротивления движению, Нм;

J_d – суммарный приведенный к валу двигателя, момент инерции всех вращательно и поступательно движущихся масс, кг м²;

φ – обобщенная угловая координата динамической системы привода тяги, рад

x – обобщенная линейная координата динамической системы привода тяги, м

r_d – радиус инерции приведения массы ковша к валу электродвигателя, м

Что касается массы ковша с породой и без неё - m_k , то здесь следует отметить, что она составляет величину равную:

$$m_k = m + E\rho_{\text{п}}(1 + \lambda + k_{\text{т}}) \quad (1.10)$$

здесь m – масса ковша драглайна, кг;

E – геометрическая вместимость ковша, м³;

λ - отношение объёма призмы волочения к объёму ковша [34];

$\rho_{\text{п}}$ – плотность разрабатываемой горной породы, кг/м³;

$k_{\text{т}}$ – коэффициент тары ковша.

Из уравнения (1.9) следует, что разность моментов, $M - M_c$ называемая динамическим моментом - $M_{\text{дин}}$ определяет величину ускорения, с которым будет разгоняться (тормозиться) динамическая система привода тяги.

Для анализа переходных процессов в динамической системе привода тягового механизма будем полагать, что расхождение между статическими и динамическими характеристиками пренебрежимо мало. Тогда для определения величины динамического момента в переходных процессах пуска и торможения можно воспользоваться статическими характеристиками электропривода в установившемся режиме работы.

Динамические нагрузки, возникающие, в процессе копания в элементах механизмов драглайна, непосредственно участвующих в копании, существенно превышают динамические нагрузки тех же механизмов в переходных процессах пуска и торможения. Особенно большие нагрузки возникают при внезапной встрече ковша с непреодолимым препятствием, когда ковш останавливается практически мгновенно, время же остановки двигателя и механизма определяется жёсткостью

кинематической связи механизма с ковшом (в основном упругостью канатов, податливостью других элементов механизма) и инерционностью масс двигателя, редуктора и барабана. Запасённая во вращающихся инерционных массах кинетическая энергия при быстрой остановке ковша, переходит, в основном, в потенциальную энергию упругих деформаций элементов копающего механизма.

Для точного расчета динамических нагрузок в приводе тягового механизма естественно нельзя использовать уравнение движения (1.9), так как оно не учитывает жесткости трансмиссии привода, зазоров в передачах и упругих связей привода с ковшом драглайна. В приводах тягового и подъемного механизмов драглайна элементами, обладающими наименьшей линейной жесткостью являются канаты - поз. 8 рис. 1.13 [31].

В работе [13] авторы отмечают, что при полной остановке ковша и последующем его разгоне с преодолением препятствия возникает дополнительное динамическое приращение момента в упругом элементе, уменьшение которого может быть достигнуто за счет уменьшения инерционной массы ковша - J_K ($кг м^2$), жесткости упругой связи, в основном жесткости канатов - C .

Пуск электродвигателей осуществляется при начальных значениях скорости $\omega_1 = \omega_2 = 0$, с одновременным скачкообразным приложением стопорного момента $M = M_{ст}$. Величина этого момента составит:

$$M_{упр} = \varepsilon_{ср} J_{д2} (1 - \cos \Omega_{12} t_{пп}) + M_c, \text{ Нм} \quad (1.11)$$

При этом среднее ускорение привода - $\varepsilon_{ср}$ ($с^{-2}$) будет иметь величину:

$$\varepsilon_{ср} = (M_{ст} - M_c) / (J_{д1} + J_{д2}), \text{ с}^{-2} \quad (1.12)$$

где $J_{д1}$ - момент инерции двигателя и жестко связанных с ним маховых масс транс миссии, $кг м^2$;

$J_{д2}$ - момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя, $кг м^2$;

Ω_{12} - частота свободных колебаний двухмассной упругой системы, $с^{-2}$;

$t_{пп}$ - время переходного процесса, с;

M_c - полный момент сопротивления, Нм.

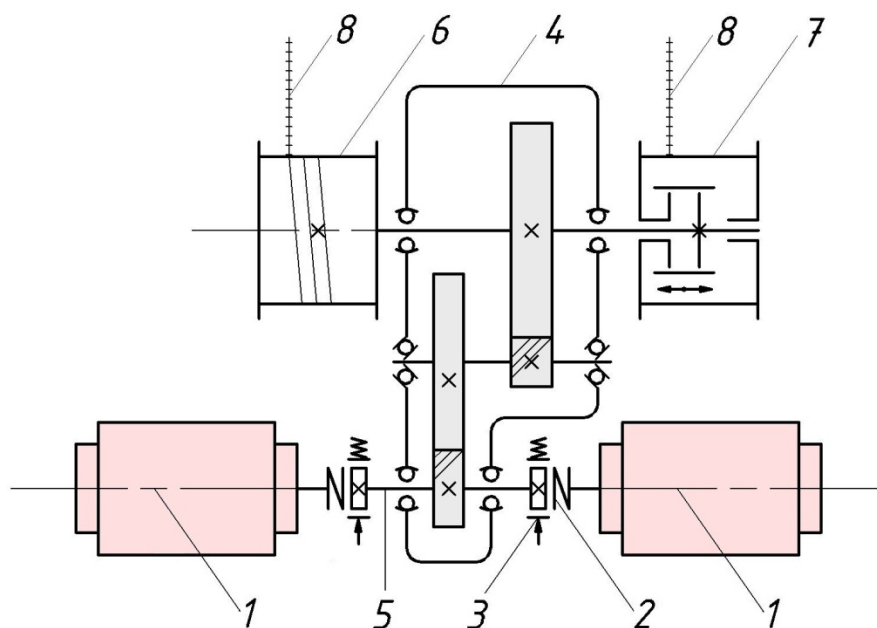


Рисунок 1.13 – Принципиальная кинематическая схема двухдвигательного привода тягового механизма карьерного драглайна: 1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – упругая муфта; 3 – нормально замкнутый тормоз; 4 – зубчатый редуктор; 5 – входной вал редуктора; 6 – барабан; 7 – натяжной барабан; 8 – стальной трос

По мнению авторов работы [13] вследствие приложения скачкообразного стопорного момента в упругой системе будут возникать собственные колебания с частотой - Ω_{12} , из-за присутствия демпфирования, обусловленного потерями на трение. Величина момента «вязкого» трения, принята авторами, прямо пропорциональной угловой скорости вращающихся частей системы.

В результате колебательного процесса возникают вредные (уменьшающие быстродействие) дополнительные динамические нагрузки. Если в системе не было бы упругих колебаний, то скорости электродвигателей изменялись бы по линейному закону:

$$\omega = \varepsilon_{\text{ср}} t_{\text{пп}}, \text{ рад/с} \quad (1.13)$$

Упругий момент в канатах составил бы величину:

$$M_{\text{упр}} = \varepsilon_{\text{ср}} J_{\text{д2}} + M_{\text{с}}, \text{ Нм} \quad (1.14)$$

Как видно из зависимости (1.11) амплитуда колебательной составляющей упругого момента определится как:

$$M_{\text{упр}} = J_{\text{д2}} \varepsilon_{\text{ср}}, \text{ Нм} \quad (1.15)$$

Его максимальное значение будет равно:

$$M_{\text{упр max}} = 2J_{\text{д2}}\varepsilon_{\text{ср}} + M_{\text{с}}, \text{ Нм} \quad (1.16)$$

Уменьшение динамических нагрузок в переходных процессах пуска и торможения можно обеспечить уменьшением величины среднего ускорения. Однако такой способ снижения нагрузок будет уменьшать быстродействие привода. Возможны и другие способы снижения максимальных динамических нагрузок, в том числе и установка в трансмиссии привода упругих предохранительных муфт.

Например, упруго-предохранительная муфта – 2 (см. рис. 1.13) конструкции инженера П.К. Гедыка (УЗТМ) (рис. 1.14, [35, 36]), устанавливаемая между валом электродвигателя и входным валом - 5 редуктора – 4 (см. рис. 1.13) в двухдвигательном приводе тягового механизма драглайна ЭШ - 10/70А, предназначена для компенсации смещения валов электродвигателей относительно входного вала редуктора. А так же для предохранения электродвигателей от максимальных динамических перегрузок, возникающих в тяговых канатах. В момент срабатывания муфты происходит проскальзывание двойного конуса - 7 относительно конусов - 8 и 9.

Однако, в приводе тягового механизма при работе двух электродвигателей постоянного тока на один входной вал - поз. 5 рис. 1.13, когда:

$$\omega_1/\omega_0 = \omega_2/\omega_0 \quad (1.17)$$

образуется относительный деформационный момент:

$$M_{\text{деф}}/M_{\text{ст}} = (M_1 - M_2)/M_{\text{ст}} \quad (1.18)$$

Это объясняется не одинаковостью номинальных скольжений - $S_{\text{ном 1}}$ и $S_{\text{ном 2}}$ каждого из электродвигателей. При этом возникают колебания движущих моментов с не одинаковыми амплитудами и фазами приводящие к увеличению динамичности системы, то есть к увеличению коэффициента динамичности системы [37, 38].

В двухдвигательном поворотном механизме наименьшей крутильной жесткостью обладают достаточно длинные выходные валы редукторов, передающих

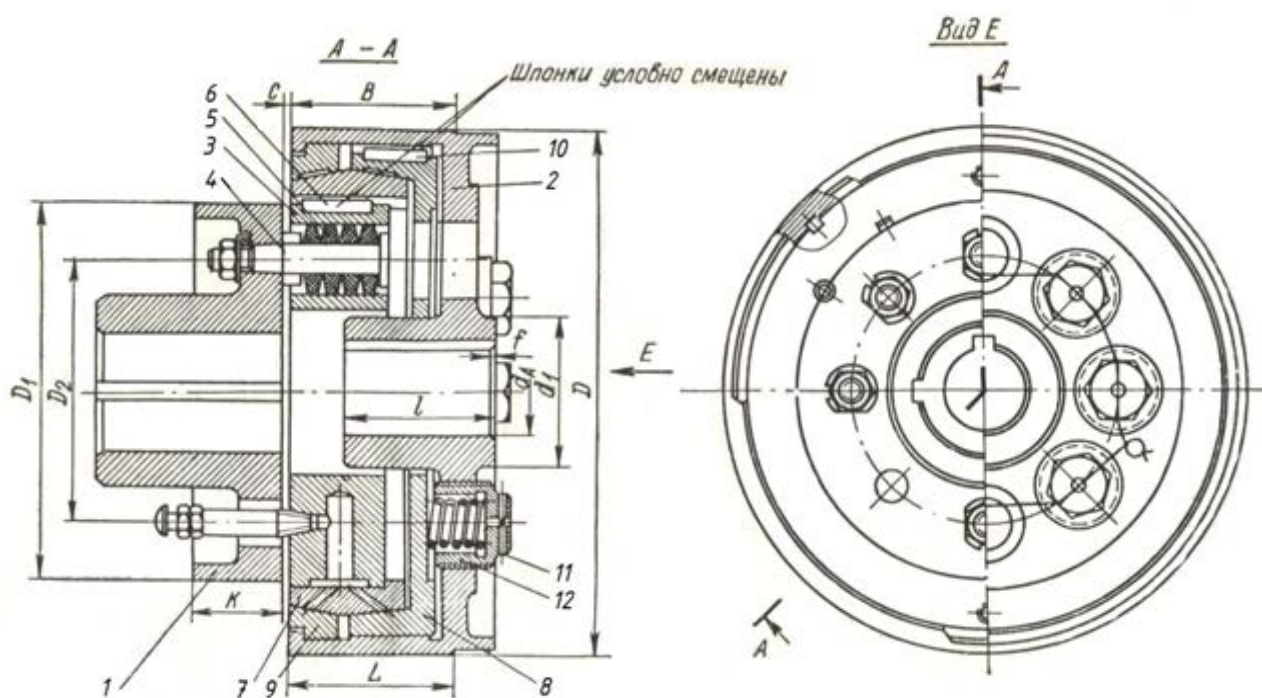


Рисунок 1.14 – Упругая предохранительная муфта конструкции ОАО «УРАЛ-МАШЗАВОД»: 1 – ведущая полумуфта; 2 – ведомая полумуфта; 3 – ведущий диск; 4 – пальцы; 5 – резиновые кольца; 6 – шпонка; 7 – двойной конус; 8 – нажимной конус; 9 – упорный конус; 10 – скользящая шпонка; 11 – прижимные пружины; 12 – стаканы

крутящий момент от бегунковых шестерен (поз. 3 рис. 1.15) к зубчатому венцу - 4 механизма поворота.

Длительность переходных процессов привода поворота оказывает непосредственное влияние на производительность, так как переходные процессы привода поворота занимают 60-70% общего времени цикла [5, 13].

По мнению авторов работы [13] основной статической нагрузкой привода механизма поворота является момент трения. Величина этого момента не превышает 10-20% от стопорного момента. Так же статическая нагрузка электропривода поворота может увеличиваться за счёт крена и ветровой нагрузки. В этом случае величина статической нагрузки переменна и зависит от угла поворота платформы. Однако основной нагрузкой электропривода поворота является не статическая, а динамическая нагрузка, величина которой определяется большими инерционными массами поворотной платформы и необходимым временем разгона и торможения.

Динамические нагрузки в механизме поворота возникают в результате резонансных явлений, а так же при ударе. Под действием внутренних возмущений упругая механическая система механизма поворота вовлекается в колебательный процесс. По мере изменения скорости платформы во время пуска или торможения, когда частота возмущений становится равной частоте свободных колебаний системы, наступает резонанс [11, 13], при котором амплитуды колебаний упругого момента и скорости существенно возрастают. При отсутствии демпфирования эти колебания развиваются непрерывно до полного разрушения механизма [31, 39, 40].

Здесь следует отметить, что в отличие от двухдвигательного привода тягового механизма драглайна, где выходные валы электродвигателей замкнуты на входной вал редуктора с использованием упругих муфт, выходные валы электродвигателей поворотного механизма - 9 являются входными валами редукторов - 3 (рис 1.15). Из-за наличия крупномодульного зацепления и больших передаточных отношений поворотный механизм обладает наибольшим приведенным зазором. Отсутствие упругих муфт приводит к тому, что при работе двух электродвигателей поворотного механизма на один зубчатый венец за счет неодинаковости номинальных скольжений каждого из них образуется деформационный момент, приводящий к неодинаковым амплитудам и фазам колебаний моментов во времени, то есть к значительным по величине динамическим нагрузкам [41].

Трансмиссия поворотного механизма обладает достаточно сложной в конструктивном плане системой. Как правило, в нее входят приводные электродвигатели постоянного тока, редукторы и другие детали. Расчеты таких систем на крутильные колебания очень трудоемки, а иногда даже невыполнимы без их упрощения. Упрощенная система должна быть эквивалентна действительной, то есть частоты и форма ее крутильных колебаний должны совпадать с частотами и формами колебаний реальной системы. Оба эти условия выполняются лишь приблизительно, но с достаточной для практических расчетов точностью [42].

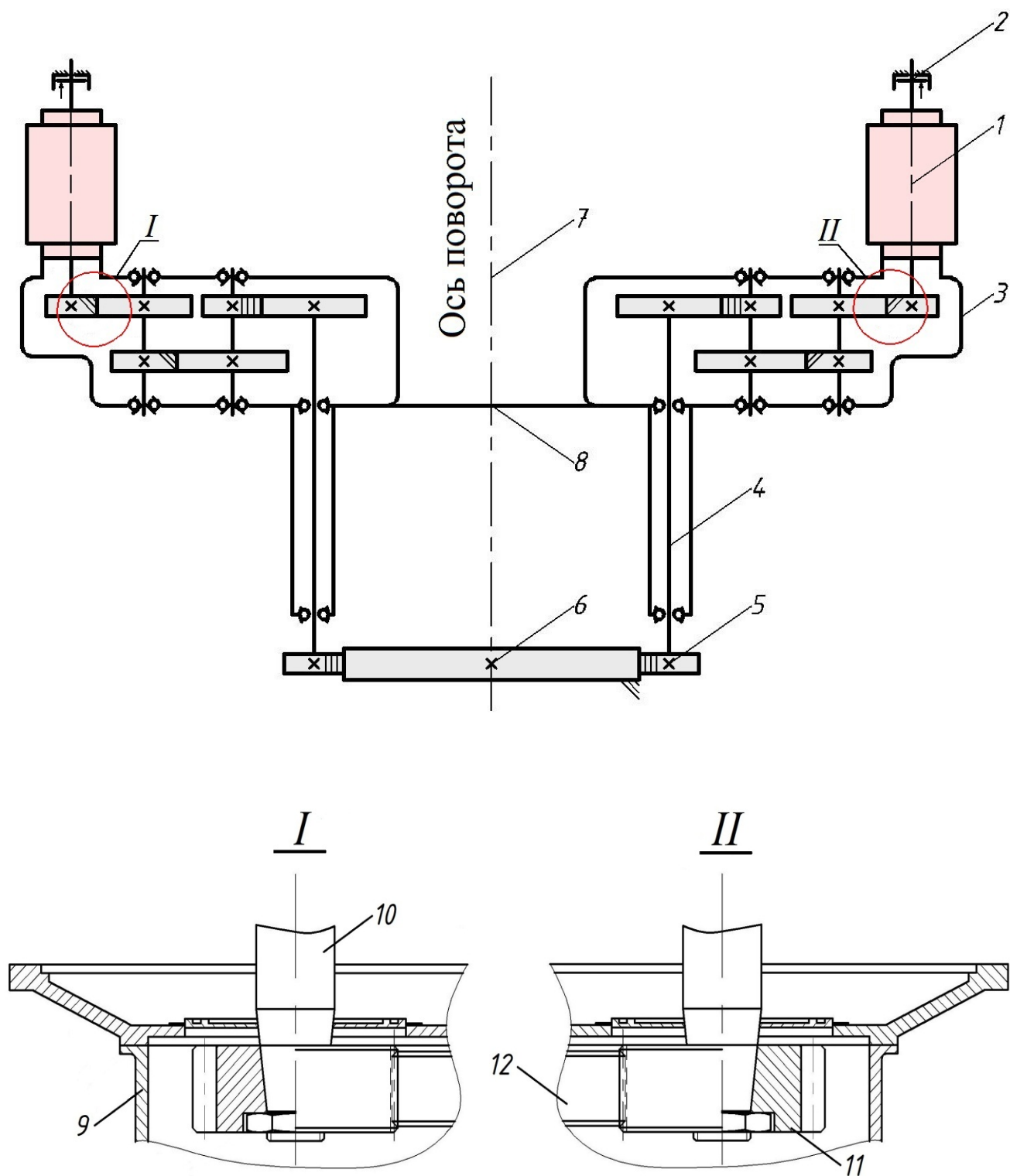


Рисунок 1.15 – Принципиальная кинематическая схема привода поворотного механизма драглайна: 1 - электродвигатель постоянного тока; 2 – нормально замкнутые дисковые тормоза; 3 – редуктор привода; 4 - выходной вал редуктора; 5 – бегунковые шестерни; 6 – зубчатый венец; 7 – ось поворотной платформы; 8 – поворотная платформа; 9 – корпус редуктора; 10 – выходной вал электродвигателя; 11 – быстроходная шестерня; 12 – тихоходная шестерня.

$\omega_{c;i}$ – частота собственных колебаний i -й массы, рад/с;

ε_i – фазовый угол, рад.

При приближении частоты колебаний возбуждающих сил к частоте свободных колебаний амплитуда вынужденных колебаний растет, достигая своего максимума при совпадении указанных частот. Такие колебания называются резонансными [43].

Для сохранения постоянства амплитуды при установившихся вынужденных колебаниях в каждом цикле колебаний необходимо равенство работ сил трения и возбуждающих моментов.

Силы сопротивления, или силы демпфирования, ограничивают развитие резонансных колебаний. Эти силы делятся на внешние (трение колеблющейся системы о среду, в которой происходят колебания) и внутренние (упругий гистерезис в материале вала, трение в сочленениях звеньев системы).

Закономерности изменения сил внешних сопротивлений обычно связывают со скоростью движения.

Резонанс возникает при совпадении частоты одного из периодически возбуждающих крутящих моментов с частотой одной из крутильных форм системы. При этом инерционные и упругие моменты системы уравниваются, и вся работа возмущающих сил идет на преодоление сил сопротивления.

Для определения резонансной, или критической, частоты вращения пользуются формулой:

$$n_{\text{рез}} = n_c / k_{\text{гарм}}, \text{ Гц} \quad (1.22)$$

где n_c - частота собственных колебаний одной из форм системы;

$k_{\text{гарм}}$ – порядок гармоника возбуждающего момента к обороту вала.

При возникновении сильного резонанса в рабочем диапазоне частоты вращения проход через него затруднен в связи с большим поглощением энергии на поддержание резонансных колебаний. В отдельных случаях потери при резонансе достигают 10% от эффективной мощности силовой установки. Поэтому вывод системы из резонансной зоны сильно затруднен. В реальных трансмиссионных си-

стемах амплитуды колебаний при резонансе ограничены по величине в связи с наличием в них демпфирования. Однако они могут достигать величин, опасных для прочности отдельных деталей или узлов крутильной системы.

Многочисленными исследованиями [11, 27, 28, 31, 43, 44, 45, 46] доказано, что при резонансе форма вынужденных колебаний близка к форме собственных. Однако полного совпадения форм не получается, так как нет равенства между моментами возбуждающих сил и сил сопротивления. Различие в моментах тем значительнее, чем больше потери на трение в системе. В большинстве механических систем потери на трение невелики, поэтому различие в формах вынужденных и свободных колебаний при резонансе невелико.

1.3 Цель и задачи исследования

В результате анализа литературы по теме исследования [4, 5, 10, 11, 13, 19, 25, 26, 27, 31, 44, 45] установлено, что:

- направление исследовательских работ по уменьшению динамических нагрузок в приводе тягового механизма драглайна актуально;
- снижение динамических нагрузок в приводе тягового механизма может быть достигнуто *установкой* в трансмиссии привода упругодемпфирующих элементов [47, 48, 49, 50].

Следует отметить, что при проектировании УДЭ для установки в электро-механическую систему привода тягового механизма драглайна необходимо решить, как минимум две технические задачи:

первую – **определить место установи** упругодемпфирующего элемента в приводе тягового механизма драглайна;

вторую – **установить** (на основе динамической модели драглайна) **рациональные параметры** (жесткость и демпфирование) упругодемпфирующего элемента.

Сегодня в технической литературе, практически не нашли отражения во-

просы связанные с динамикой нагрузок тягового механизма драглайна в течение его рабочего цикла и вопрос обоснования рациональных динамических параметров этого механизма. Анализ многочисленных сведений о результатах экспериментальных исследований и опытно-промышленных изысканиях по оценке производительности карьерных драглайнов [5, 8, 10, 11] показал, что предлагаемые методы расчета производительности не позволяют получить результат, адекватный промышленным данным, поскольку недостаточно исследовано влияние динамических параметров его основных механизмов.

Исследования привода поворотного механизма драглайна, приведенные в работах [11, 13, 43], недостаточно полно отражают изменение инерциальных параметров верхнего строения драглайна в течение рабочего цикла, которые в свою очередь оказывают влияние на средневзвешенную мощность этого механизма. Для определения инерциальных параметров верхнего строения драглайна и уяснения влияния динамических параметров привода поворотного механизма на величину производительности карьерного драглайна необходимо установить параметры траекторного движения ковша драглайна в течение рабочего цикла.

Целью работы является установление зависимостей формирования рациональных динамических параметров - жесткости и демпфирования электромеханической системы привода тягового механизма карьерного драглайна.

Выполненный анализ основных результатов исследований дает возможность сформулировать задачи настоящего исследования.

Цель достигается решением следующих основных задач:

- **установлением** параметров траекторного движения ковша драглайна в забое в течение рабочего цикла;
- **разработкой** математической многопараметрической модели удельной технической производительности драглайна в зависимости от динамических параметров электромеханических систем приводов его тягового и поворотного механизмов;

- **разработкой** схемы запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна;
- **разработкой** математической модели (уравнений движения) электромеханической системы привода тягового механизма драглайна;
- **установлением вида** критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров на уровень колебаний нагрузки в приводе тяговой лебёдки драглайна;
- **изысканием места установки** упруго - демпфирующего устройства в реактивном звене привода тягового механизма драглайна;
- **установлением рациональных динамических параметров** (жёсткости и демпфирования) упруго – демпфирующего устройства.

Выводы по главе

1. 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 «Разрез-Тугнуйский», 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).
2. Выполненный на основе статистических параметров (таблица 1.2) многокритериальный анализ конструкций драглайнов свидетельствует, что величины материалоемкости конструкции и теоретической энергоёмкости работы драглайна прямо пропорциональны его массе, а величина энерговооруженности драглайна практически не зависит от массы его конструкции.
3. В настоящее время оценка технической производительности карьерных драг-

лайнов производится без учёта динамических параметров привода тягового механизма, в то время, как процесс формирования сил и моментов сопротивления на рабочем оборудовании драглайна является динамическим.

4. Общие теоретические и методологические положения проблемы динамической нагруженности приводов карьерных драглайнов сформулированные в работах, определяют задачи ближайших исследований.
5. 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.

2. Закономерности формирования сил сопротивления при экскавации породного массива карьерным драглайном в течение одного элементарного цикла

2.1 Кинематические особенности рабочего цикла карьерного драглайна

Резкое изменение нагрузок электродвигателей в приводах тягового и поворотного механизмов драглайна вызывается не только переменными физико-механическими свойствами горных пород, но и характером операций, выполняемых каждым из механизмов за один цикл работы драглайна. Каждая операция выполняется с различной частотой вращения электродвигателей основных механизмов драглайна. На рисунке 2.1 приведены типовые скоростные диаграммы приводов основных механизмов драглайна.

Считается, что при отработке уступа забойная производительность драглайна зависит от многих факторов, например, прочности породы и продолжительности поворота драглайна на выгрузку ковша и возврат его в забой. Длительность поворота обусловлена, в основном, величиной угла поворота драглайна в конкретном забое. Так же известно, что поворот драглайна с гружёным ковшом и возврат в забой занимает до 70% длительности всего рабочего цикла [5], продолжительность которого – $T_{цз}$ в конкретном забое на угол $\varphi_з$ определяется по известной зависимости [5]:

$$T_{цз} = T_{цп}(1 + 2,333\varphi_з/\varphi_п)/3,333, \text{ с} \quad (2.1)$$

где $T_{цп}$ – продолжительность рабочего цикла драглайна при паспортном угле поворота на выгрузку - $\varphi_п = 135^\circ$.

В начале поворота драглайна на выгрузку с груженым ковшом (в конце черпания) машинист осуществляет синхронизацию поворотного и траекторного движения ковша во взаимно перпендикулярных плоскостях. При этом радиус инерции маховых масс поворотной части драглайна - $R(\varphi)$ составит величину $R(\varphi) = r$ (рис. 2.2), где r – наименьший радиус выгрузки (наименьший радиус положения ковша драглайна в конце черпания), определяемый суммой радиусов вращения

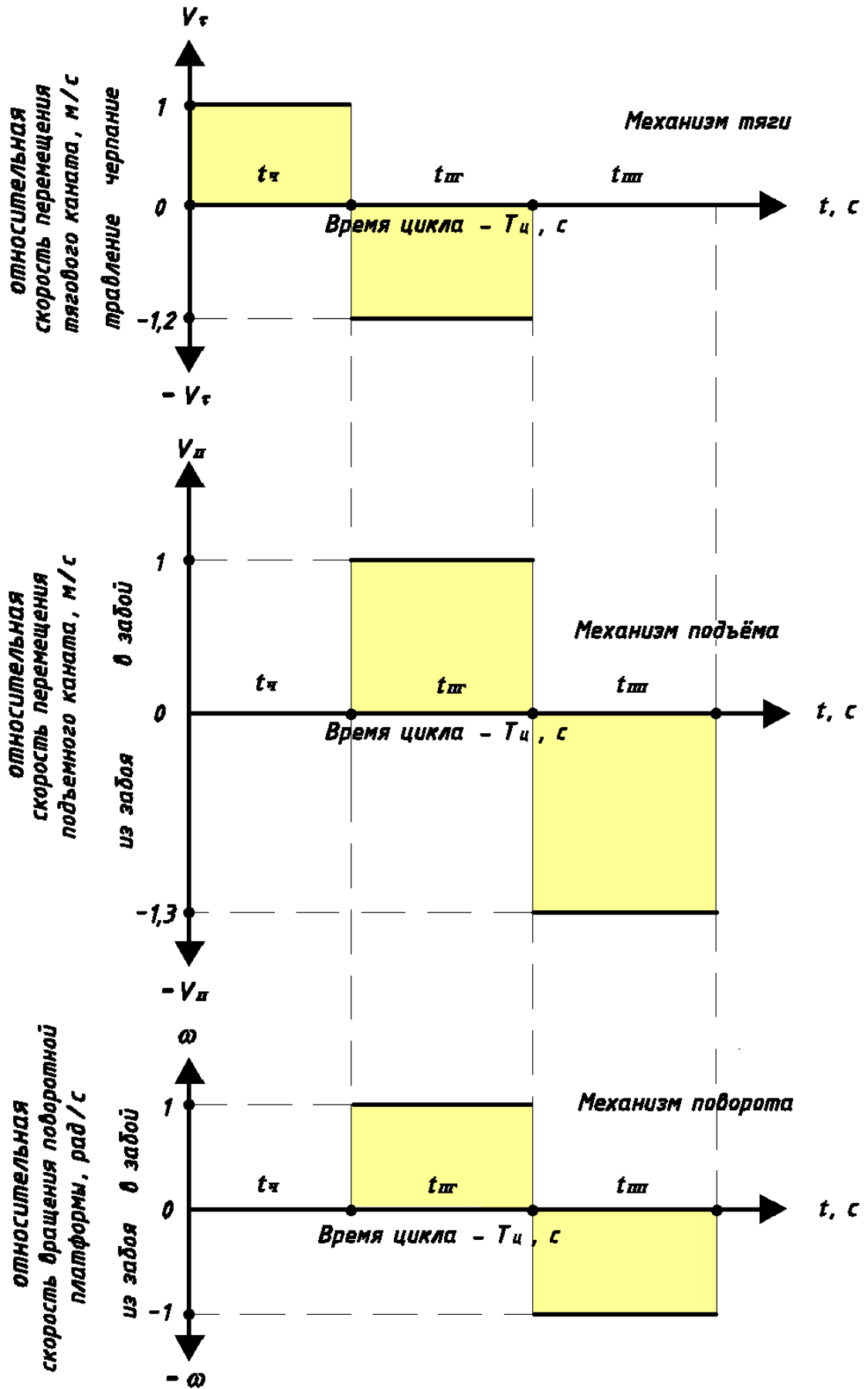


Рисунок. 2.1 – Скоростные диаграммы приводов основных механизмов драглайна

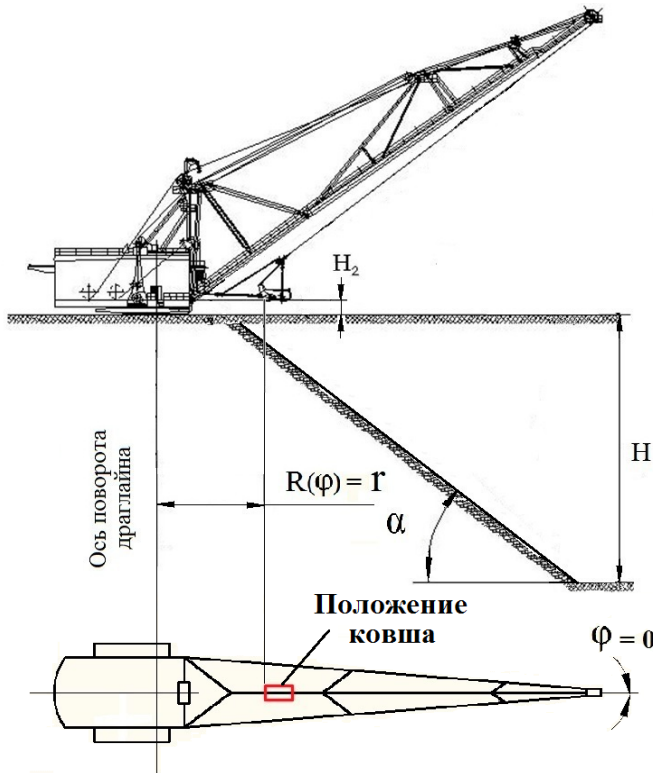


Рисунок 2.2 – Положение драглайна в конце черпания (в начале поворота на выгрузку)

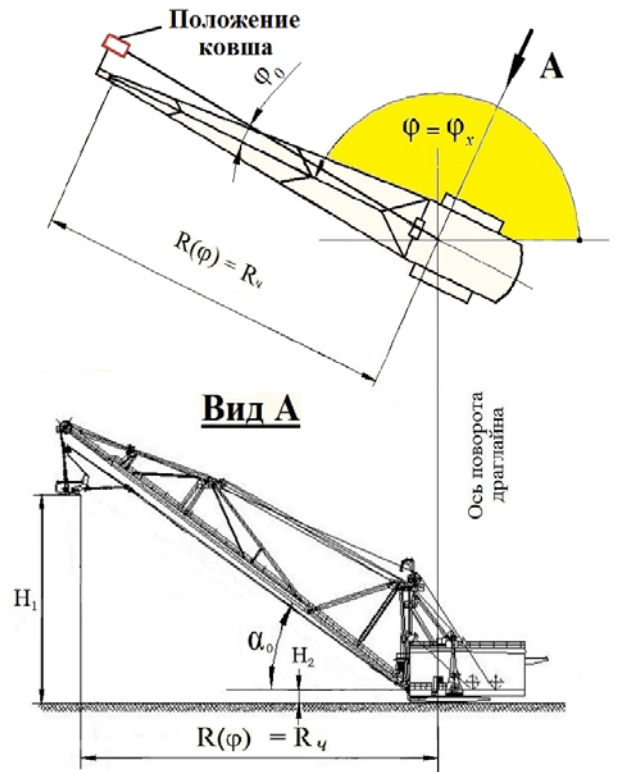


Рисунок 2.3 – Положение драглайна при достижении угла поворота - φ_x

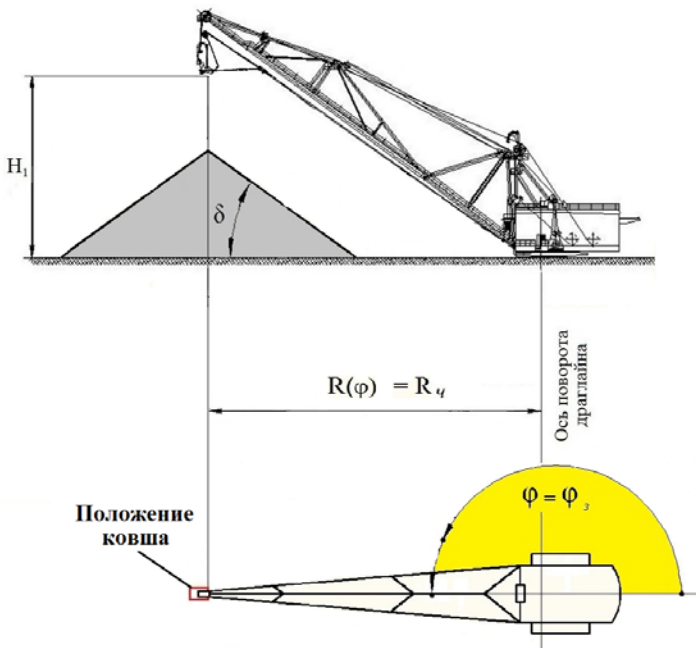


Рисунок 2.4 – Положение драглайна в момент разгрузки ковша

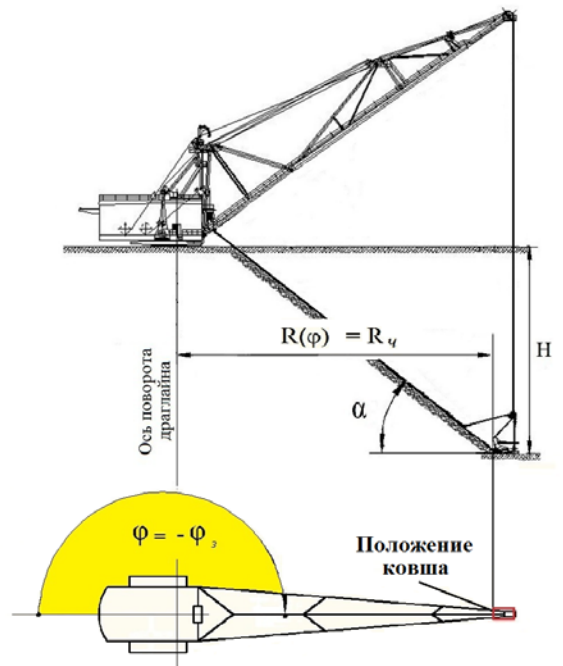


Рисунок 2.5 – Положение драглайна в момент начала черпания

хвостовой части подкрановых балок и оси пят стрелы. Учитывая то, что радиус инерции маховых масс драглайна принимает максимальное значение - $R(\varphi) = R_q$ одновременно с достижением угла поворота φ_x , после которого радиус инерции не зависит от величины конечного угла поворота φ_z (рис.2.3), то есть:

$$R(\varphi) = r + ((R_q - r)\varphi/\varphi_x) \cos \varphi_0, \text{ м} \quad (2.2)$$

где R_q – наибольший радиус черпания и выгрузки ковша драглайна, м, равный:

$$R_q = r' + l_{ст} \cos \alpha_0, \text{ м (здесь: } r' \text{ - радиус вращения оси пят стрелы, м; } l_{ст} \text{ -}$$

– длина стрелы драглайна, м; α_0 – угол наклона стрелы драглайна, рад);

φ_0 – угол отклонения канатов и ковша от оси стрелы во время поворота драглайна [50, 51].

По данным профессора Волкова Д.П. этот угол для драглайнов с вместимостью ковша от 6 до 15 м³ во время поворота драглайна на выгрузку и возврата его в забой варьируется 0 до ± 2 градусов [29], следовательно, $\cos \varphi_0$ практически равен единице.

Особый интерес представляет изменение длины тягового каната в течение времени черпания, поскольку он находится под действием высоких статических и динамических нагрузок. Расчетная схема изменения длины тягового каната драглайна в течение времени черпания приведена на рисунке 2.6 - а.

Так, при реализации рабочего цикла длина тягового каната изменяется, в общем случае, только на величину канатоемкости - n_b (м) барабанов тяговой лебедки (на величину суммарной длины витков намотки по ширине барабана):

$$n_b = l_{нап max}, \text{ м} \quad (2.3)$$

Где $l_{нап max}$ – максимальная длина пути наполнения ковша соответствующая *экскавации тяжёлых пород*. Которые характеризуются величинами отношения объёма призмы волочения к объёму ковша - λ и коэффициента удельного сопротивления породы копанию - K_F соответственно равных $\lambda_{min} = 0,2$ и $K_{Fmax} = 0,4 \cdot 10^6$ Па [33, 50, 51].

Из уравнения (2.3) следует, что в начале черпания канатоемкость барабанов тяговой лебедки (не считая витка крепления) всегда равна нулю, но в момент

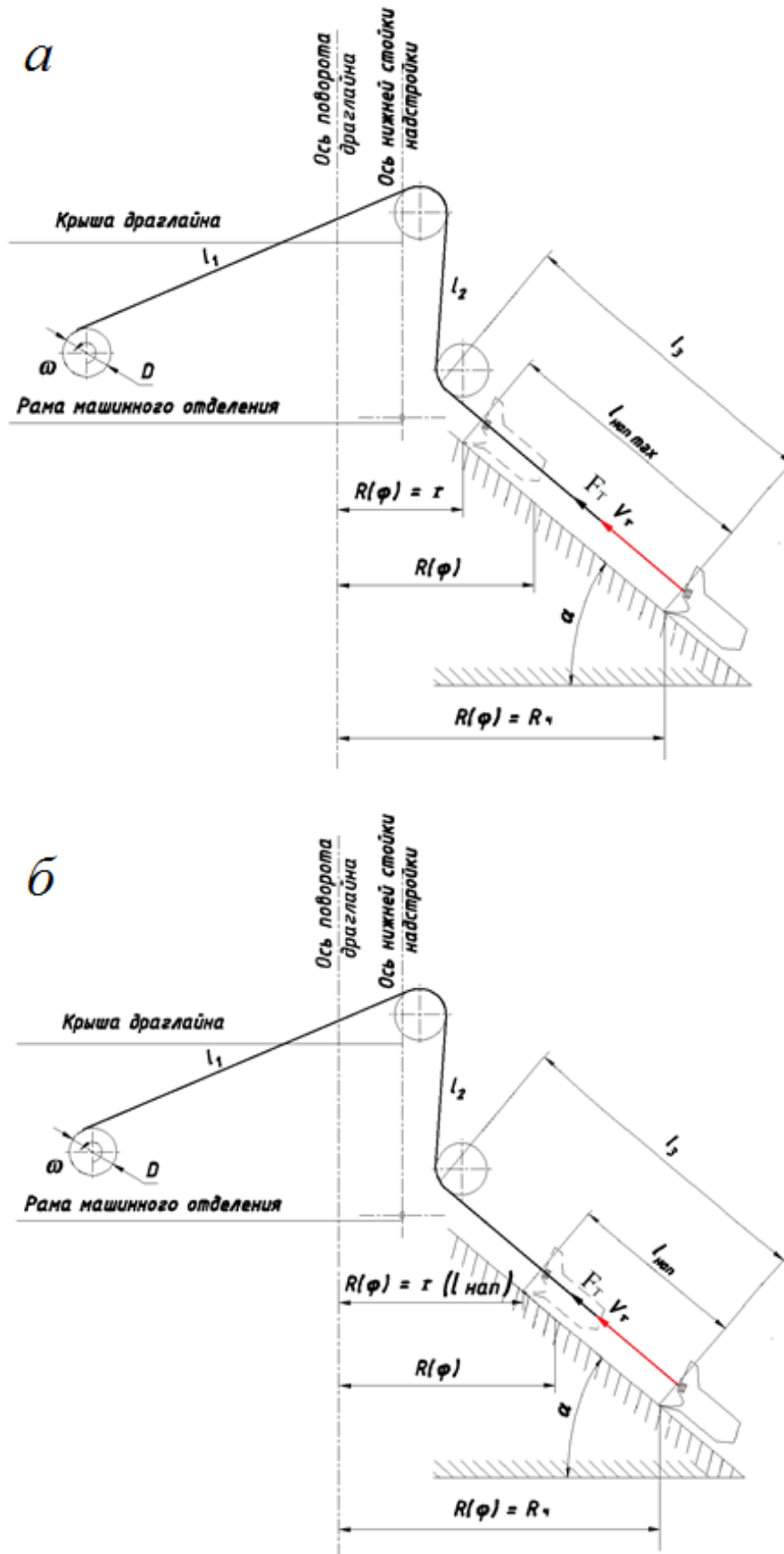


Рисунок 2.6 – Расчетная схема изменения длины тягового каната при: а – максимальном пути наполнения ковша – $l_{\text{нап max}}$; б - пути наполнения ковша меньшем чем – $l_{\text{нап max}}$

окончания черпания *средних* ($\lambda = 0,3$; $K_F = 0,29 \cdot 10^6$, Па) и *легких* ($\lambda = 0,4$; $K_F = 0,12 \cdot 10^6$, Па) пород величина длины пути наполнения ковша может принимать значения меньшие, чем $l_{\text{нап max}}$.

Для конкретной модели драглайна (при одной и той же установленной мощности привода тяговой лебёдки - N_T , вместимости ковша - E и скорости его движения в забое - V_T) справедливо нижеследующее соотношение [33]:

$$\frac{1 + \lambda_{\min} K_{F \max}}{l_{\text{нап max}} K_{p \max}} = \frac{1 + \lambda_i K_{F i}}{l_{\text{нап } i} K_{p i}} \quad (2.4)$$

где K_p – коэффициент разрыхления породы в ковше драглайна (отношение объема породы в ковше к объёму породы в целике), $K_{p 1} \dots K_{p i} \dots K_{p \max}$;

$\lambda_i, l_{\text{нап } i}, K_{F i}, K_{p i}$ отношение объёма призмы волочения к объёму ковша, путь наполнения ковша (м), коэффициент сопротивления породы копанию (Па), коэффициент разрыхления породы при экскавации средних или лёгких категорий пород соответственно.

В свою очередь путь наполнения ковша при экскавации породы любой категории в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рисунке 2.6 - б определится как:

$$l_{\text{нап } i} = [R_q - r(l_{\text{нап } i})] / \cos \alpha, \text{ м} \quad (2.5)$$

здесь $r(l_{\text{нап } i})$ – величина наименьшего радиуса инерции ковша драглайна в момент окончания черпания в функции пути его наполнения, м;

α – угол естественного откоса забоя, рад.

Далее поделив (2.5) на величину - R_q и подставив результат в уравнение (2.4) и решив последнее относительно относительного наименьшего радиуса инерции ковша драглайна - $\tilde{r}(l_{\text{нап } i}) = \frac{r(l_{\text{нап } i})}{R_q}$ (2.6) получим:

$$\tilde{r}(l_{\text{нап } i}) = \frac{r(l_{\text{нап } i})}{R_q} = 1 - \frac{1 + \lambda_i K_{p \max} K_{F i}}{1 + \lambda_{\min} K_{p i} K_{F \max}} \left[1 - \frac{r}{R_q} \right] \quad (2.7)$$

В соответствии с расчётной схемой, приведенной на рисунке 2.6 – б полный радиус инерции маховых масс драглайна - с учетом выражений (2.5) и (2.6) определится как:

$$R(\varphi) = l_{\text{нап } i} \cos \alpha + r(l_{\text{нап } i}), \text{ м} \quad (2.8)$$

Числовые значения относительного наименьшего радиуса инерции ковша - $\tilde{r}(l_{\text{нап } i})$ драглайна ЭШ 10/70 в зависимости от категории породы по трудности экскавации приведены в таблице 2.1

Таблица 2.1

	Породы по трудности экскавации		
	I,II -Легкие	III - Средние	IV - Тяжёлые
$\tilde{r}(l_{\text{нап } i})$ - относительный наименьший радиус инерции ковша драглайна	0,751	0,463	0,352

При повороте платформы драглайна с грузёным ковшом на разгрузку требуется «травление» тягового каната, поэтому работа тягового механизма протекает при повышенной скорости - V_{τ} , превышающей номинальную - V_{τ} на 10-20% [33].

Скорость траекторного движения ковша в горизонтальной плоскости - V_{τ} составит:

$$V_{\tau} = 1,15V_{\tau} \cos \alpha_0, \text{ м/с} \quad (2.9)$$

Длительность достижения радиусом инерции величины наибольшего радиуса выгрузки ковша драглайна - $R_{\text{ч}}$ при его траекторном движении в горизонтальной плоскости определится как частное от деления $[R_{\text{ч}} - r(l_{\text{нап } i})]/V_{\tau}$. С другой стороны, длительность достижения радиусом инерции величины наибольшего значения - $R_{\text{ч}}$ при его поворотном движении определяется как частное от деления φ_x/ω , где ω – угловая скорость поворота верхнего строения драглайна, рад/с. С учётом синхронизации двух этих движений ковша угол поворота - φ_x определяется из выражения [52]:

$$\varphi_x = \omega [R_{\text{ч}} - r(l_{\text{нап } i})]/1,15V_{\tau} \cos \alpha_0, \text{ рад} \quad (2.10)$$

Поделив левую и правую части уравнения (2.10) на величину радиуса - $R_{\text{ч}}$ окончательно получим:

$$\frac{\varphi_x}{R_{\text{ч}}} = \frac{\omega [1 - r(l_{\text{нап } i})/R_{\text{ч}}]}{1,15V_{\tau} \cos \alpha_0}, \text{ рад/м} \quad (2.11)$$

Числовые значения относительного угла поворота верхнего строения - φ_x/R_q драглайна ЭШ 10/70 в зависимости от категории пород по трудности экскавации приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

	Породы по трудности экскавации		
	I,II -Легкие	III - Средние	IV - Тяжёлые
φ_x/R_q - относительный угол поворота верхнего строения драглайна, при котором, радиус его инерции соответствует наибольшему радиусу выгрузки ковша, рад/м	0,0178	0,0384	0,0464

Для уяснения формы траекторного движения ковша при повороте верхнего строения драглайна на угол - φ выразим полный радиус инерции маховых масс драглайна - $R(\varphi)$ в декартовых координатах - x ; y .

$$\begin{cases} x = R(\varphi) \cos \varphi, \text{ м} \\ y = R(\varphi) \sin \varphi, \text{ м} \end{cases} \quad (2.12)$$

При повороте верхнего строения драглайна на выгрузку начальный радиус инерции - $r(l_{\text{нап } i})$ соответствующий окончанию черпания (см. рис. 2.2) в траекторном движении ковша увеличивается до значения - R_q .

В течение поворота верхнего строения драглайна угол поворота изменяется в пределах от $0 \leq \varphi \leq \varphi_x$ и уравнения (2.12) с учетом выражения (2.8) и того, что $l_{\text{нап } i} \cos \alpha = \varphi V_r / \omega$ принимают вид:

$$\text{при } 0 \leq \varphi \leq \varphi_x \quad \begin{cases} x = \left(r(l_{\text{нап } i}) + \frac{\varphi V_r}{\omega} \right) \cos \varphi, \text{ м} \\ y = \left(r(l_{\text{нап } i}) + \frac{\varphi V_r}{\omega} \right) \sin \varphi, \text{ м} \end{cases} \quad (2.13)$$

Далее поделив, правые и левые части уравнений системы (2.13) на величину наибольшего радиуса выгрузки ковша драглайна - R_q , имеем:

$$\text{при } 0 \leq \varphi \leq \varphi_x \quad \begin{cases} x/R_q = \left(r(l_{\text{нап } i})/R_q + \frac{\varphi V_\Gamma}{\omega R_q} \right) \cos \varphi, \text{ м} \\ y/R_q = \left(r(l_{\text{нап } i})/R_q + \frac{\varphi V_\Gamma}{\omega R_q} \right) \sin \varphi, \text{ м} \end{cases} \quad (2.14)$$

Далее с учетом зависимости (2.6) и того, что произведение ωR_q – является максимальной касательной скоростью поворота ковша драглайна - V_Π (см. рис. 2.3) получим при $0 \leq \varphi \leq \varphi_x$:

$$\begin{cases} x/R_q = \left(1 - \frac{1+\lambda_i}{1+\lambda_{\min}} \frac{K_{p \max}}{K_{p i}} \frac{K_{F i}}{K_{F \max}} \left[1 - \frac{r}{R_q} \right] + \frac{\varphi V_\Gamma}{V_\Pi} \right) \cos \varphi, \text{ м} \\ y/R_q = \left(1 - \frac{1+\lambda_i}{1+\lambda_{\min}} \frac{K_{p \max}}{K_{p i}} \frac{K_{F i}}{K_{F \max}} \left[1 - \frac{r}{R_q} \right] + \frac{\varphi V_\Gamma}{V_\Pi} \right) \sin \varphi, \text{ м} \end{cases} \quad (2.15)$$

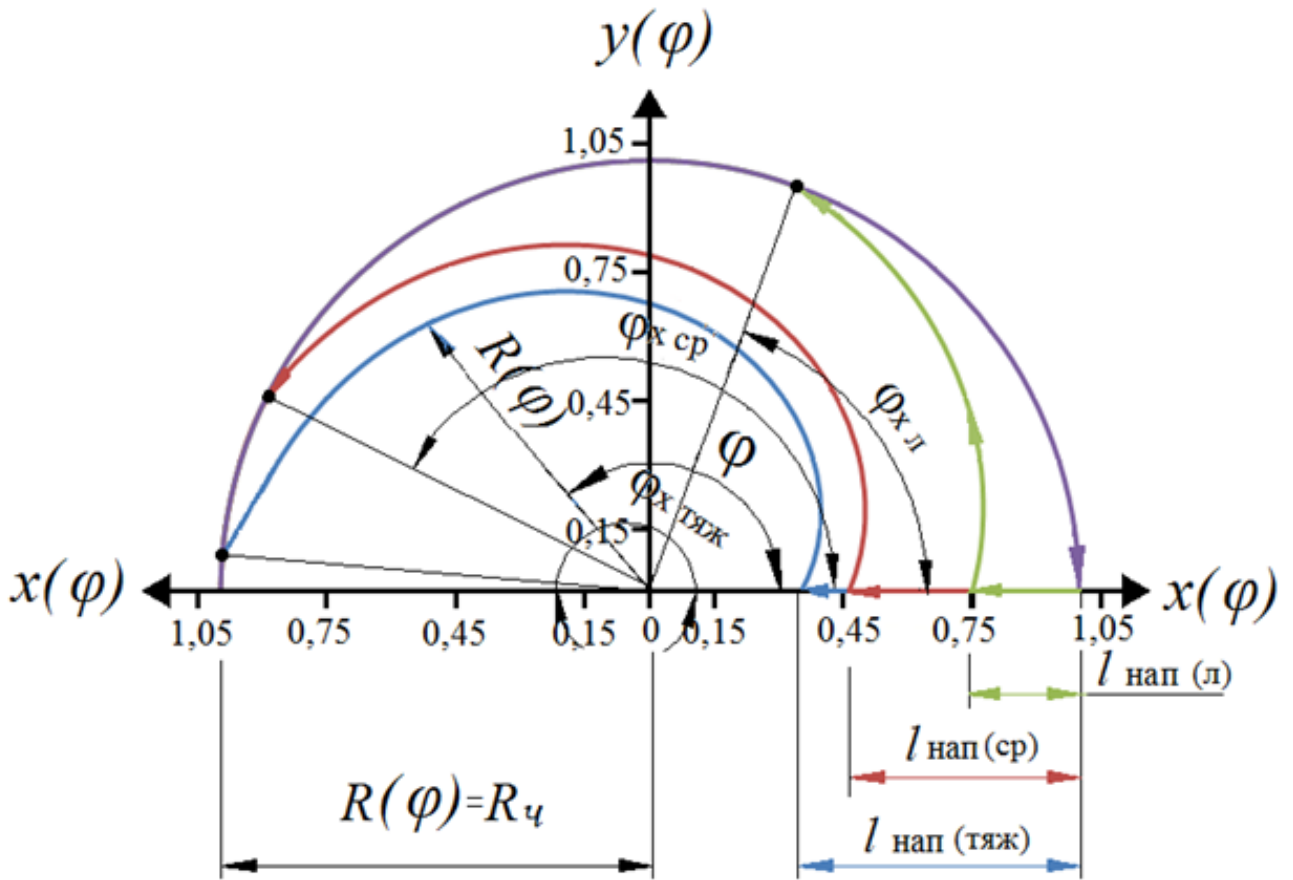
Следует отметить, что в интервале угла поворота верхнего строения драглайна $\varphi_3 - \varphi_x$ радиус инерции остается неизменным по величине и равным наибольшему радиусу черпания - R_q .

Зависимость радиуса инерции маховых масс драглайна (2.15) от угла поворота его верхнего строения в течение цикла (в полярных координатах) с учетом категории пород по трудности экскавации приведена на рисунке 2.7 [52].

Анализ графической интерпретации зависимости (2.15) 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 - $R(\varphi)/R_q$ драглайна нелинейно увеличивается с увеличением относительного угла его поворота на выгрузку - φ/R_q и уменьшается с увеличением категории породы по трудности экскавации;
- относительный радиус инерции маховых масс драглайна не изменяется в течение поворота его в забой и равен $R(\varphi)/R_q = 1$;
- 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.



Траектория движения ковша при экскавации:

- тяжелых пород ;
- легких пород ;
- средних пород ;
- траектория движения ковша при возврате в забой

Рисунок 2.7 – Изменение относительного радиуса инерции от относительного угла поворота драглайна - $\varphi/R_ч$ в зависимости от категории пород по трудности экскавации

2.2 Разработка многопараметрической математической модели работы драглайна в течение одного элементарного цикла

Работа тягового, подъемного и поворотного механизмов (за один цикл продолжительностью - $T_{цз}$) может быть представлена тремя наиболее характерными операциями (см. рис. 2.8): *черпанием породы* (продолжительностью - $t_ч$); *поворотом на разгрузку с грузёным ковшом* (продолжительностью - $t_{пг}$); *поворотом в*

забой с порожним ковшем (продолжительностью – $t_{\text{пп}}$) [33].

В технической литературе имеются многочисленные сведения о результатах экспериментальных исследований и опытно-промышленных изысканиях по оценке производительности карьерных драглайнов [5, 8, 10, 11]. Однако, как правило, предлагаемые методы расчета производительности не позволяют получить результат, адекватный промышленным данным.

Эффективность работы карьерного драглайна зависит от многих взаимосвязанных между собой факторов. Считается, что продолжительность цикла поворота драглайна в конкретном забое на угол – φ_3 кроме других параметров, в конечном счете, определяет его забойную производительность – Q , которая, в свою очередь, находится из известного выражения [5]:

$$Q = \frac{E K_H}{T_{\text{ц}} K_p} K_3, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.16)$$

где E – геометрическая вместимость ковша драглайна, м^3 (для разработки пород III и IV категорий по трудности экскавации в комплекте запасных частей поставляются ковши с уменьшенной вместимостью);

K_H – коэффициент наполнения ковша, $0 \leq K_H \leq 1$;

K_3 – коэффициент забоя, учитывающий длительность непрерывной работы драглайна с одного места стояния;

$T_{\text{ц}}$ – расчётная длительность цикла при повороте при угле поворота на выгрузку 135° , с.

Выражение (2.16) непосредственно учитывает только один конструктивный параметр (E) и косвенно характеристики породы (K_p) и забоя (K_H), но не позволяет количественно установить влияние на уровень забойной производительности:

- характеристик забоя (угла естественного откоса забоя – α (рад), угла поворота верхнего строения драглайна – $3\pi/4 \leq \varphi_3 \leq \pi$ (рад) и пути наполнения ковша – $l_{\text{нап } i}$ (м), зависящего от категории породы по трудности экскавации);
- сопротивления породы копанью – K_F (Н $\text{м}/\text{м}^3$) и её плотности – $\rho_{\text{п}}$ ($\text{кг}/\text{м}^3$);
- конструктивных параметров (длины стрелы – $l_{\text{СТ}}$, угла её наклона к горизонтали – α_0 (рад) и коэффициента тары ковша – k_T);

- *кинематических параметров* (скоростей движения тягового - V_T (м/с), подъёмного канатов - $V_{\text{пр}}$ (м/с) и поворота верхнего строения драглайна - ω (рад/с));
- *силовых параметров* основных приводов драглайна (моментов инерции поворотного механизма с гружёным - I_T (кг м²) и с порожним - I_P (кг м²) ковшами, коэффициентов трения ковша о породу - μ и коэффициентов полезного действия тягового, подъёмного и поворотного механизмов - $\eta_T, \eta_{\text{под}}, \eta_P$);
- *динамических параметров* (коэффициентов динамичности тягового - $k_{\text{дт}}$ и поворотного - $k_{\text{дп}}$ механизмов).

В то время как объемная забойная производительность одноприводной горной машины по В.И. Солоду [53] определяется через мощность, затраченную на разрушение горного массива - $N_y \eta$ (Вт) и удельную энергоёмкость процесса разрушения породы - H_w (Нм/м³):

$$Q = N_y \eta / H_w, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.17)$$

Здесь N_y – установленная мощность привода машины, Вт;

η – коэффициент полезного действия привода машины.

Переходя от производительности одноприводной машины к производительности драглайна имеем:

$$Q = k_{\text{заг}} \sum_{i=1}^n N_i \eta_i / \sum_{i=1}^n H_{wi}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.18)$$

здесь $k_{\text{заг}}$ – средний коэффициент загрузки силовой установки драглайна по мощности (принимается равным $k_{\text{заг}} = 0,85$ [33]);

N_i – мощность i - того механизма драглайна задействованного в течение цикла его работы, Вт;

η_i – коэффициент полезного действия i - того механизма драглайна;

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 копанью, её плотности, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров* рабочего оборудования и приводов драглайна;

n – число механизмов драглайна задействованных в течение цикла его работы, (так как в течение цикла работы драглайна механизм его хода не задействован, здесь и далее рассматриваются только тяговый, подъёмный и поворотный механизмы, поэтому $n = 3$).

Для упрощения математического аппарата [45] отнесём величину забойной производительности - Q к величине установленной мощности его силовой установки – N_y , Вт и при $\eta_i = \eta_{i+1} = \eta_n = \eta$ имеем:

$$Q_y = k_{\text{зар}} / \sum_{i=1}^n H_{wi}, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}} \quad (2.19)$$

Таким образом, уравнение (2.19) позволит определять уровень технической производительности для драглайнов с различной установленной мощностью силовой установки.

Далее найдём зависимости удельных энергоёмкостей - H_{wi} для тягового, подъёмного и поворотного механизмов драглайна задействованных в течение цикла его работы.

Для установления удельной энергоёмкости работы поворотного механизма драглайна - H_{w1} следует определить мощность - $N_{\text{п}}$, затраченную поворотным механизмом для получения производительности драглайна в один метр кубический в секунду в течение одного элементарного цикла - $T_{\text{цз}}$.

Здесь следует отметить, что в механизмах поворота современных драглайнов ЭШ-6.45М, ЭШ-10.60, ЭШ-10.70А, ЭШ-11.70, ЭШ-13.50, ЭШ-14.50, ЭШ-15.90А, ЭШ-20.90 используются *два двигателя* постоянного тока с независимым возбуждением, которые при торможениях платформы работают в режиме динамического торможения (противовключения тока).

Далее найдём мощность привода поворотного механизма драглайна - $N_{\text{п}}$, которая в соответствии с результатами, полученными в работе [33] определится как:

$$N_{\text{п}} = \frac{2k_{\text{дп}}k_{\text{я}}}{\eta} \omega^3 (I_{\Gamma} + I_{\text{п}}), \text{Вт} \quad (2.20)$$

где $k_{\text{дп}}$ – коэффициент динамичности работы двухдвигательного поворотного ме-

ханизма драглайна (под коэффициентом динамичности привода вращательного действия - $k_{дп} = 1 + M_{дин}/M_{ст}$ понимается отношение полного момента действующего в трансмиссии привода - $M_{ст} + M_{дин}$ поворота к статическому моменту - $M_{ст}$ его нагружения).

$k_я$ – коэффициент, учитывающий момент инерции якорей электродвигателей,
 $k_я = 1,1$, [33];

ω – угловая скорость вращения верхнего строения драглайна принимается равной половине паспортной, рад/с;

$I_г, I_п$ – моменты инерции верхнего строения драглайна при повороте с гружёным и порожним ковшем соответственно, кг·м²;

Суммарный момент инерции составит [49]:

$$I_г + I_п = E\rho_п[k_г[(1 + \lambda_i) + k_т] + k_пk_т]R^2(\varphi = \varphi_x), \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (2.21)$$

здесь $\rho_{пi}$ – плотность породы в целике, кг/м³ (принимаемая равной: для лёгких пород $\rho_п = (1,8...2,5)10^2$ кг/м³; для средних пород $\rho_п = (2,5...3,0)10^2$ кг/м³; для тяжёлых пород $\rho_п = (3,0...3,5)10^2$ кг/м³ соответственно [33]);

$k_г, k_п$ – 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 ковшем соответственно;

$k_т$ – коэффициент тары ковша с подвеской (принимаемый равным: для лёгких пород $k_т = 1,0...1,4$; для средних пород $k_т = 1,3...1,9$; для тяжёлых пород $k_т = 1,6...2,4$ соответственно, [5]).

В работах Подэрни Р.Ю., Бочарова Р.А., Холикова М.С. и других [54, 55, 56] установлено, что для современных отечественных драглайнов ЭШ-6.45М, ЭШ-10.60, ЭШ-10.70А, ЭШ-11.70, ЭШ-13.50, ЭШ-14.50, ЭШ-15.90А, ЭШ-20.90 коэффициенты, учитывающие момент инерции вращающихся частей драглайна составляют $k_г = 1,74$, $k_п = 3,57$.

Подставляя в уравнение (2.20) величины $k_я = 1,1$ и $\eta = 0,8$ и учитывая, что практически $t_{пг} = t_{пп}$ после некоторых алгебраических преобразований имеем:

$$N_{\Pi} = 2k_{\text{дп}}\omega^3 E\rho_{\Pi}[k_{\Gamma}[(1 + \lambda_i) + k_{\Gamma}] + k_{\Pi}k_{\Gamma}]R^2(\varphi = \varphi_x), \frac{H \cdot \text{м}}{c} \quad (2.22)$$

Далее поделив выражение (2.22) на цикловую производительность драглайна – $E/T_{\text{цз}}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) (см. рис. 2.7) с учётом выражения (2.1) получим *удельную энергоёмкость* - H_{w1} *работы механизма поворота драглайна в течение цикла* [57]:

$$H_{w1} = 2k_{\text{дп}}\omega^3 \rho_{\Pi} T_{\text{цз}} [k_{\Gamma}[(1 + \lambda_i) + k_{\Gamma}] + k_{\Pi}k_{\Gamma}]R^2(\varphi = \varphi_x), \frac{H \cdot \text{м}/\text{с}}{\text{м}^3/\text{с}} \quad (2.23)$$

Анализ уравнения (2.23) свидетельствует, что *удельная энергоёмкость* в течение одного цикла работы привода поворотного механизма драглайна - H_{w1} *прямо пропорциональна*: - коэффициенту динамичности работы механизма поворота - $k_{\text{дп}}$; - плотности породы - ρ_{Π} ; - длительности цикла работы драглайна в конкретном забое - $T_{\text{цз}}$; - сумме моментов инерции драглайна при его повороте с гружёным и порожним ковшом отнесенных к вместимости ковша - $\rho_{\Pi}[k_{\Gamma}[(1 + \lambda_i) + k_{\Gamma}] + k_{\Pi}k_{\Gamma}]R^2(\varphi = \varphi_x)$; - скорости поворота верхнего строения драглайна – ω и *обратно пропорциональна* коэффициенту полезного действия - η .

Средневзвешенная удельная энергоёмкость работы тягового механизма драглайна - H_{w2} (это мощность - N_{Γ} , затраченная механизмом для получения производительности драглайна в один метр кубический в секунду в течение одного элементарного цикла - $T_{\text{цз}}$) рассматривается нами, как сумма произведений удельных энергоёмкостей работы тягового механизма в течение длительности черпания - $H_{w\Gamma}^{\text{ч}}$, длительности поворота драглайна на выгрузку - $H_{w\Gamma}^{\text{п}}$ и последующего возврата в забой - $H_{w\Gamma}^{\text{пп}}$ и весовых коэффициентов $\frac{t_{\text{ч}}}{T_{\text{цз}}}$, $\frac{t_{\text{пг}}}{T_{\text{цз}}}$, $\frac{t_{\text{пп}}}{T_{\text{цз}}}$ соответственно.

$$H_{w2} = H_{w\Gamma}^{\text{ч}} \frac{t_{\text{ч}}}{T_{\text{цз}}} + H_{w\Gamma}^{\text{п}} \frac{t_{\text{пг}}}{T_{\text{цз}}} + H_{w\Gamma}^{\text{пп}} \frac{t_{\text{пп}}}{T_{\text{цз}}} \quad (2.24)$$

Причём сумма весовых коэффициентов работы приводов тягового, подъёмного и поворотного механизмов драглайна равна единице:

$$t_{\text{ч}}/T_{\text{цз}} + t_{\text{пг}}/T_{\text{цз}} + t_{\text{пп}}/T_{\text{цз}} = 1,0 \quad (2.25)$$

С учетом выражения (2.1) весовые коэффициенты работы приводов тягового, подъёмного и поворотного механизмов драглайна определяются из нижеследующих отношений:

$$t_q/T_{цз} = [1 + 2,3(3) \frac{\varphi_3}{\varphi_n}]^{-1} \quad (2.26)$$

$$\frac{t_{пr}}{T_{цз}} = \frac{t_{пп}}{T_{цз}} = \frac{2,3(3)}{2} \frac{\varphi_3}{\varphi_n} [1 + 2,3(3) \frac{\varphi_3}{\varphi_n}]^{-1} \quad (2.27)$$

Здесь следует отметить, что при повороте платформы с порожним ковшом в забой основным усилием в тяговом канате является центростремительная сила, удерживающая ковш на траектории движения вокруг оси вращения поворотной платформы, величиной которой ввиду малого её значения можно пренебречь [33], $H_{WT}^{пп} = 0$.

Для определения удельных энергоёмкостей работы тягового механизма в течение времени черпания - $H_{WT}^ч$ и поворота - $H_{WT}^п$ установим величины усилий - F_T, F_n в тяговом канате.

На рисунке 2.8 приведена расчётная схема сил действующих на ковш драглайна при черпании породы, проекция которых, на ось «х» - $\sum F_x = 0$ составит:

$$F_T + \mu F_n + gE\rho_n \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_T \right) \sin \alpha - F_T = 0, \text{ Н} \quad (2.28)$$

И на ось «у» - $\sum F_y = 0$ соответственно:

$$gE\rho_n \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_T \right) \cos \alpha - F_n = 0, \text{ Н} \quad (2.29)$$

здесь F_T – усилие в тяговых канатах (тяговое усилие ковша) драглайна в течение черпания породы, Н;

F_T, F_n – касательная и нормальная составляющие силы сопротивления движению ковша драглайна соответственно;

μ – коэффициент трения ковша о породу, $\mu = 0,4 \dots 0,6$ [51, 53].

При условии 100%-го наполнения ковша касательная составляющая - F_T , в соответствии с результатами, полученными в работе [5] составляет:

$$F_T = K_{Fi} E (1 + \lambda_i) / l_{нап i} K_{pi}, \text{ Н} \quad (2.30)$$

K_{pi} – коэффициент разрыхления i - ой породы в ковше драглайна;

λ_i – отношение i - го объёма призмы волочения к объёму ковша; (принимается равным: для лёгких пород $\lambda = 0,4$ при $K_p = 1,25$; для средних пород $\lambda = 0,3$ при $K_p = 1,3$; для тяжёлых пород $\lambda = 0,2$ при $K_p = 1,37$ соответ-

ственно)

$l_{\text{нап } i}$ – путь наполнения ковша, зависящий от категории породы по трудности экскавации (определяемый по уравнению (2.5) в котором значение $\tilde{r}(l_{\text{нап } i})$ принимается по таблице 2.1), м;

Решая уравнение (2.28) относительно усилия в тяговом канате - F_T с учётом выражений (2.29) и (2.30) имеем:

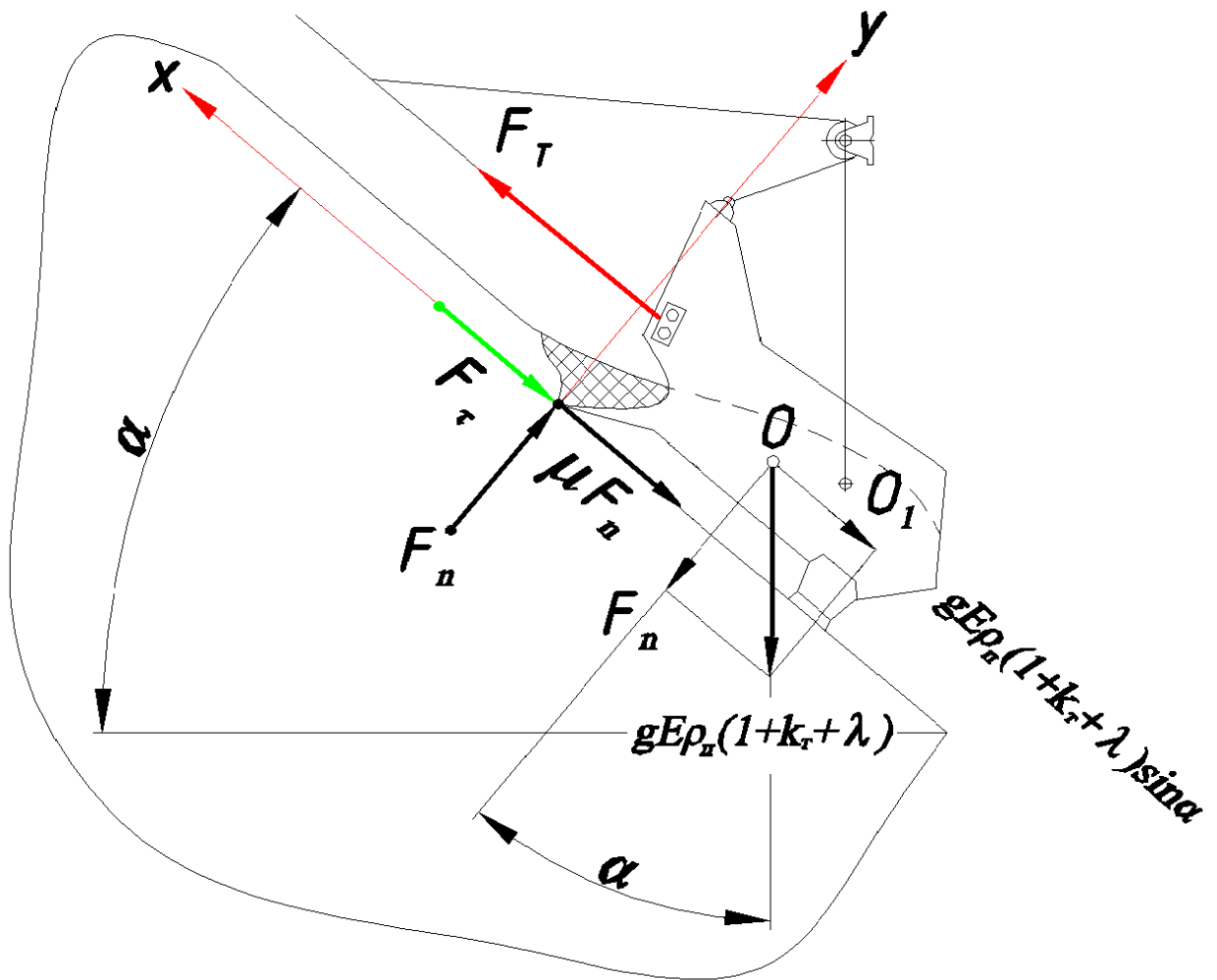


Рисунок 2.8 - Схема сил действующих на ковш драглайна при черпании породы

$$F_T = E k_{\text{дт}} \left\{ \frac{(1+\lambda_i) K_{F i}}{l_{\text{нап } i} K_{P i}} + g \rho_{\text{п}} \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_{\text{т}} \right) [\mu \cos \alpha + \sin \alpha] \right\}, \text{ Н} \quad (2.31)$$

где $k_{\text{дт}}$ – коэффициент динамичности работы тягового механизма драглайна, с учётом жёсткости тяговых канатов $k_{\text{дт}} = 1,96 \dots 2,58$ [5] (под коэффициентом динамичности тягового механизма драглайна - $k_{\text{дт}} = 1 + F_{\text{дин}}/F_{\text{ст}}$

понимается отношение полного статического усилия действующего в тяговом канате и в трансмиссии привода - $F_{ст} + F_{дин}$ тяги к статической нагрузке - $F_{ст}$).

Далее умножив величину усилия в тяговом канате драглайна - F_T (уравнение (2.31)) на скорость каната тяговой лебёдки - V_T (м/с) и, поделив его на коэффициент полезного действия тягового механизма драглайна - η , а так же на цикловую производительность драглайна - $E/T_{цз}$ (м³/с), получим удельную энергоёмкость - $H_{вт}^ч$ работы драглайна:

$$H_{вт}^ч = \frac{V_T T_{цз}}{\eta} k_{дт} \left\{ \frac{(1+\lambda_i) K_{Fi}}{l_{нап} i K_{pi}} + g \rho_{п} \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_T \right) [\mu \cos \alpha + \sin \alpha] \right\}, \text{ Н} \quad (2.32)$$

Где $T_{цз}$ - время цикла работы драглайна, с, определяемое по зависимости (2.1).

При повороте платформы драглайна с гружёным ковшом на выгрузку на тяговый канат действуют две силы:

- в первом приближении сила, удерживающая ковш [33] в горизонтальном положении - F_T , Н:

$$F_T = g E \rho_{п} [(1 + \lambda_i) + k_T] / 2, \text{ Н} \quad (2.33)$$

- центробежная сила - $F_{ц}$, Н, удерживающая ковш на его траектории движения вокруг оси вращения платформы на угол φ и направленная к центру вдоль тягового каната:

$$F_{ц} = E \rho_{п} [(1 + \lambda_i) + k_T] \omega^2 R (\varphi = \varphi_x), \text{ Н} \quad (2.34)$$

В соответствии с нагрузочными диаграммами приводов основных механизмов драглайна приведенными на рисунке 2.9 величина усилия в тяговом канате в течение времени поворота - $F_{п}$ составит:

$$F_{п} = F_T + F_{ц} \quad (2.35)$$

И с учетом уравнений (2.33) и (2.34) выражение (2.35) принимает вид:

$$F_{п} = 0,5 E \rho_{п} [(1 + \lambda_i) + k_T] [g + 2 \omega^2 R (\varphi = \varphi_x)], \text{ Н} \quad (2.36)$$

Умножая правую часть уравнения (2.36) на скорость траекторного движения тягового каната - $(1,1 \dots 1,2) V_T$ [33] и, деля, полученный результат на коэффи-

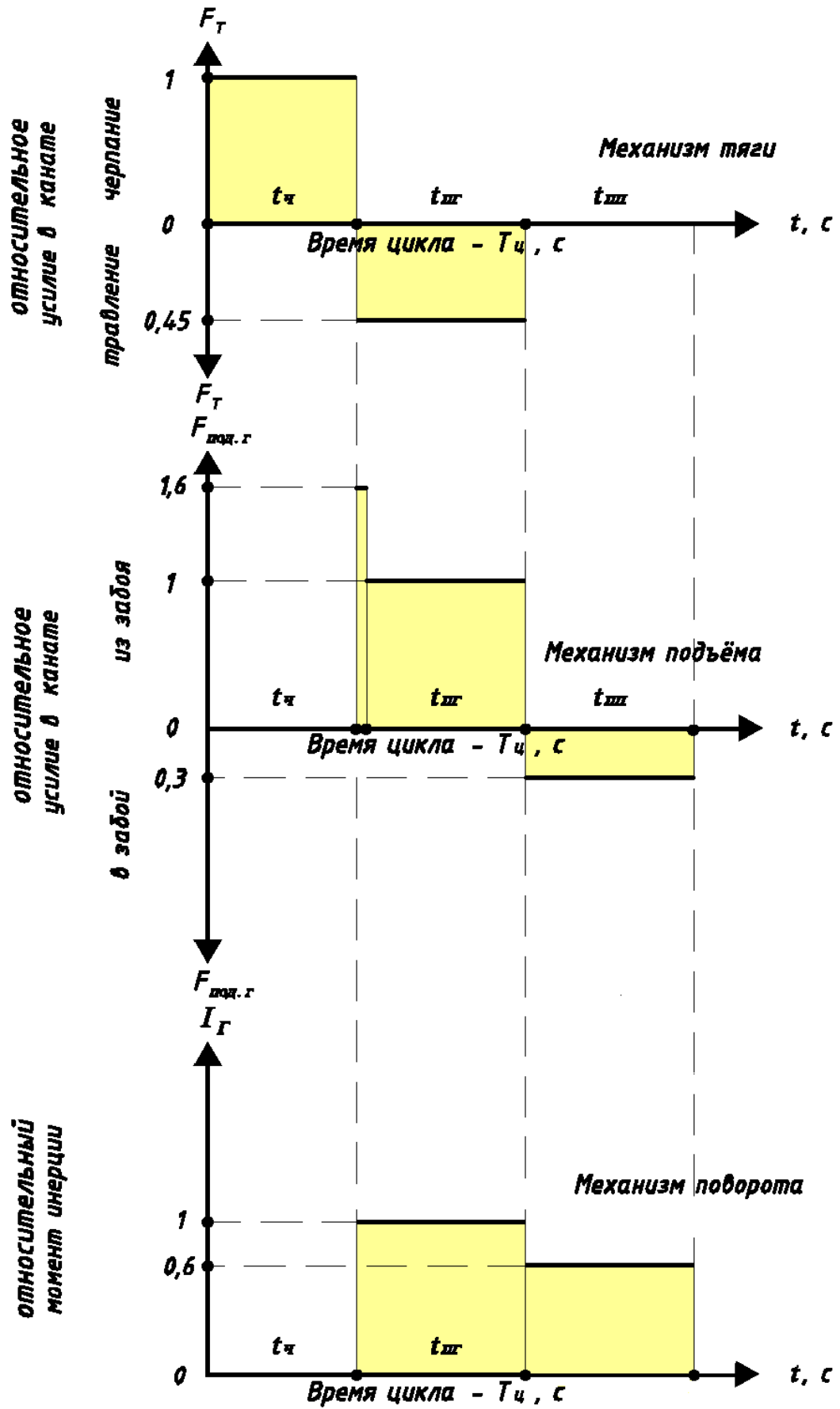


Рисунок 2.9 – Нагрузочные диаграммы приводов основных механизмов драглайна

коэффициент полезного действия тягового механизма драглайна – η , а так же на цикловую производительность драглайна – $E/T_{цз}$ получим удельную энергоёмкость – $H_{wT}^п$ работы тягового механизма:

$$H_{wT}^п = 0,575V_{\tau}\rho_{п}[(1 + \lambda_i) + k_{\tau}] [g + 2\omega^2R(\varphi = \varphi_x)]T_{цз}/\eta, \frac{H \cdot M}{M^3} \quad (2.37)$$

Далее, подставив результаты (2.28) и (2.33) в выражение (2.24) с учётом зависимости (2.1) окончательно получим выражение для удельной средневзвешенной энергоёмкости работы тягового механизма драглайна – H_{w2} в течение одного элементарного цикла – $T_{цз}$:

$$H_{w2} = \frac{V_{\tau}T_{цп}}{\eta} \left\{ 0,3k_{дт} \left[\frac{(1 + \lambda_i)K_{Fi}}{l_{нап i}K_{pi}} + g\rho_{п} \left(\frac{1 + \lambda_i}{2} + k_{\tau} \right) [\mu \cos \alpha + \sin \alpha] \right] + 0,2 \frac{\varphi_3}{\varphi_{п}} \rho_{п} [(1 + \lambda_i) + k_{\tau}] [g + 2\omega^2R(\varphi = \varphi_x)] \right\}, \frac{H \cdot M}{M^3} \quad (2.38)$$

Анализ уравнения (2.38) свидетельствует, что *средневзвешенная удельная энергоёмкость* в течение одного цикла *работы тягового механизма* драглайна – H_{w2} *прямо пропорциональна* – скорости каната тяговой лебёдки – V_{τ} ; – длительности элементарного цикла работы драглайна – $T_{цп}$, *обратно пропорциональна* коэффициенту полезного действия – η и *нелинейно возрастает* с увеличением коэффициентов динамичности работы тягового механизма – $k_{дт}$, сопротивления породы копанию – K_F , скорости поворота верхнего строения драглайна – ω , отношения угла поворота драглайна в конкретном забое к его паспортному значению – $\varphi_3/\varphi_{п}$ и *нелинейно убывает* с увеличением пути наполнения ковша – $l_{нап i}$.

Для определения средневзвешенной удельной энергоёмкости работы подъёмного механизма в течение времени поворота на выгрузку и последующего возврата в забой – H_{w3} следует установить величины усилий в подъёмном канате – $F_{под,г}$, $F_{под,п}$ во время поворота.

Здесь следует отметить, что привод подъёмного механизма во время черпания не нагружен и включается в работу только после наполнения ковша для его отрыва от забоя. Отрыв ковша от забоя происходит при повышенных нагрузках в подъёмном канате, но продолжается не более нескольких секунд [33] (см. рис 2.9).

Поэтому, без потери точности вычислений нагрузкой в канате в момент отрыва ковша от забоя пренебрегаем.

При повороте платформы верхнего строения на выгрузку усилие в подъёмном канате драглайна - $F_{\text{под.г}}$ определяется только весом ковша с породой:

$$F_{\text{под.г}} = gE\rho_{\text{п}}[(1 + \lambda_i) + k_{\text{т}}], \text{ Н} \quad (2.39)$$

При повороте драглайна в забой с порожним ковшом усилие в подъёмном канате - $F_{\text{под.п}}$ определяется только весом ковша:

$$F_{\text{под.п}} = gE\rho_{\text{п}}k_{\text{т}}, \text{ Н} \quad (2.40)$$

Далее, умножаем выражения (2.39), (2.40) на скорости траекторного движения подъёмного каната - $V_{\text{пг}}$ и - $V_{\text{пп}} = 1,2 V_{\text{пг}}$ [33] и на весовой коэффициент - $\frac{t_{\text{пг}}}{T_{\text{цз}}}$, а затем суммируем их. Полученную сумму делим на коэффициент полезного действия тягового механизма драглайна - η , а так же на цикловую производительность драглайна - $E/T_{\text{цз}}$ и с учётом зависимости (2.1) получаем энергоёмкость - $H_{\text{wз}}$ работы подъёмного механизма драглайна в течение одного элементарного цикла - $T_{\text{цз}}$:

$$H_{\text{wз}} = 0,35T_{\text{цп}} \frac{\varphi_{\text{з}}}{\varphi_{\text{п}}} g\rho_{\text{п}} V_{\text{пг}} [(1 + \lambda_i) + 2,2k_{\text{т}}] / \eta, \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{м}^3} \quad (2.41)$$

Анализ уравнения (2.37) свидетельствует, что *удельная энергоёмкость* в течение одного цикла *работы подъёмного механизма драглайна* - $H_{\text{wз}}$ *прямо пропорциональна* - плотности породы - $\rho_{\text{п}}$, скорости траекторного движения подъёмного каната - $V_{\text{пг}}$; - длительности элементарного цикла работы драглайна - $T_{\text{цп}}$ и *обратно пропорциональна* коэффициенту полезного действия - η .

Подставив результаты (2.23), (2.38), (2.41) в уравнение (2.19) окончательно получим выражение удельной технической производительности драглайна - Q_y в течение одного элементарного цикла - $T_{\text{цз}}$ его работы.

2.3 Исследование влияния характеристик забоя, сопротивления породы копанию и её плотности, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров приводов тягового и поворотного механизмов драглайна на его производительность.

Полученное нами ранее уравнение (2.19) с учетом выражений (2.23), (2.38), (2.41) представляет собой многопараметрическую математическую модель работы драглайна в течение одного элементарного цикла позволяющую количественно установить влияние на уровень его удельной забойной производительности:

- *характеристик забоя* (угла естественного откоса забоя – α , угла поворота верхнего строения драглайна - $3\pi/4 \leq \varphi_3 \leq \pi$ и пути наполнения ковша - $l_{\text{нап } i}$, зависящего от категории породы по трудности экскавации);
- *сопротивления породы копанию* - K_F и её плотности - $\rho_{\text{п}}$;
- *конструктивных параметров* (длины стрелы - $l_{\text{ст}}$, угла её наклона к горизонтали - α_0 и коэффициента тары ковша - $k_{\text{т}}$);
- *кинематических параметров* (скоростей движения тягового - $V_{\text{т}}$, подъёмного канатов - $V_{\text{пг}}$ и поворота верхнего строения драглайна – ω);
- *силовых параметров* основных приводов драглайна (моментов инерции поворотного механизма с гружёным - $I_{\text{г}}$ и с порожним - $I_{\text{г}}$ ковшами, коэффициентов трения ковша о породу – μ и коэффициентов полезного действия тягового, подъёмного и поворотного механизмов);
- *динамических параметров* (коэффициентов динамичности тягового - $k_{\text{дт}}$ и поворотного - $k_{\text{дп}}$ механизмов).

Результаты моделирования уравнения (2.19) с использованием пакета прикладной программы MathCAD представлены на рисунках 2.10, 2.11 и 2.12.

На рисунке 2.10 приведена зависимость удельной технической производительности драглайна от коэффициентов динамичности тягового и поворотного механизмов при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород при паспортном угле поворота драглайна на выгрузку равном $\varphi_3 = 3\pi/4$.

На рисунках 2.11 и 2.12 приведены зависимости удельной технической

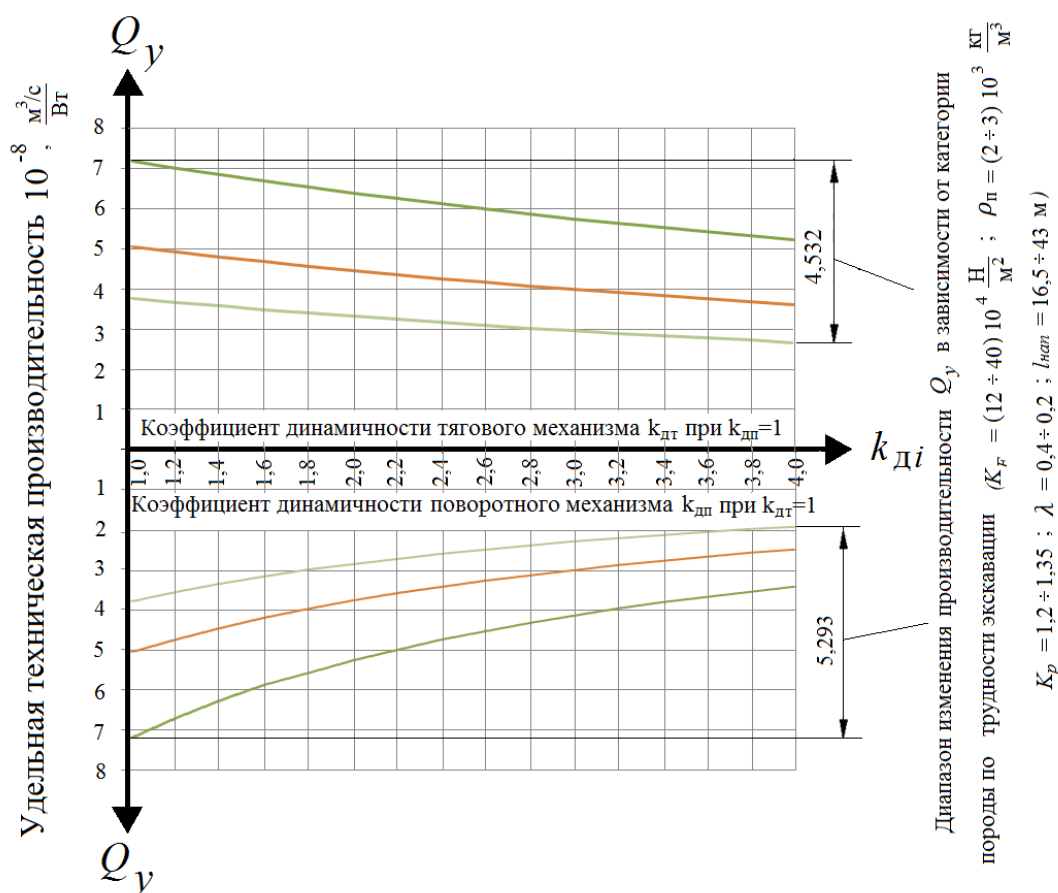


Рисунок 2.10 – Зависимость удельной технической производительности драглайна от коэффициентов динамичности тягового и поворотного механизмов при экскавации лёгких (—), средних (—) и тяжёлых пород (—) и паспортном угле поворота драглайна на выгрузку $\varphi_3=3\pi/4$

производительности драглайна от коэффициентов динамичности тягового и поворотного механизмов при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород и угла поворота драглайна на выгрузку $\varphi_3=7\pi/8$ и $\varphi_3=\pi$ соответственно.

На рисунке 2.13 приведены результаты исследований зависимостей (см. рис. 2.10, 2.11 и 2.12) уровней удельной технической производительности драглайна и изменения их диапазонов при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород от угла поворота драглайна на выгрузку.

Анализ результатов исследования приведенных на рисунке 2.13 свидетельствует, что *уровень удельной технической производительности карьерного драглайна* – Q_y и изменение его диапазонов *нелинейно убывает*:

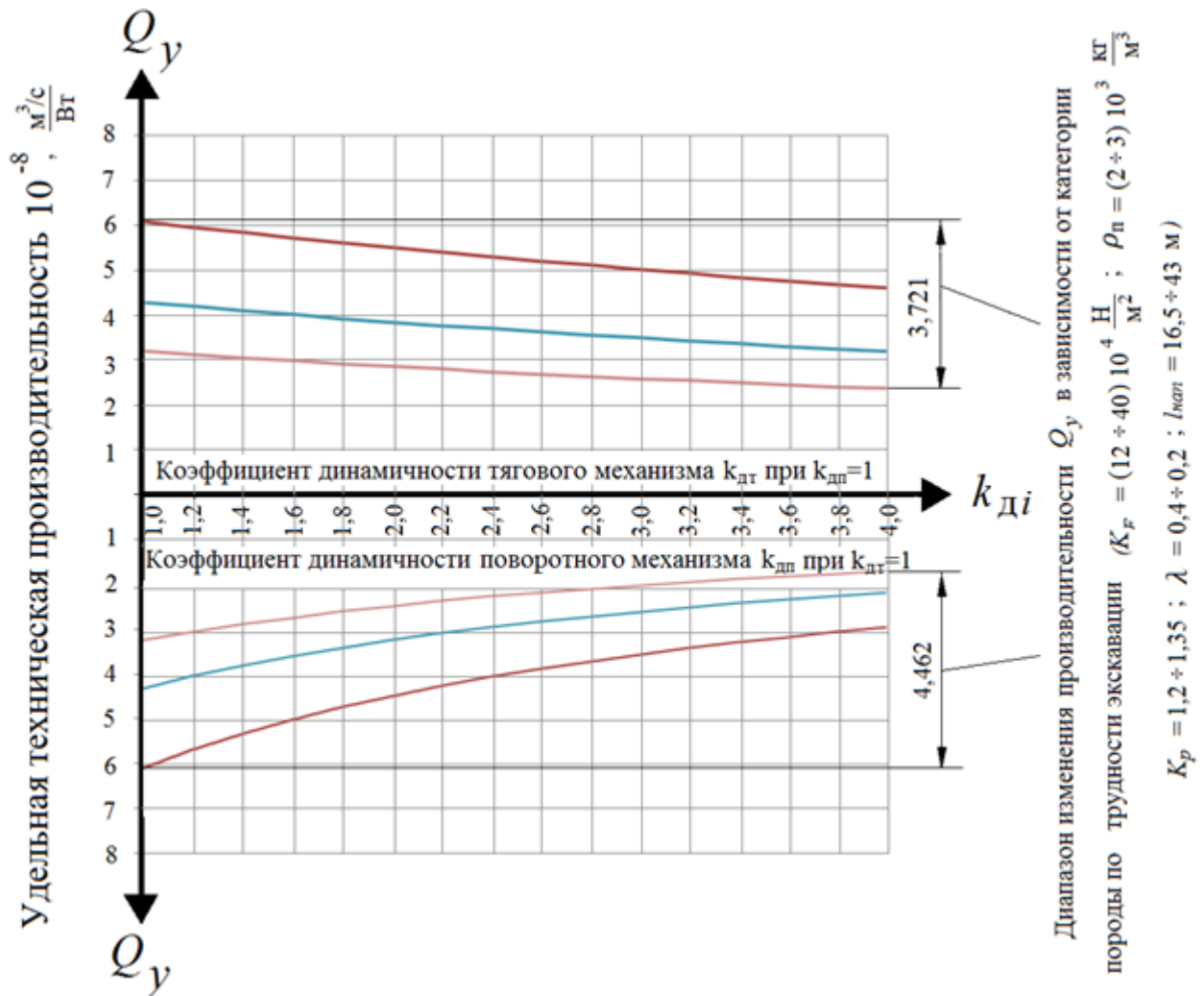


Рисунок 2.11 – Зависимость удельной технической производительности драглайна от коэффициентов динамичности тягового и поворотного механизмов при экскавации лёгких (—), средних (—) и тяжёлых пород (—) и угле поворота драглайна на выгрузку $\varphi_3=7\pi/8$

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

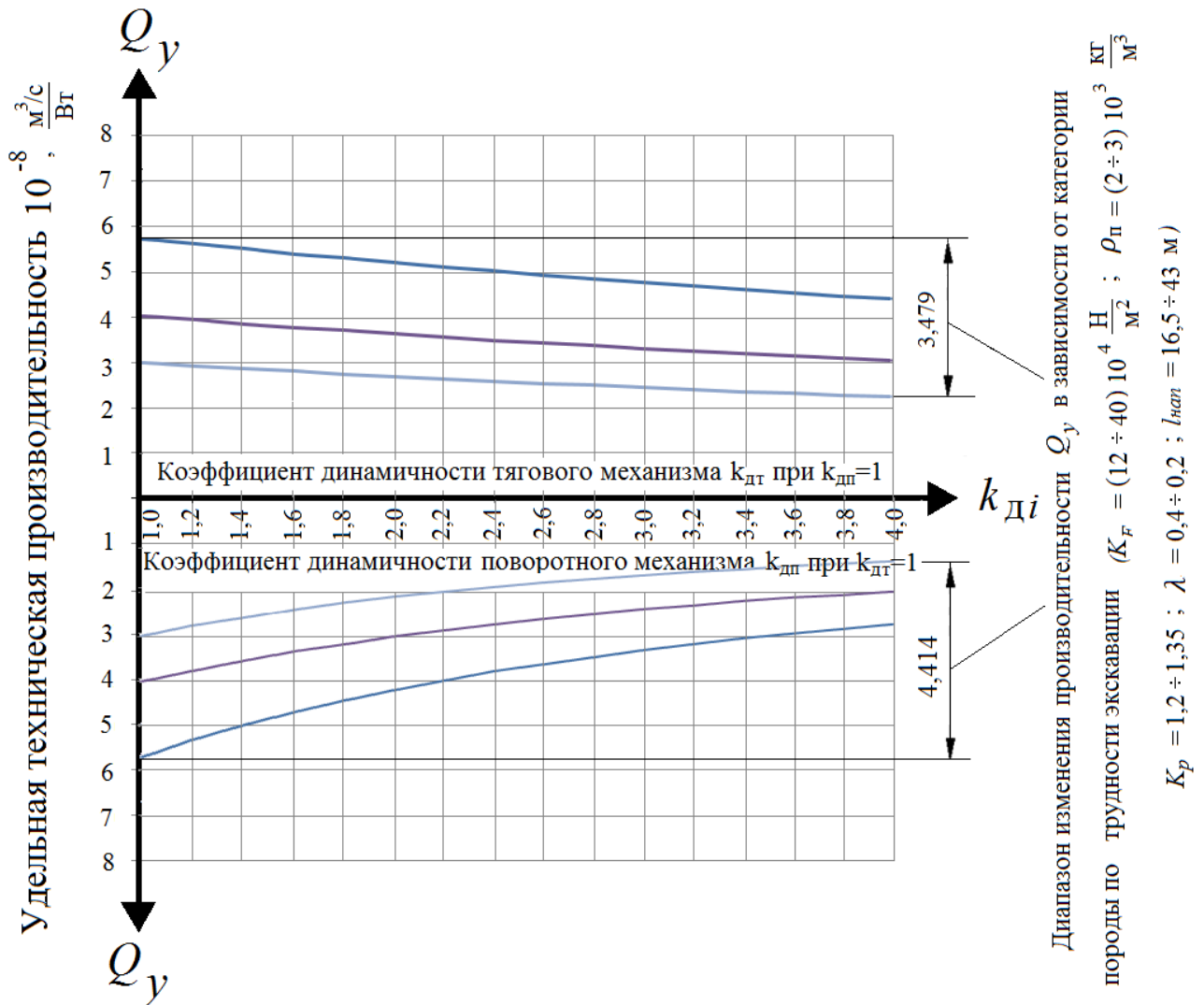


Рисунок 2.12 – Зависимость удельной технической производительности драглайна от коэффициентов динамичности тягового и поворотного механизмов при экскавации лёгких (—), средних (—) и тяжёлых пород (—) и угле поворота драглайна на выгрузку $\varphi_3=\pi$

фициента динамичности поворотного, чем от увеличения коэффициента динамичности тягового механизма.

Выполненное ранее параметрическое исследование уровня удельной технической производительности драглайна не позволяет оценить уровень действительного объёма горной массы, отработанного за определённый период его эксплуатации, то есть определить эксплуатационную производительность, учитывающую в том числе и надёжность работы (ресурс) его тягового и поворотного механизмов.

Известно, что наработка на отказ тягового механизма драглайна опреде-

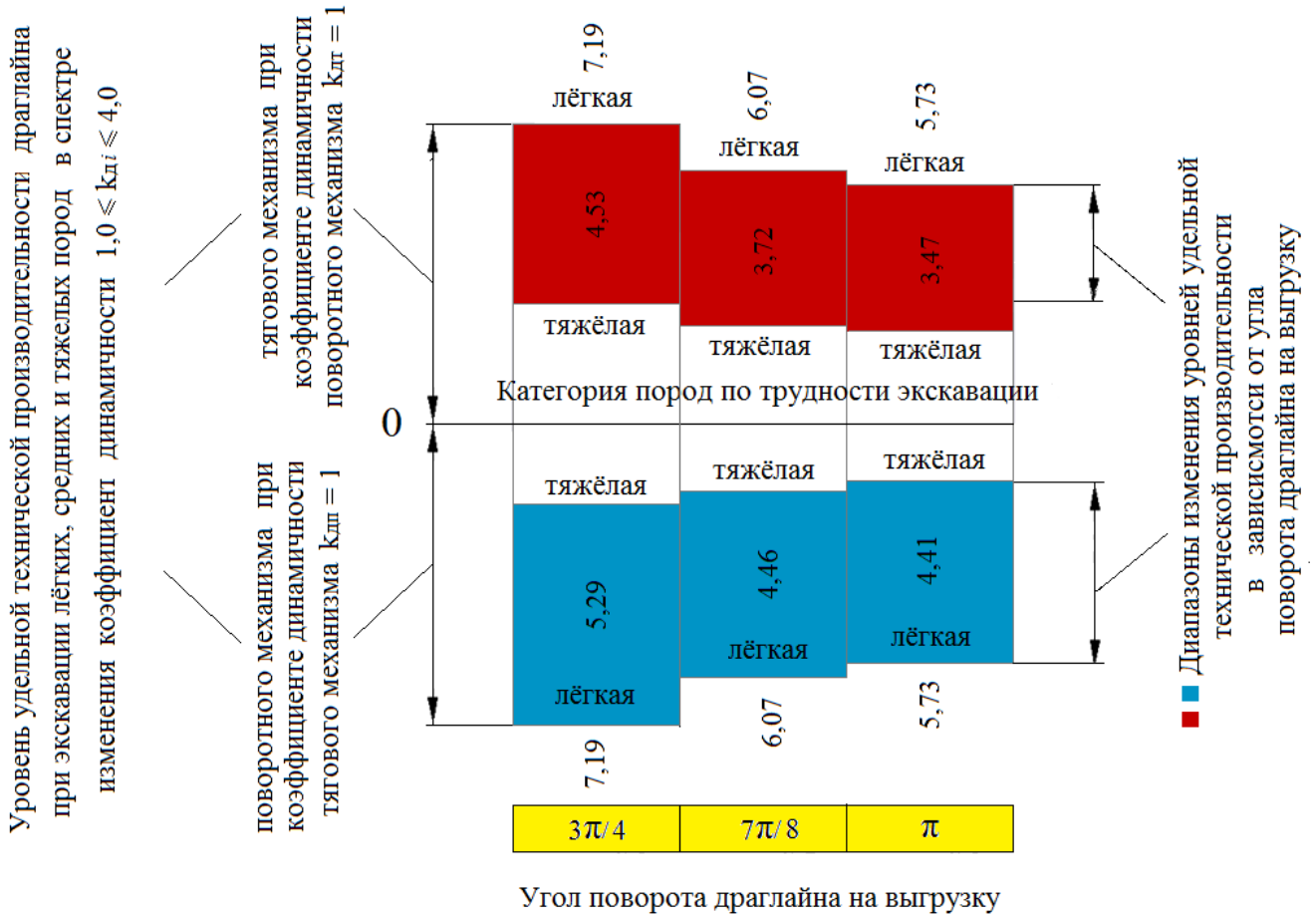


Рисунок 2.13 – Результаты исследования уровней удельной технической производительности драглайна и изменения их диапазонов при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород от угла поворота драглайна на выгрузку

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

На долговечность проволочных канатов кроме усталости проволочек влияет трение между проволочками в свивке, которое приводит к фреттинг-коррозии. Наличие колебаний и вибрацией интенсифицирует этот процесс [57, 58, 59]. Наиболее трудно оценить предельное состояние каната – степень повреждения, при которой его дальнейшее применение по назначению недопустимо. При достижении предельного состояния канат можно снимать с эксплуатации по одному из ориентировочных признаков: на один шаг свивки приходится 3-5 оборванных

проволочек, удлинение свивки превышает 15%, уменьшение диаметра на 10% вследствие износа [60, 61, 62].

В свою очередь, открытая пара «зубчатый венец – бегунковая шестерня» поворотного механизма подвержена абразивному износу вследствие попадания между зубьями твёрдых частиц пыли и грязи. Износ сопровождается утонением зуба и нарушением его поверхности. Одновременно силы давления на зубья бегунковой шестерни, передаваясь на длинный выходной вал редуктора поворота, вызывают его изгиб в плоскости, параллельной плоскости зацепления.

Далее используя принцип постоянства физической работы j -того элемента механизма драглайна до предельного состояния изложенный в работе [62] М.М. Хрущовым:

$$A_j = const \quad (2.42)$$

- для стального троса с учётом выражения (2.30) умноженного на скорость каната тяговой лебёдки – V_t (м/с) и на величину его стойкости – T_{ki} при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород, с учётом коэффициента полезного действия тягового механизма драглайна – η_T выражение (2.42) принимает вид:

$$E \frac{V_t}{\eta_T} k_{дтi} \frac{(1+\lambda_i)K_{Fi}}{l_{нап i}K_{pi}} T_{ki} = const \quad (2.43)$$

- для открытой пары «зубчатый венец – бегунковая шестерня» с учётом выражения (2.22) умноженного на величину предельного износа (ресурса) бегунковой шестерни – $T_{шиi}$ при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород выражение (2.42) принимает вид:

$$k_{дпi} \omega^3 E \rho_{пi} [k_r [(1 + \lambda_i) + k_T] + k_{пi} k_T] R^2 (\varphi = \varphi_x) T_{шиi} = const \quad (2.44)$$

Для одного и того же j -того механизма одного типоразмера драглайна если за базовый ресурс принять ресурс его работы при экскавации лёгких пород, то выражения (2.43) и (2.44) преобразуются в уравнения:

$$k_{дтi} \frac{(1+\lambda_i)K_{Fi}}{l_{нап i}K_{pi}} T_{ki} = k_{дтб} \frac{(1+\lambda_b)K_{Fb}}{l_{нап б}K_{pb}} T_{кб}, \quad (2.45)$$

$$k_{дпi} \rho_{пi} [k_r [(1 + \lambda_i) + k_T] + k_{пi} k_T] T_{шиi} = k_{дпб} \rho_{пб} [k_r [(1 + \lambda_b) + k_T] + k_{пб} k_T] T_{шиб} \quad (2.46)$$

откуда:

- величина стойкости каната - T_{ki} и величина предельного износа (ресурса) бегунковой шестерни - $T_{ши}$ при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород, соответственно составят:

$$T_{ki} = T_{кб} \frac{k_{дтб} \frac{1+\lambda_b}{1+\lambda_i} \frac{K_{Fб}}{K_{Fi}} \frac{l_{нап i}}{l_{нап б}} \frac{K_{pi}}{K_{pb}}}{k_{дти}}, \quad (2.47)$$

$$T_{ши} = T_{шб} \frac{k_{дпб} \frac{\rho_{пб}}{\rho_{пи}} \frac{k_{г}[(1+\lambda_b)+k_{тб}]+k_{п}k_{тб}}{k_{г}[(1+\lambda_i)+k_{ти}]+k_{п}k_{ти}}}{k_{дпи}} \quad (2.48)$$

Здесь следует отметить, что за базовые, приняты коэффициенты динамичности - $k_{дтб}$, $k_{дпб}$ колебаний электромеханических систем ($3,4 \leq k_{дтб} \leq 3,7$ на собственной частоте $\omega_t = 15,73$ рад/с; $3,0 \leq k_{дпб} \leq 3,5$ на собственной частоте $\omega_{п} = 3,12$ рад/с [63, 64, 65, 66, 67]) с жесткостными и массовыми параметрами базовых конструкций тягового и поворотного механизмов драглайна, а за i – тые принимаются коэффициенты динамичности - $k_{дти}$, $k_{дпи}$ колебаний электромеханических систем с жесткостными и массовыми параметрами инновационных конструкций тягового и поворотного механизмов (в диапазонах колебаний на собственных частотах $1,0 \leq k_{дти} \leq k_{дтб max}$; $1,0 \leq k_{дпи} \leq k_{дпб max}$ соответственно). Инновационная конструкция тягового механизма рассматривается в третьей главе настоящего исследования.

С учётом вышеизложенного уравнения (2.47) и (2.48) при экскавации драглайном лёгких, средних и тяжёлых пород соответственно принимают вид:

$$T_{кл} = T_{кб} \frac{k_{дтб}}{k_{дти}}; \quad T_{кс} = T_{кб} \frac{k_{дтб}}{k_{дти}}; \quad T_{кт} = 0,985 T_{кб} \frac{k_{дтб}}{k_{дти}} \quad (2.49)$$

$$T_{шл} = T_{шб} \frac{k_{дпб}}{k_{дпи}}; \quad T_{шс} = 0,654 T_{шб} \frac{k_{дпб}}{k_{дпи}}; \quad T_{шт} = 0,462 T_{шб} \frac{k_{дпб}}{k_{дпи}} \quad (2.50)$$

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 приведены на рисунках 2.14 и 2.15, соответственно.

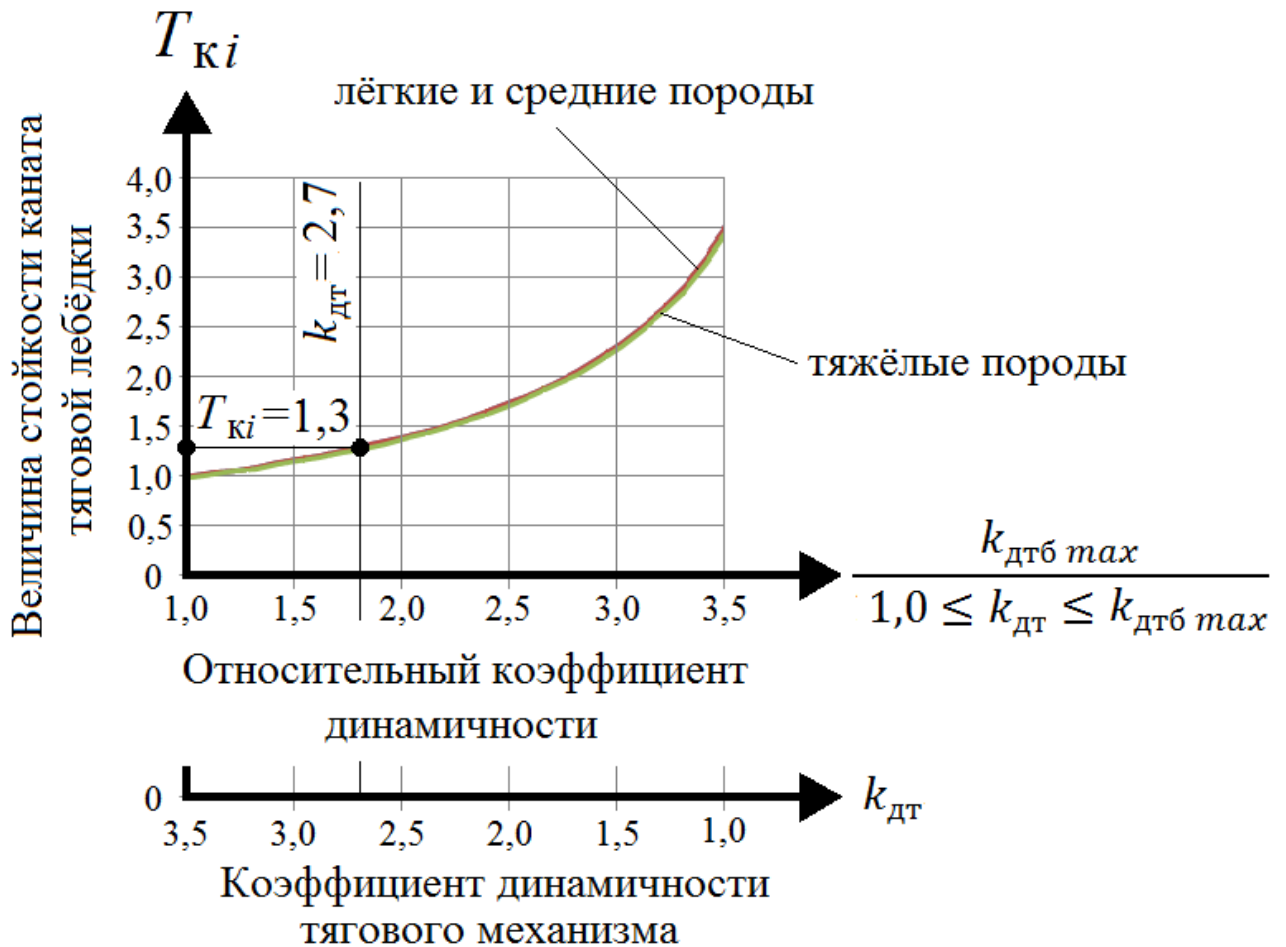


Рисунок 2.14 – Зависимость величины стойкости каната тяговой лебёдки от относительного коэффициента динамичности тягового механизма драглайна при экскавации лёгких, средних и тяжёлых пород

Анализ графической интерпретации выражений (2.49) показывает, что на величину ресурса каната тяговой лебёдки - T_K практически не оказывает влияния категория породы по трудности экскавации, а основным фактором величины ресурса каната тяговой лебёдки является отношение коэффициентов динамичности работы тягового механизма $k_{дтб}/k_{дтi}$ с жесткостными и массовыми параметрами электромеханической системы базовой и инновационной конструкции драглайна, соответственно.

Для увеличения ресурса работы тягового механизма на одну треть [68] необходимо обеспечить величину его коэффициента динамичности в диапазоне $1,0 \leq k_{дт} \leq 2,7$.

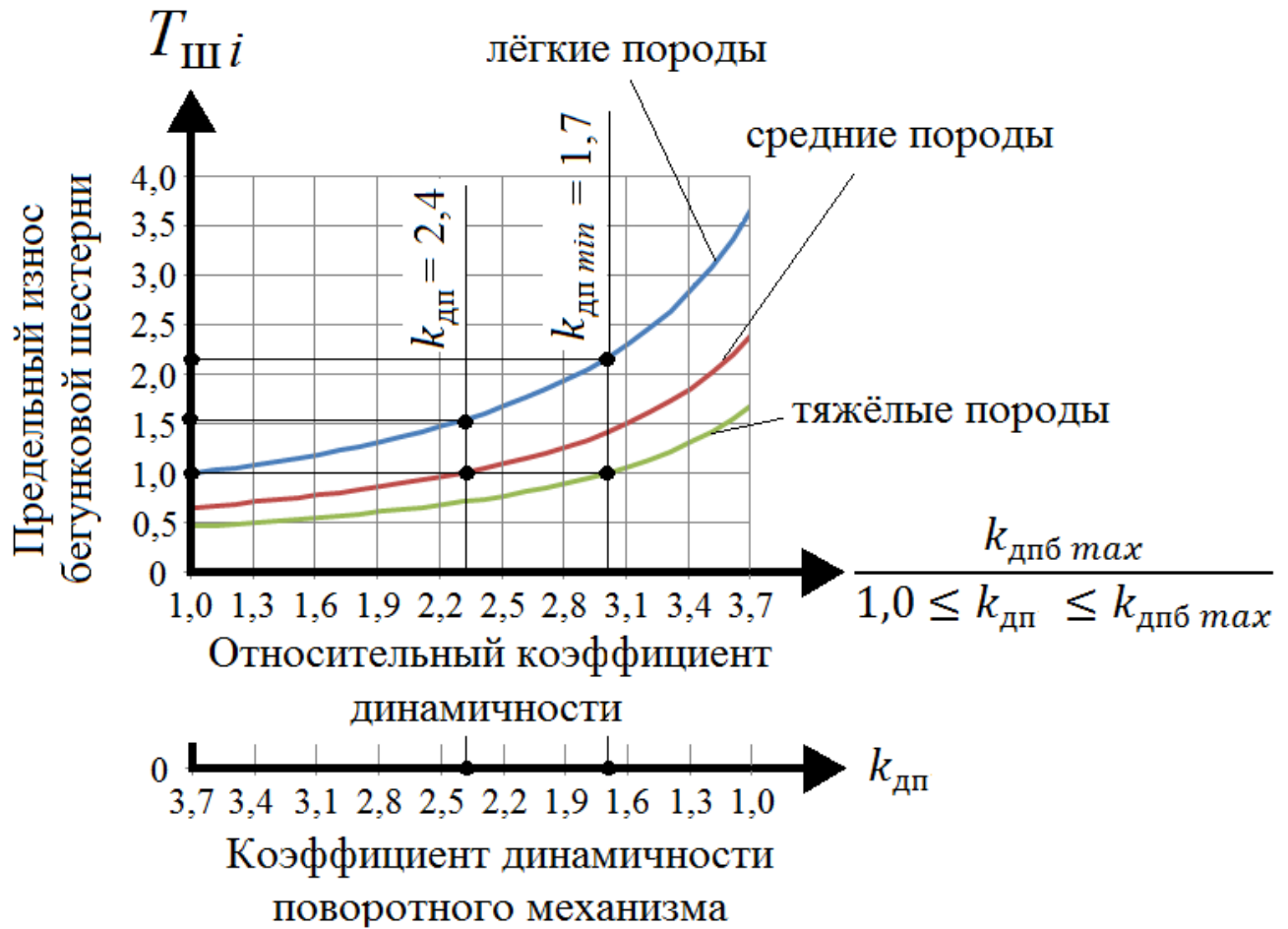


Рисунок 2.15 – Зависимость величины относительного предельного износа бегунковой шестерни от относительного коэффициента динамичности поворотного механизма драглайна при экскавации лёгких средних и тяжёлых пород

В то время как графическая интерпретация выражений (2.50) свидетельствует, что величина предельного износа (ресурса) бегунковой шестерни - $T_{Ш}$ поворотного механизма нелинейно зависит как от категории породы по трудности экскавации, так и от его относительного коэффициента динамичности $k_{дпб}/k_{дпi}$.

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.

Выводы по главе

1. Установлено, что 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** - $l_{\text{нап } i}$.
2. Установлены аналитические **зависимости**, позволяющие определить в зависимости *от категории породы по трудности экскавации* величину:
 - **относительного наименьшего радиуса инерции** ковша драглайна - $\tilde{r}(l_{\text{нап } i})$;
 - **относительного угла поворота** верхнего строения драглайна - φ_x/R_q .
3. Установлено, что:
 - **с увеличением** категории пород по трудности экскавации **увеличиваются относительные: путь наполнения ковша** - $l_{\text{нап } i}/R_q$ и **угол поворота верхнего строения драглайна** - φ_x/R_q ;
 - **относительный радиус инерции маховых масс** драглайна - $\tilde{r}(l_{\text{нап } i})$ нелинейно **увеличивается** с увеличением относительного угла его поворота на выгрузку - φ_x/R_q и **уменьшается** с увеличением категории породы по трудности экскавации;
 - **относительный радиус инерции маховых масс драглайна не изменяется** в течение поворота драглайна в забой и равен единице;
 - 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.
4. Разработана **многопараметрическая математическая модель** работы драглайна в течение одного элементарного цикла позволяющую количественно

установить влияние на уровень его удельной забойной производительности: *характеристик забоя* ($\alpha, \varphi_3, l_{\text{нап } i}$); *сопротивления породы копанию и её плотности*; *конструктивных параметров* ($l_{\text{ст}}, \alpha_0, k_{\text{т}}$); *кинематических* ($V_{\text{т}}, V_{\text{пг}}, \omega$), *силы* ($I_{\text{т}}, I_{\text{г}}, \mu, \eta$) и *динамических параметров* ($k_{\text{дт}}, k_{\text{дп}}$) основных механизмов драглайна.

5. 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.

6. Установлены аналитические зависимости **величины ресурса каната тяговой лебёдки – T_k от коэффициента динамичности тягового механизма – $k_{\text{дт}}$ и величины предельного износа бегунковой шестерни поворотного механизма – $T_{\text{ш}}$ от коэффициента динамичности поворотного механизма – $k_{\text{дп}}$, анализ которых показал что:**

- на величину ресурса каната тяговой лебёдки практически не оказывает влияния категория породы по трудности экскавации, а основным фактором ве-

личины 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.

3. Исследование динамики работы привода тягового механизма драглайна

3.1 Математическая модель электромеханической системы привода (уравнения движения) тягового механизма драглайна

Известно, что процесс экскавации породы ковшем драглайна характеризуется периодическими колебаниями его рабочего оборудования на вынужденных и собственных частотах [36, 42, 69, 70]. Как было рассмотрено ранее, сегодня при исследовании динамики горных машин наибольшее внимание уделяется процессам, происходящим в их упругой системе и в элементах главных приводов, включая их электромагнитные связи.

Над улучшением динамических характеристик горных машин работали коллективы институтов под руководством: д-р техн. наук Р.Ю. Подэрни, канд. техн. наук М.Х. Мухамедова - МГИ [71, 72, 73, 74, 75]; д-р техн. наук Ю.Д. Красникова - ИГД им. А.А. Скочинского [43]; д-р техн. наук Н.Г. Домбровского, д-р техн. наук Д.П. Волкова, канд. техн. наук В.И. Черкасова - МИСИ [9, 11, 26, 27, 28]; д-р техн. наук В.М. Владимирова, канд. техн. наук В.В. Гужовского - УкрНИИПроект [10]; д-р техн. наук Ю.А. Ветрова - КИСИ [25].

Так же эти задачи нашли то или иное решение в конструкторских бюро машиностроительных заводов под руководством: канд. техн. наук А.И. Шендерова - НКМЗ им. В.И. Ленина; канд. техн. наук Е.Ф. Колесникова и канд. техн. наук А.Г. Минчина - ДМЗ им. ЛКУ и других.

С 1972 по 1984 годы сотрудниками кафедры МОК МГИ в лаборатории «Динамики и надежности МОК» под руководством профессора Подэрни Р.Ю. была разработана методика по изучению влияния динамики механических систем на процесс экскавации и производительность горных машин. Основные практические и теоретические исследования производились на базе отечественных и зарубежных моделей роторных экскаваторов.

Для исследования динамической модели верхнего строения роторного экс-

каватора СРС – 2400 Трофимовым С.В. [76] была рассмотрена двух массная механическая система с двумя степенями свободы.

Опыт исследования динамических процессов в упругих системах приводов рабочего оборудования и трансмиссий горных машин [5, 11, 29, 43] показывает, что при исследовании колебаний и оценке возникающих динамических нагрузок, привод механизма может быть представлен в виде сосредоточенных масс, связанных невесомыми упругими элементами, находящимися под действием внешних периодических нагрузок. Такое упрощение возможно ввиду того, что жесткость трансмиссии (зубчатых передач редуктора и его валов) приводов механизма тяги драглайна на много больше жесткости, например тяговых канатов и упруго – демпфирующего элемента (УДЭ) вводимого в электромеханическую систему драглайна [26, 27, 43, 46, 77].

Подробно конструкция и принцип действия УДЭ будут рассмотрены в параграфе 3.2.2.

Достоверность исследования характеристик приводов рабочих органов в значительной мере определяется полнотой отображения динамической моделью действительных свойств исследуемой системы. Поэтому разработка динамической модели является одним из важнейших этапов исследования характеристик и свойств машины [48].

Для уменьшения ошибки моделирования динамических систем тягового механизма без упруго – демпфирующего элемента (конструкция производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ») и с ним (предлагаемая конструкция механизма тяги) их модели должны быть аутентичны.

Для решения задач динамики, в частности исследования колебаний элементов приводов драглайна, необходимо схематизировать и физические явления, происходящие в элементах трансмиссии тягового механизма. То есть, физические явления необходимо представить в виде математических моделей (системы дифференциальных уравнений) в зависимости от обобщенных координат так, чтобы выходные сигналы этой системы адекватно отображали исследуемые процессы во

времени. Так к исследуемым динамическим процессам должны относиться и процессы в приводных электродвигателях постоянного тока.

С учетом результатов выполненных ранее исследований [36, 77, 78, 79, 80, 81], в которых установлено отсутствие инфранизкочастотных резонансных колебаний опорной базы драглайна на подошве уступа, модель двух массовой динамической системы привода тягового механизма с обобщёнными координатами – x , φ_d , φ_b можно представить в виде, показанном на рисунке 3.1.

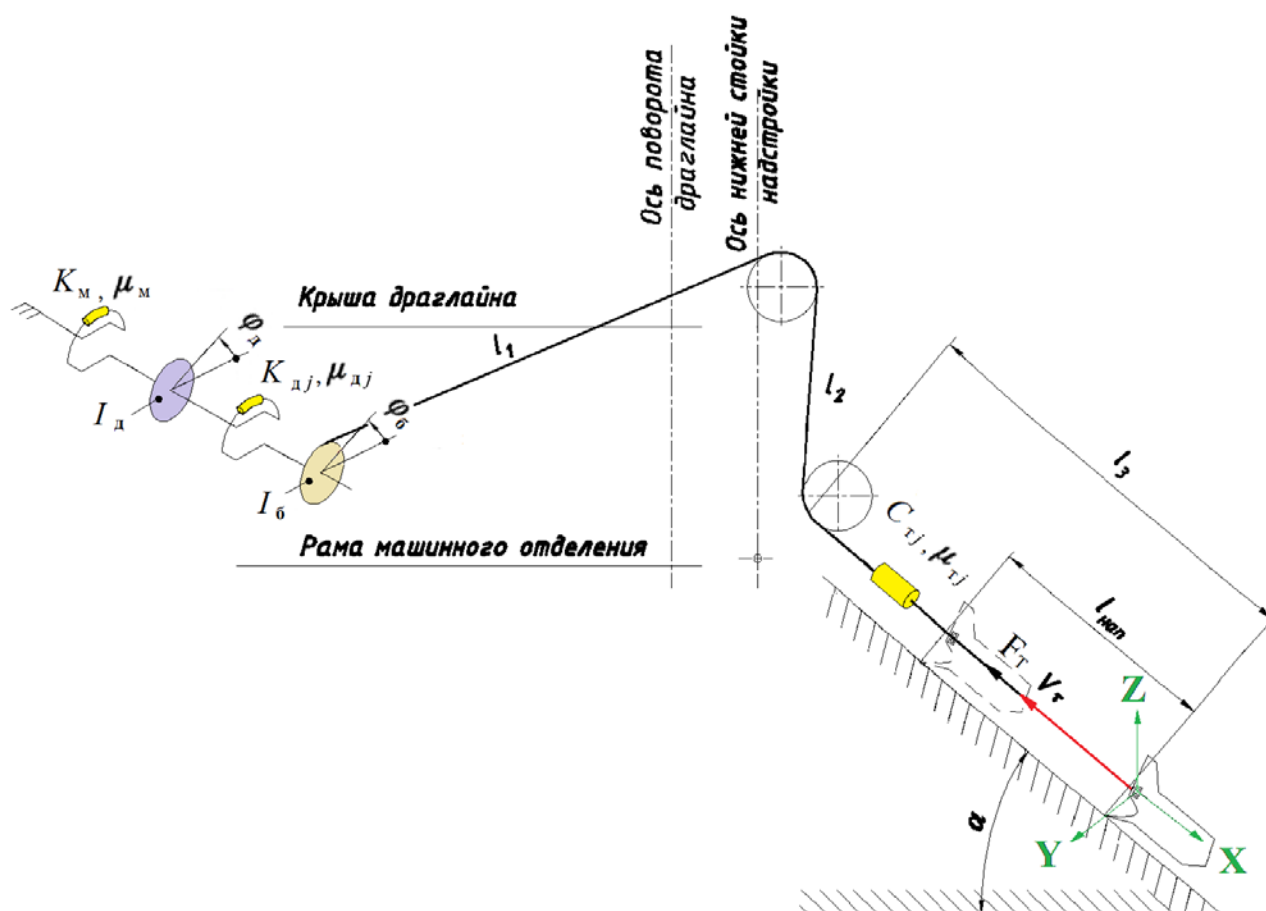


Рисунок 3.1 – Двух массная динамическая модель системы привода тягового механизма драглайна. K_M, μ_M – жесткость и коэффициент демпфирования системы «ротор обобщённого электродвигателя – электрическая сеть», соответственно; I_d – динамический момент инерции ротора обобщённого электродвигателя, кг м²; 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 [41]. То есть статор обобщённого электродвигателя можно отнести в заделку и рассматривать колебания элементов динамической системы привода тягового механизма относительно вала электродвигателя.

Далее в соответствии с результатами, полученными в работах [37, 69, 82], номинальное скольжение – S_d работающих на один вал электродвигателей постоянного тока привода тягового механизма драглайна определяется по формуле:

$$S_d = \frac{\omega_c - \dot{\varphi}_d}{\omega_c} = v [M_d(t) + T_d \dot{M}_d] \quad (3.1)$$

где: ω_c – скорость вращения вала электродвигателя постоянного тока тягового механизма драглайна при нулевой нагрузке, рад/с;

T_d – постоянная времени, с, $T_d = 2$ секунды [69];

v – условный коэффициент крутизны статической характеристики электродвигателя постоянного тока тягового механизма драглайна, $(\text{Нм})^{-1}$, равный:

$$v = S_d / M_{d \text{ ном}}, (\text{Нм})^{-1} \quad (3.2)$$

здесь $M_{d \text{ ном}}$ – номинальный крутящий момент электродвигателя тягового механизма, Нм.

Далее, решая уравнение (3.2) относительно движущего момента электродвигателя – $M_d(t)$, Нм тягового механизма драглайна имеем:

$$M_d(t) = \frac{\omega_c - \dot{\varphi}_d}{v \omega_c} - T_d \dot{M}_d, \text{ Нм} \quad (3.3)$$

Таким образом, математическую модель электромеханической системы - уравнения движения элементов динамической схемы (рис. 3.1) привода тягового механизма драглайна получим на основе уравнений Лагранжа второго рода [42]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_x}{\partial \dot{x}_i} \right) + \frac{\partial \Pi_x}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi_x}{\partial \dot{x}_i} = -F_{Ti}(t) \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_\varphi}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) + \frac{\partial \Pi_\varphi}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi_\varphi}{\partial \dot{\varphi}_i} = M_d(t) \end{cases} \quad (3.4)$$

где T_x, T_φ – кинетическая энергия парциальной колебательной системы поступательного и вращательного движения, соответственно привода тягового механизма, Нм определяемая по зависимостям:

$$T_x = 0,5m_k \dot{x}^2, \text{ Нм} \quad (3.5)$$

$$T_\varphi = 0,5 \left(I_{дв} \dot{\varphi}_д^2 + I_б \dot{\varphi}_б^2 \right), \text{ Нм} \quad (3.6)$$

здесь m_k – масса ковша, кг, составляющая:

- в начале черпания: $m_{k1} = E \rho_{п} k_{Ti}, \text{ кг} \quad (3.7)$

- в конце черпания: $m_{k2} = E \rho_{п} [(1 + \lambda_i) + k_{Ti}], \text{ кг} \quad (3.8)$

Π_x, Π_φ – потенциальная энергия парциальной колебательной системы поступательного и вращательного движения, соответственно привода тягового механизма драглайна, Нм определяемая из зависимостям:

$$\Pi_x = 0,5C_{Tj} (0,5\varphi_б D - x)^2, \text{ Нм} \quad (3.9)$$

$$\Pi_\varphi = 0,5K_d (\varphi_d - \varphi_б)^2, \text{ Нм} \quad (3.10)$$

где C_{Tj} – суммарная линейная жёсткость канатов тягового механизма драглайна без упруго – демпфирующего элемента ($j=1$) и с ним ($j=2$), Н/м;

D – диаметр навивки тяговых канатов на барабан, м;

K_d – суммарная крутильная жёсткость трансмиссии привода тягового механизма, Нм/рад;

Φ_x, Φ_φ – диссипативная функция Релея парциальной колебательной системы поступательного и вращательного движения, соответственно привода тягового механизма, Нм/с, определяемая по зависимостям:

$$\Phi_x = 0,5\mu_{Tj} (0,5\dot{\varphi}_б D - \dot{x})^2, \text{ Нм/с} \quad (3.11)$$

$$\Phi_\varphi = 0,5\mu_{dj} (\dot{\varphi}_д - \dot{\varphi}_б)^2, \text{ Нм/с} \quad (3.12)$$

здесь μ_{Tj}, μ_{dj} – приведенный к валу электродвигателя коэффициент демпфирования тяговых канатов и трансмиссии привода тягового механизма

драглайна без упруго – демпфирующего элемента ($j=1$) и с ним ($j=2$), соответственно Нс/м, Нмс;

$F_{Ti}(t)$ – усилие в тяговых канатах, (амплитуда колебаний которого соответствует полученному ранее выражению (2.31 при $k_{дт} = 1,0$)) с частотой вынужденных колебаний - $\omega_{в1}$, 1/с, в зависимости от категории породы по трудности экскавации $i = 1, 2, 3$, Н, определится из выражения:

$$F_{Ti}(t) = E \left\{ \frac{(1+\lambda_i)K_{Fi}}{l_{нап i}K_{pi}} + g\rho_{п} \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_{т} \right) [\mu \cos \alpha + \sin \alpha] \right\} \sin \dot{\varphi}_д t \quad (3.13)$$

Выполняя процедуру (3.4) с учётом зависимостей (3.3), (3.5), (3.6), (3.9), (3.10), (3.11), (3.12), (3.13) после соответствующих алгебраических преобразований получим уравнения движения элементов электромеханической системы привода тягового механизма драглайна:

$$\begin{cases} m_{к} \ddot{x} + \mu_{тj}(0,5\dot{\varphi}_б D - \dot{x}) + c_{тj}(0,5\varphi_б D - x) = -F_{Ti}; \\ F_{Ti}(t) = E \left\{ \frac{(1+\lambda_i)K_{Fi}}{l_{нап i}K_{pi}} + g\rho_{п} \left(\frac{1+\lambda_i}{2} + k_{т} \right) [\mu \cos \alpha + \sin \alpha] \right\} \sin \dot{\varphi}_д t; \\ I_{д} \ddot{\varphi}_д + I_{б} \ddot{\varphi}_б + \mu_{дж}(\dot{\varphi}_д - \dot{\varphi}_б) + K_{дж}(\varphi_д - \varphi_б) = (\omega_c - \dot{\varphi}_д)/v\omega_c - T_{д} \dot{M}_{д}; \end{cases} \quad (3.14)$$

При массе ковша драглайна в начале и в конце черпания соответственно:

$$m_{к1} = E\rho_{п}k_{тi}, \text{ кг} \quad (3.15)$$

$$m_{к2} = E\rho_{п}[(1 + \lambda_i) + k_{тi}], \text{ кг} \quad (3.16)$$

Таким образом, анализ математической модели (выражения (3.14)) электромеханической системы свидетельствует, что уравнения движения элементов электромеханической системы тягового механизма драглайна представляют собой систему однородных дифференциальных уравнений второго порядка.

3.2 Инерциальные, жесткостные и диссипативные параметры математической модели электромеханической системы привода тягового механизма драглайна

3.2.1 Система привода тягового механизма драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ»

Любую горную машину, в том числе и драглайн, можно представить, как сумму механических элементов, состоящих из отдельно сосредоточенных масс $m_1, m_2, \dots, m_i, \dots, m_n$ (или моментов инерции $I_1, I_2, \dots, I_i, \dots, I_n$), соединенных упругими связями. При этом допускается, что упругие связи невесомы и характеризуются постоянными коэффициентами жесткости $k_1, k_2, \dots, k_i, \dots, k_n$. В результате реальная динамическая модель тягового механизма драглайна заменяется приведенной эквивалентной схемой показанной на рис. 3.1.

Исследование эквивалентной схемы сводится в этом случае к определению приведенных сосредоточенных масс движущихся поступательно элементов или моментов инерции вращающихся частей тягового механизма драглайна, а также жесткости основных упругих звеньев и приведенных нагрузок, действующих на систему.

В настоящем исследовании, определение моментов инерции – I_j элементов вращающихся частей трансмиссий тягового механизма драглайна, было выполнено с учетом выше изложенных принципов по известным зависимостям [41, 83].

$$I_j = \rho_1 \frac{\pi l_j}{32} (D_{\max j}^4 - D_{\min j}^4), \text{ кг м}^2 \quad (3.17)$$

где ρ_1 – удельная масса материала элемента (ротора электродвигателя, соединительной муфты, валов и зубчатых колёс редуктора, барабанов тяговой лебёдки драглайна) трансмиссии, кг/м^3 , $\gamma = 7.8 \cdot 10^4 \text{ кг/м}^3$ для стали;

l_j – ширина j -го элемента трансмиссии, м;

$D_{\max j}, D_{\min j}$ – максимальный и минимальный (для полых тел вращения) диаметр j -го элемента трансмиссии соответственно, м.

При решении динамических задач возникает необходимость в приведении масс, жесткостей и действующих нагрузок к одному из валов эквивалентной схемы. Так, приведенный к валу электродвигателя привода тягового механизма карьерного драглайна динамический момент инерции j – го элемента трансмиссии - $I_{пр}$ будет составлять величину:

$$I_{пр} = \sum_{j=1}^n I_j i_j, \text{ кг м}^2 \quad (3.18)$$

где i_j – передаточное отношение элемента трансмиссии к валу электродвигателя;

n – число элементов трансмиссии привода, ед.

Расчёты по приведенным выше зависимостям инерциальных параметров динамической системы тягового механизма драглайна (производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ») показали, что приведенные к валу электродвигателя моменты инерции элементов трансмиссии (при общем передаточном отношении редуктора $i_{тj=1} = 30,08$) ротор электродвигателя – трансмиссия редуктора – тяговые барабаны в процентном соотношении определились, как: «70% - 10% -20%» [13], то есть приведенный динамический момент инерции барабанов составляет 28,5% от величины момента инерции обобщённого электродвигателя $I_6 = 0,285I_d$. Динамический момент инерции обобщённого электродвигателя ДПЭ - 450 – 900 привода тяговой лебёдки с учётом соединительных полумуфт по данным работы [84] составляет величину $I_d = 2 \cdot 32,8 \cdot 10^6 = 65,6 \cdot 10^6$ кг м², а динамический момент инерции барабанов $I_{6j=1} = 18,696 \cdot 10^6$ кг м².

Коэффициент крутильной жесткости трансмиссии представляет собой отношение действующей нагрузки (момента) к величине деформации, вызванной ею. Измеряется коэффициент жесткости – k_i при крутильных деформациях – в Нм/рад. При определении общей жесткости конструкции могут быть выделены наиболее податливые ее элементы, и в тех случаях, когда они могут рассматриваться как типовые элементы, определение их жесткости не встречает затруднений [41].

$$k_i = \frac{\pi G}{32} \cdot \frac{D_{\max j}^4 - D_{\min j}^4}{l_j}, \text{ Нм/рад} \quad (3.19)$$

где G – модуль Юнга (сдвига), Н/м^2 , равный:

$$G = \frac{E_{\text{ст}}}{2(1+\nu_{\text{п}})}, \text{ Н/м}^2 \quad (3.20)$$

здесь $E_{\text{ст}}$ – модуль упругости стального элемента трансмиссии,
 $E_{\text{ст}} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ [84, 85];

$\nu_{\text{п}}$ – коэффициент Пуассона, равный для стали $\nu_{\text{п}} = 0,3$ [85, 86].

Расчёты по приведенным выше зависимостям коэффициентов жёсткости динамической системы тягового механизма драглайна (производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ») показали, что приведенная к валу электродвигателя крутильная жёсткость – $K_{дj=1}$ трансмиссии составит величину $K_{дj=1} = 23,684 \cdot 10^6 \text{ Нм/рад}$.

Схема запасовки канатов двухбарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ» приведена на рисунке 3.2 - а. Схема определения жёсткости запасовки канатов тяговой лебёдки - $C_{\text{к}}$ приведена на рисунке 3.2 - б.

Жёсткость тяговых канатов - $C_{\text{тj=1}}$ определяется по следующей зависимости:

$$C_{\text{тj=1}} = 2C_{\text{к}} = 2S_{\text{к}}E_{\text{к}}/l_{\text{к}}, \text{ Н/м} \quad (3.21)$$

здесь $S_{\text{к}}$ – сечение тягового каната, м^2 ;

$E_{\text{к}}$ – модуль упругости канатов, Н/м^2 , определяемый в соответствии с результатами полученными в работе [86]:

$$E_{\text{кан}} = 0,6E_{\text{ст}}, \text{ Н/м}^2 \quad (3.22)$$

где $l_{\text{к}}$ – активная длина одного каната тяговой лебёдки, м определяемая в соответствии со схемой рис. 3.1:

$$l_{\text{к}} = l_1 + l_2 + l_{\text{ст}} \cos \alpha_0 / \cos \alpha - l_{\text{нап } i}, \text{ м} \quad (3.23)$$

здесь $l_1 + l_2$ – постоянная часть активной длины канатов (см. рис. 3.1), м;

$l_{\text{ст}}$ – длина стрелы, м;

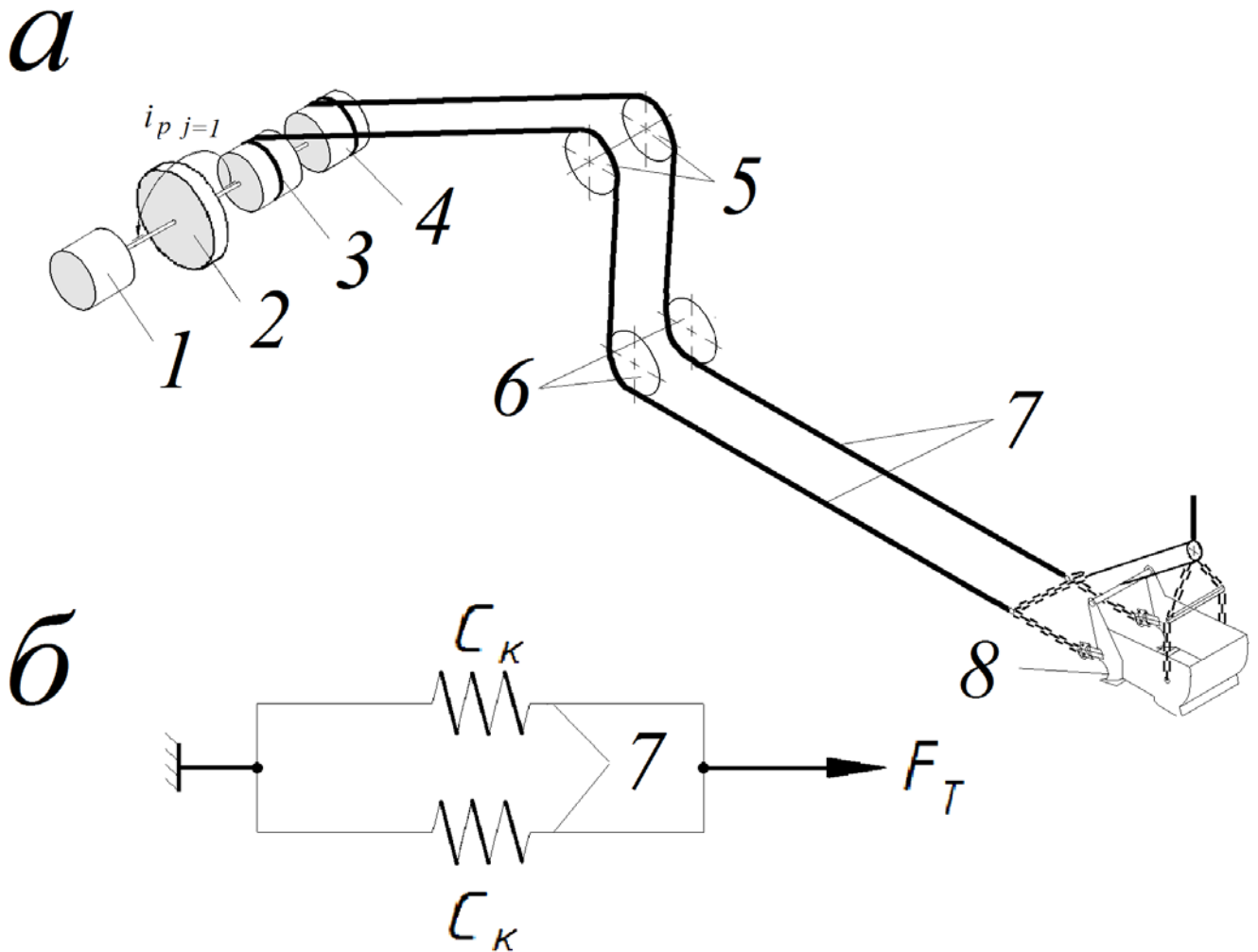


Рисунок 3.2 – Схема запасовки канатов двухбарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ» - а; схема определения жесткости запасовки канатов тяговой лебёдки - б. Обобщённый электродвигатель – 1; трансмиссия тяговой лебёдки – 2; барабан тяговой лебёдки правый – 3, левый – 4; блоки направляющие – 5; блоки наводки – 6; тяговые канаты – 7; ковш – 8.

α, α_0 - угол естественного откоса забоя и угол наклона стрелы, соответственно рад;

$l_{\text{нап } i}$ - путь наполнения ковша при экскавации породы i - ой категории, м, определяется по выражению (2.5).

Тогда уравнение (3.23) с учётом выражений (2.5) и (2.7) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид:

$$l_k = \{(l_1 + l_2) \cos \alpha + l_{\text{ст}} \cos \alpha_0 - R_{\text{ч}}[1 - \tilde{r}(l_{\text{нап } i})]\} / \cos \alpha \quad (3.24)$$

где $\tilde{r}(l_{\text{нап } i})$ - относительный наименьший радиус инерции ковша драглайна, (для драглайна ЭШ 10/70 см. таблицу 2.1);

Обозначив постоянную часть длины канатов через $l_{\pi} = (l_1 + l_2) \cos \alpha + l_{\text{ст}} \cos \alpha_0$, уравнение (3.24) окончательно определится как:

$$l_{\text{к}} = \{l_{\pi} - R_{\text{ч}}[1 - \tilde{r}(l_{\text{нап } i})]\} / \cos \alpha \quad (3.25)$$

В свою очередь уравнение (3.16) с учётом выражений (3.17) и (3.20) принимает вид:

$$C_{\text{т } j=1} = 1,2S_{\text{к}}E_{\text{ст}} \cos \alpha / \{l_{\pi} - R_{\text{ч}}[1 - \tilde{r}(l_{\text{нап } i})]\}, \text{ Н/м} \quad (3.26)$$

Таким образом, 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_{π});
- в конце черпания категорией породы по трудности экскавации (величиной пути наполнения ковша).

В свою очередь коэффициент демпфирования трансмиссии привода тягового механизма драглайна [87]:

$$\mu_{\text{д } j=1} = \sum_{i=1}^k \frac{M_{\text{тр } i}}{\omega_i R_i^2}, \text{ Нс/м рад} \quad (3.27)$$

где ω_i – угловая скорость i -го элемента трансмиссии привода, рад/с;

R_i – радиус i -го элемента трансмиссии привода, м;

$M_{\text{тр } i}$ – момент затраченный на трение в i -го элемента трансмиссии привода,

Нм, определяемый потерями:

- в эвольвентном косозубом зацеплении:

$$M_{\text{тр з}} = (1 - \eta_{\text{кз}}^n) \cdot M_{\text{з}}, \text{ Нм} \quad (3.28)$$

- в подшипниках крепления валов редуктора

$$M_{\text{тр п}} = (1 - \eta_{\text{в}}^{2(n+1)})M_{\text{п}}, \text{ Нм} \quad (3.29)$$

где $\eta_{\text{кз}}$, $\eta_{\text{в}}$ – КПД косозубой передачи и подшипника крепления вала редуктора, соответственно;

n – число ступеней редуктора, ед;

$M_{\text{тр з}}$, $M_{\text{тр п}}$ – момент затраченный на трение в косозубой передаче и в под-

шипниках крепления валов редуктора, соответственно, Нм;

M_3, M_{Π} – момент сил, действующих в косозубой передаче и в подшипниках крепления валов редуктора, соответственно, Нм.

А коэффициент демпфирования проволок в тяговых канатах, направляющих блоков и блоков наводки, а так же витка каната о барабан драглайна в соответствии с результатами работы [87] составляет:

$$\mu_{Tj=1} = \frac{2}{v_T} \left(\frac{M_{\text{тр к}}}{D_{\text{к}}} + \frac{M_{\text{тр бл}}}{D_{\text{бл}}} + \frac{M_{\text{тр б}}}{D} \right), \text{ Нс/м} \quad (3.30)$$

здесь $M_{\text{тр к}}, M_{\text{тр бл}}, M_{\text{тр б}}$ – моменты затраченные на трение проволок в тяговых канатах, в опорах направляющих блоков и блоков наводки, витка каната о барабан, соответственно, Нм, определяемые как:

$$M_{\text{тр к}} = (1 - \eta_{\text{к}})M_{\text{к}}, \text{ Нм} \quad (3.31)$$

$$M_{\text{тр бл}} = (1 - \eta_{\text{бл}}^{k-i_{\text{п}}})M_{\text{бл}}, \text{ Нм} \quad (3.32)$$

$$M_{\text{тр б}} = e^{\mu_{\text{б}}\alpha_{\text{б}}}F_{\text{к}}D/2, \text{ Нм} \quad (3.33)$$

$D_{\text{к}}, D_{\text{бл}}$ – диаметр каната тяговой лебёдки и направляющих блоков и блоков наводки, соответственно, м;

$\eta_{\text{к}}, \eta_{\text{бл}}$ – КПД скручивания проволок каната и подшипников крепления опор направляющих блоков и блоков наводки, соответственно;

$M_{\text{к}}, M_{\text{бл}}$ – момент сил, действующих в тяговых канатах и в опорах направляющих блоков и блоков наводки, соответственно, Нм.

k – сумма числа направляющих блоков и блоков наводки, ед;

$i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста запасовки каната, ед;

$F_{\text{к}}$ – усилие в одном тяговом канате, Н;

$\mu_{\text{б}}$ – коэффициент сцепления между канатом и барабаном, $\mu_{\text{б}} = 0,3$ [88];

$\alpha_{\text{б}}$ – угол охвата барабана первым витком каната, рад, с учётом угла набегания каната на барабан составляет $\alpha_{\text{б}} = 3\pi/4$ рад.

Расчёты выполненные нами по зависимостям (3.27) и (3.30) показали, что коэффициенты демпфирования запасовки тяговых канатов и элементов трансмис-

сии привода драглайна ЭШ 10/70 конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» составляют величины $\mu_{д j=1} = 6,603 \cdot 10^4$ Нс/м рад и $\mu_{т j=1} = 1,435 \cdot 10^4$ Нс/м, соответственно.

3.2.2 Система привода тягового механизма предлагаемой конструкции драглайна ЭШ 10/70

Схема запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагаемой конструкции приведена на рисунке 3.3, отличающаяся от конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» тем, что она имеет только один тяговый канат - 6 с одной стороны навитый на барабан - 3, а с другой стороны через уравнительный блок - 7 жёстко или посредством упруго – демпфирующего устройства (УДУ) - 9 замкнут на металлоконструкцию драглайна.

Для сохранения кинематических и силовых параметров процесса экскавации (скорости движения ковша в забое - v_t и тягового усилия - F_T), а так же диаметра барабана - D идентичных кинематическим и силовым параметрам реализуемых в тяговой лебёдке конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» скорость движения каната по сравнению с двухбарабанной схемой должна быть вдвое больше ($v_k = 2v_t$). Это достигается уменьшением передаточного отношения трансмиссии привода в два раза:

$$i_{т j=2} = 0,5i_{т j=1} \quad (3.34)$$

Определение моментов инерции - I_j элементов вращающихся частей трансмиссии однобарабанного тягового механизма драглайна должно быть выполнено по зависимости (3.17) с учётом новых конструктивных размеров элементов трансмиссии.

Приведенные к валу электродвигателя моменты инерции элементов трансмиссии предлагаемой конструкции тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 (при общем передаточном отношении редуктора $i_{т j=2} = 15,04$) практически не изме-

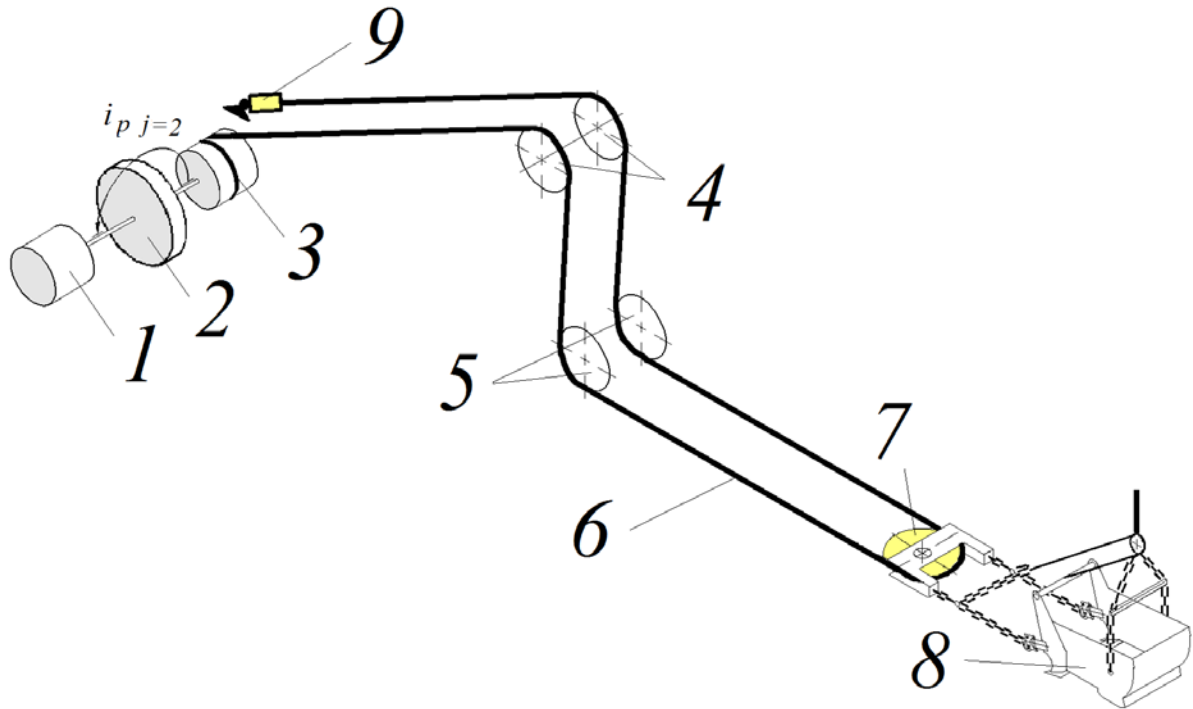


Рисунок 3.3 – Схема запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагаемой конструкции: обобщённый электродвигатель – 1; трансмиссия тяговой лебёдки – 2; барабан тяговой лебёдки – 3; блоки направляющие – 4; блоки наводки – 5; тяговый канат – 6; уравнительный блок – 7; ковш – 8; упруго – демпфирующее устройство – 9.

няются по сравнению с параметрами динамической системы тягового механизма драглайна производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ЗАО «НКМЗ». То есть, динамический момент инерции барабана $I_{6 j=2} = 18,696 \cdot 10^6 \text{ кг м}^2$ остаётся постоянным за счёт увеличения его канатоёмкости (ширины) в два раза.

Определение крутильной жёсткости предлагаемой конструкции трансмиссии тяговой лебёдки должно быть выполнено по зависимости (3.19) с учётом собственных конструктивных размеров элементов трансмиссии.

Расчёты коэффициентов жёсткости динамической системы тяговой лебёдки драглайна предлагаемой конструкции показали, что крутильная жёсткость – $K_{д j=2}$ трансмиссии уменьшится на 11,3% и составит величину $K_{д j=2} = 21,007 \cdot 10^6 \text{ Нм/рад}$.

Следует отметить, что при проектировании УДЭ для установки в электро-механическую систему тягового механизма драглайна необходимо решить, как минимум две технические задачи [86]:

первую - **определить место установки** упругодемпфирующего элемента в приводе тягового механизма драглайна;

вторую - **установить** (на основе динамической модели драглайна) **рациональные параметры** (жесткость и демпфирование) упругодемпфирующего элемента.

Что касается первой задачи, то здесь следует отметить, что в конструкции привода тягового механизма драглайна реакции от сил черпания воспринимает рама главной лебедки, масса которой с установленными на ней приводами составляет от сорока до ста тонн (у драглайнов отечественных и зарубежных производителей с вместимостями ковшей от десяти до сорока м³). При этом установка УДЭ между рамой главной лебедки и базой драглайна приведёт к конверсии собственных колебаний привода тягового механизма к вынужденным колебаниям подъёмного, следовательно, тяговая лебедка драглайна должна быть оснащена отдельной рамой, между которой и базой драглайна в принципе можно установить УДЭ, воспринимающие достаточно большую статическую нагрузку.

Учитывая вышеизложенное, для демпфирования колебаний тяговой лебедки драглайна установленной на отдельной раме, в качестве УДЭ воспринимающего большую статическую нагрузку следует применить пневмогидравлическое упругодемпфирующее устройство с теоретическим весом упругого элемента, отнесенного к единице, действующей на него нагрузки не более - 0,0025.

Известно, что наиболее предпочтительной схемой включения УДЭ является его установка между реактивным звеном и элементом металлоконструкции машины [5, 47, 48, 71], например предложенная кандидатом технических наук Шварцем Л.И. схема запасовки каната механизма напора экскаватора ЭКГ-5 приведенная в статье [87].

Вместе с тем, следует отметить, что известные на сегодняшний день конструкции пневмогидравлических упругодемпфирующих устройств [47, 71, 76, 77] являются многокомпонентными и недостаточно надежными. Так, при их эксплуатации на горном предприятии требуется ежедневная дозаправка газовых полостей

пневмогидравлических УДЭ азотом и ежедневный контроль осадки.

Последнее обстоятельство актуализирует поиск мало компонентных и высоконадежных упругодемпфирующих элементов, адаптированных к условиям их эксплуатации на современных горных предприятиях.

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.

Так в качестве упруго - демпфирующего устройства (УДУ) крепления неподвижной ветви каната запасовки однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагается использовать, отвечающее вышеперечисленным требованиям. Разработанное автором на кафедре ГМО МГГУ 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 [88, 89, 90, 91, 92] каждый).

Упруго - демпфирующее устройство крепления неподвижной ветви каната тяговой лебёдки драглайна приведено на рисунке 3.4. Его конструкцией 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.

Принципиальная схема размещения УДУ в реактивной ветви предлагаемой запасовки каната тяговой лебёдки приведена на рисунке 3.5. На схеме представ-

лены: упруго – демпфирующее устройство - 1; трёх плечевой рычаг - 2; натяжная муфта - 3; канат - 5; ограничитель хода – 6. Ограничитель хода – 6 жёстко закреплён на металлоконструкции драглайна - 3 и предназначен для монтажа и демонтажа УДУ.

Линейная жёсткость УДУ - $C_{уду}$, определяется и условия равновесия в соответствии со схемой (см. рис. 3.5) установки упруго – демпфирующего устройства в реактивной ветви запасовки каната однобарабанной тяговой лебёдки:

$$F_{ос} = C_{уду} x_{max} = \frac{b}{a} F_k, \text{ Н} \quad (3.35)$$

Откуда:

$$C_{уду} = \frac{b F_k}{a x_{max}}, \text{ Н/м} \quad (3.36)$$

Здесь a, b – плечи рычага, м;

x_{max} – максимальный ход демпфирующего элемента УДУ, м;

Величина линейной жёсткости УДУ - $C_{уду}$ однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 с учётом значения величины - F_k , определяемой по зависимости (2.31), как половина тягового усилия на ковше - F_T и с учётом того, что $b/a=0,2$; $x_{max} = 0,15$ м, составляет:

$$C_{уду} = \frac{0,2 \cdot 26 \cdot 10^4}{0,15} = 0,346 \cdot 10^6, \text{ Н/м} \quad (3.37)$$

А отношение линейных жёсткостей тяговых канатов и УДУ соответственно определится как:

$$C_k / C_a = \frac{C_k}{C_{уду} a / b} = 3,3 \quad (3.38)$$

Схема определения жёсткостей запасовки канатов - $C_{т6 j=2}, C_{т j=2}$ однобарабанной тяговой лебёдки без УДУ и с ним приведена на рисунке 3.6 а и б соответственно.

Что касается жёсткости запасовки тяговых канатов - $C_{т6 j=2}$ однобарабанной тяговой лебёдки, то здесь следует отметить, что в схеме без УДУ (рис. 3.6 а) её величина будет определяться с учётом ранее приведенной зависимости (3.21).

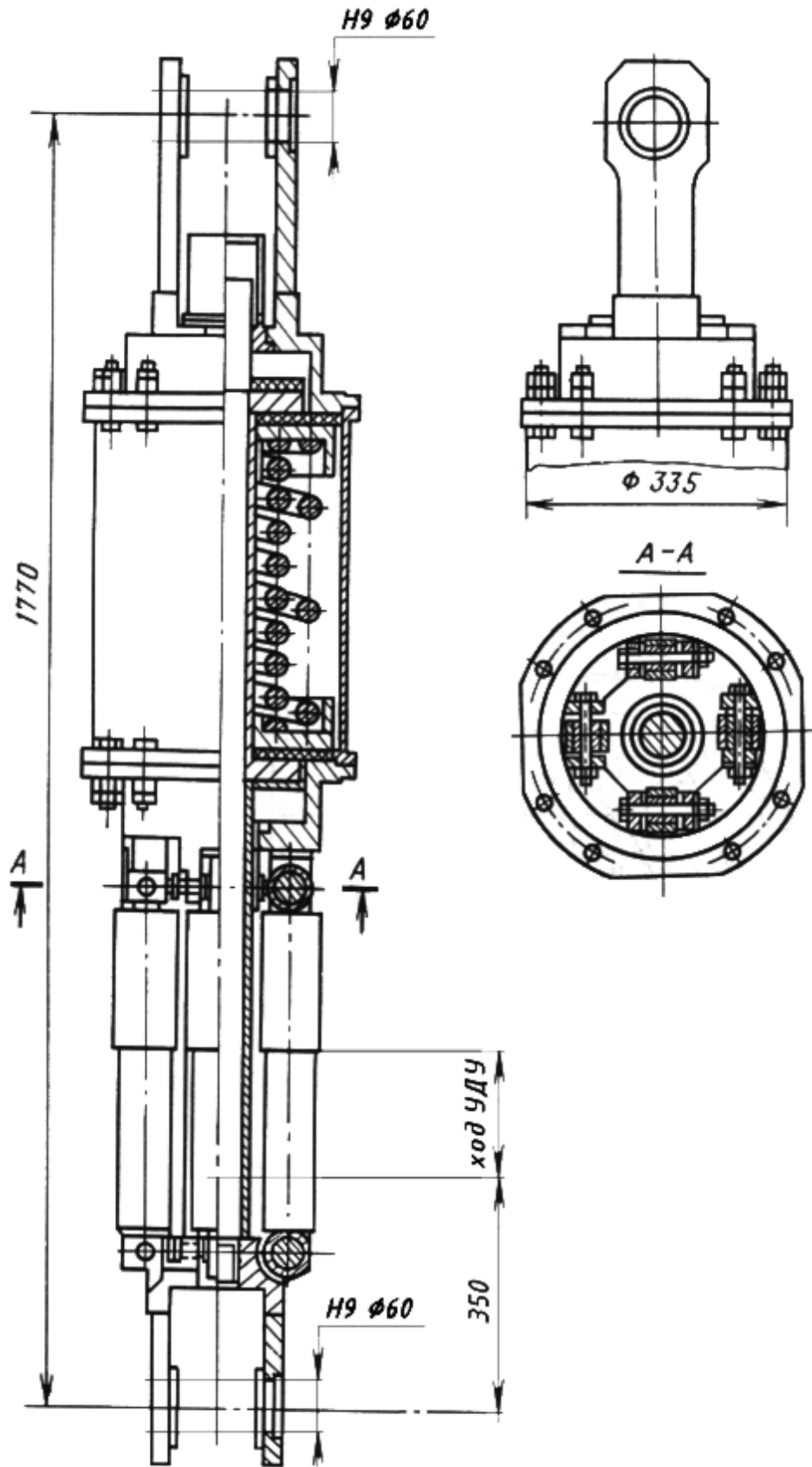


Рисунок 3.4 – Уруго - демпфирующее устройство крепления неподвижной ветви каната тяговой лебёдки драглайна.

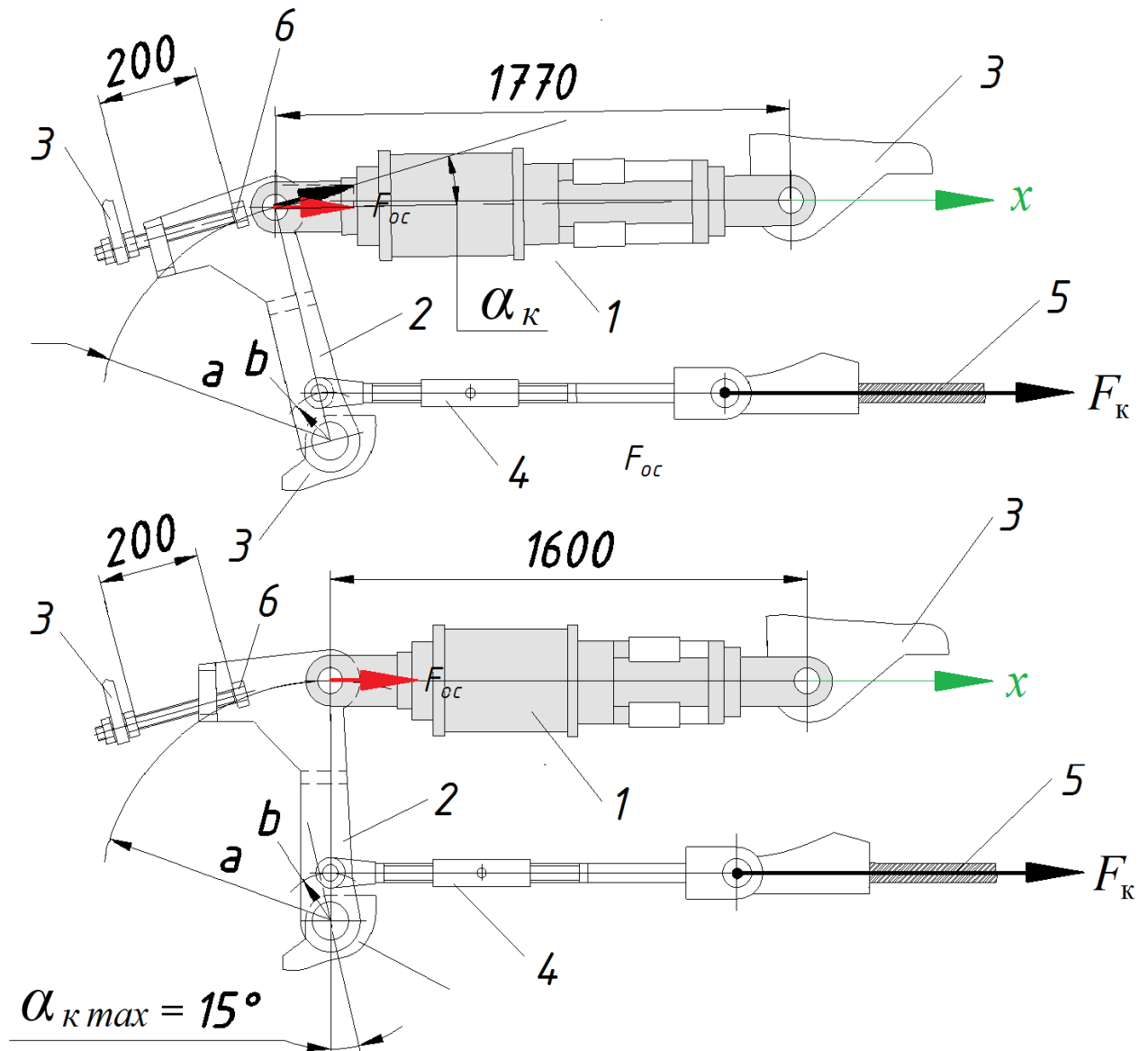


Рисунок 3.5 – Принципиальная схема установки упруго – демпфирующего устройства в реактивной ветви, предлагаемой запасовки каната тяговой лебёдки: упруго – демпфирующее устройство - 1; трёх плечевой рычаг - 2; металлоконструкция машинного отделения - 3; натяжная муфта - 4; реактивная ветвь каната - 5; ограничитель хода – 6.

А с УДУ (рис. 3.6 б) жёсткость канатов однобарабанной тяговой лебёдки определяется из условия суммы податливостей ветви каната с УДУ:

$$\frac{1}{C_{Tj=2}} = \frac{1}{C_a} + \frac{1}{C_k} + \frac{1}{C_k}, \text{ м/Н} \quad (3.39)$$

где C_a – линейная жёсткость упруго – демпфирующего устройства, Н/м.

Откуда:
$$C_{Tj=2} = \frac{C_a C_k}{2C_a + C_k}, \text{ Н/м} \quad (3.40)$$

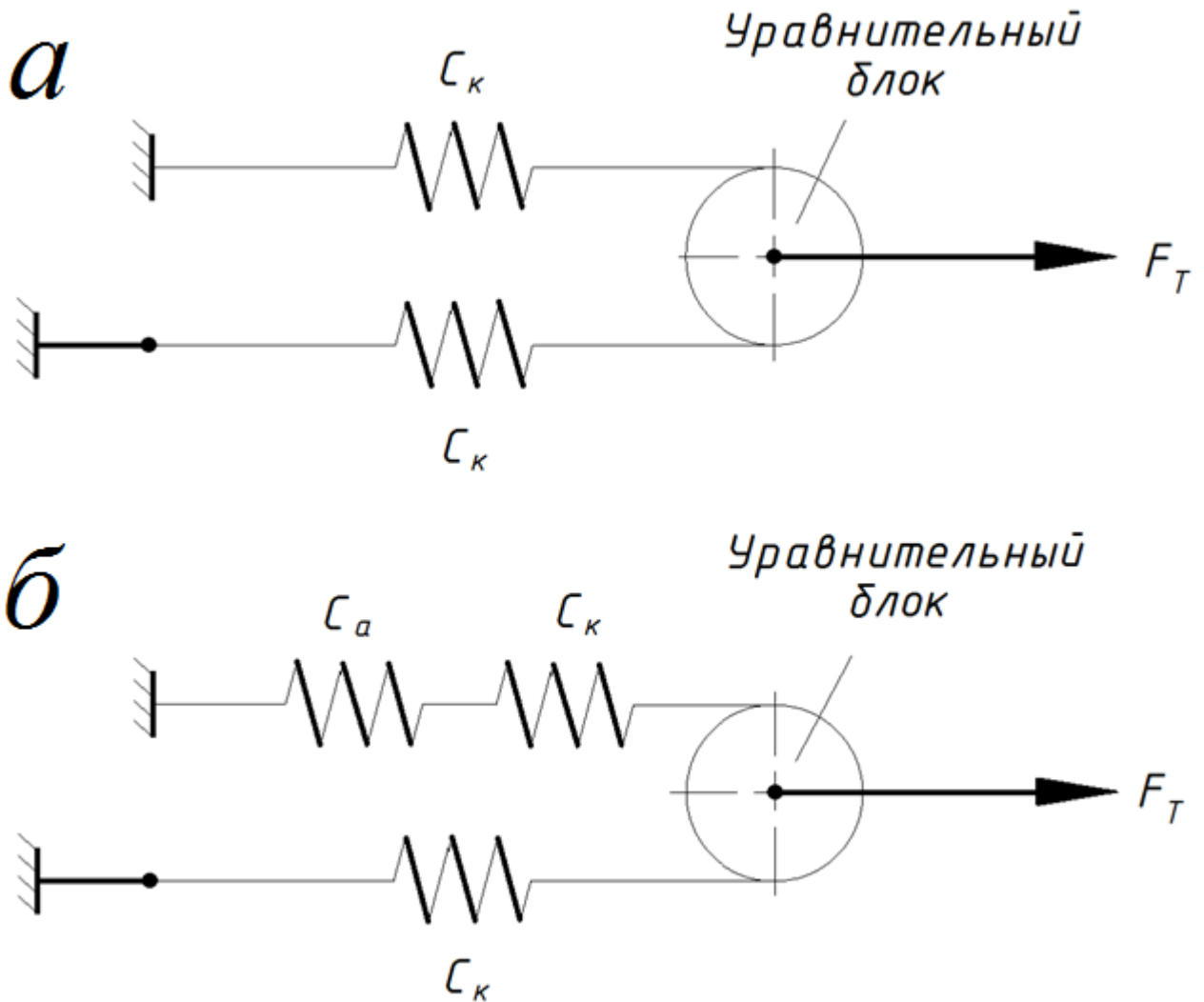


Рисунок 3.6 – Схема определения жёсткостей запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 предлагаемой конструкции: без упруго – демпфирующего устройства – а и с ним - б.

Поделив числитель и знаменатель выражения (3.40) на C_a имеем:

$$C_{T j=2} = \frac{C_k}{2 + C_k/C_a}, \text{ Н/м} \quad (3.41)$$

Далее поделив выражение (3.21) на (3.41) после соответствующих алгебраических преобразований получим кратность снижения суммарных жесткостей запасовки канатов - k_c ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и предлагаемой нами с УДУ:

$$k_c = \frac{C_{T j=1}}{C_{T j=2}} = 2 \left(2 + \frac{C_k}{C_a} \right) \quad (3.42)$$

Анализ уравнения (3.41) свидетельствует, что в диапазоне $1 \geq \frac{C_k}{C_a} \geq 10$ отношения жёсткости запасовки канатов тяговой лебёдки ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»

к предлагаемой нами с УДУ находится в диапазоне:

$$6 \geq k_c \geq 24 \quad (3.43)$$

Далее уравнение (3.41) с учётом выражений (3.26) и (3.42) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид:

$$C_{T j=2} = \frac{1,2S_k E_{CT} \cos \alpha}{k_c \{l_{II} - R_q [1 - \tilde{r}(l_{нап i})]\}}, \text{ Н/м} \quad (3.44)$$

Зависимость жёсткости запасовки тяговых канатов - $C_{T j=2}$ (графическая интерпретация уравнения (3.44)) однобарабанной тяговой лебёдки предлагаемой конструкции от кратности снижения жесткости - k_c при экскавации драглайном ЭШ 10/70 породы I-II, III и IV категории (величины пути наполнения ковша) приведена на рисунке 3.7.

Анализ зависимости (3.44) жёсткости запасовки тяговых канатов - $C_{T j=2}$ однобарабанной тяговой лебёдки от кратности снижения жесткости - k_c (см. рис. 3.7) по сравнению с жёсткостью запасовки драглайна ЭШ 10/70 производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» при экскавации породы I-II, III и IV категории показывает что:

- жёсткость - $C_{T j=2}$ 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_{II});
- в конце черпания только категорией породы по трудности экскавации, причём уровень жёсткости увеличивается с увеличением категории породы (с увеличением пути наполнения ковша).

- величина линейной жёсткости запасовки тяговых канатов - $C_{T j=2}$ однобарабанной тяговой лебёдки при отношении жёсткостей тяговых канатов и УДУ равном $C_k/C_a = 3,3$ составляет величину:

- в начале черпания независимо от категории породы по трудности экскавации равную $0,56 \cdot 10^6$ Н/м;

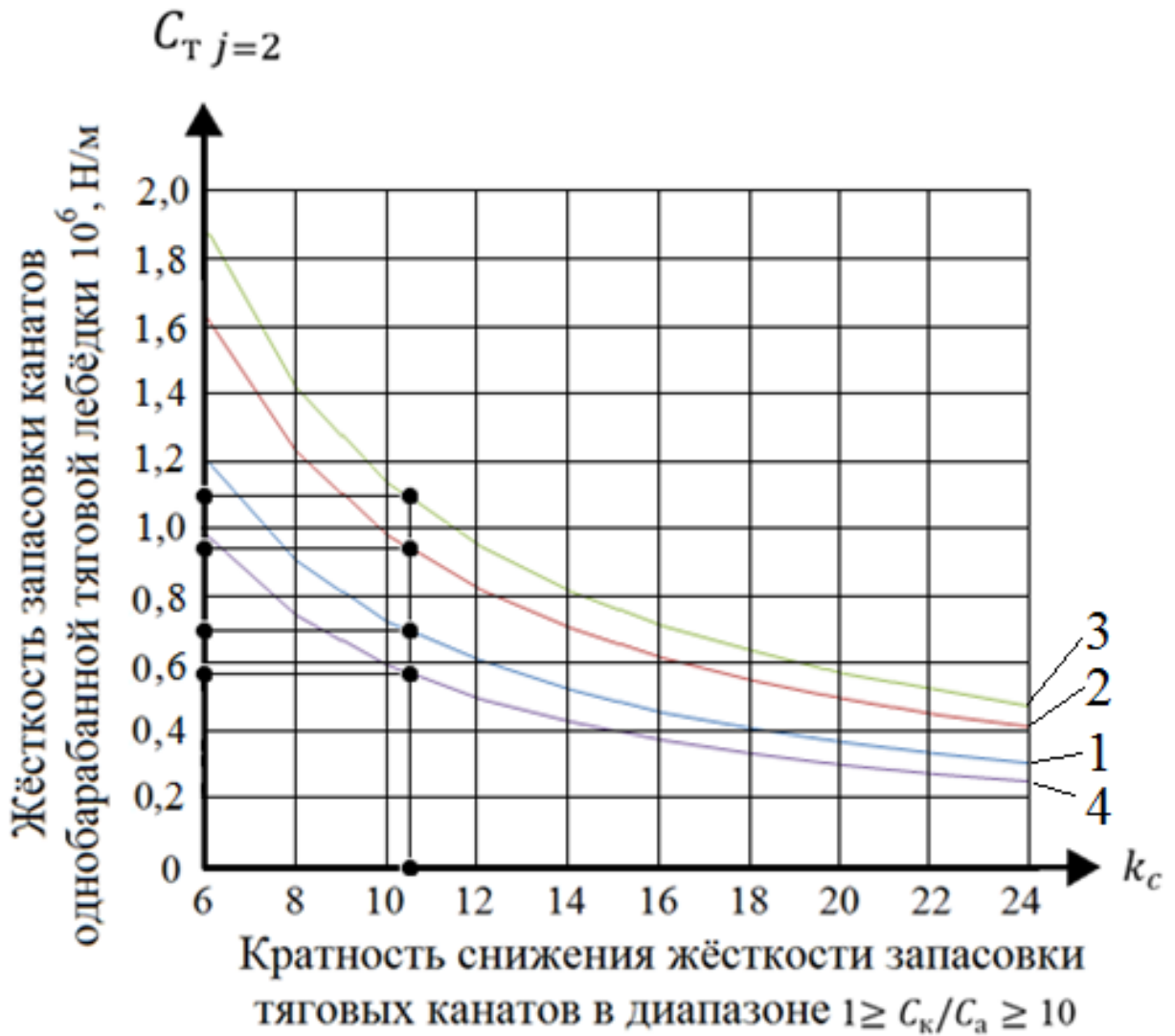


Рисунок 3.7 – Зависимость жёсткости запасовки канатов однобарабанной тяговой лебёдки - $C_T j=2$ от кратности её снижения - k_c по сравнению с жёсткостью запасовки ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» - $C_T j=1$ при экскавации породы I–IV категории: в конце - 1, 2, 3 и в начале черпания – 4 в диапазоне отношения $1 \geq C_k/C_a \geq 10$

- в конце черпания равную для пород I–II, III, IV категории $0,69 \cdot 10^6$; $0,93 \cdot 10^6$; $1,08 \cdot 10^6$ Н/м соответственно.

Что касается коэффициентов демпфирования однобарабанной тяговой лебёдки (см. рис. 3.6 б), то здесь следует отметить что они в:

- трансмиссии привода - $\mu_{dj=2}$ определяется по зависимости (3.27) с учётом выражений (3.28), (3.29) 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 $\mu_{dj=1} = \mu_{dj=2} = 6,603 \cdot 10^4$ Нс/м рад;

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

$$\mu_{Tj=2} = 4\mu_a = 11,48 \cdot 10^4 \text{ Нс/м} \quad (3.45)$$

3.3 Моделирование динамических параметров привода тягового механизма драглайна

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, который в соответствии с полученными результатами в работах [43, 82] имеет вид:

$$k_{dj}(\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}}) = 1 + \text{АЧХ}_j(\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}}) \quad (3.46)$$

где $\text{АЧХ}_j(\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}})$ – амлитудо-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.

Уравнения движения элементов электромеханической системы тягового механизма драглайна представляют собой систему однородных дифференциальных уравнений (3.14) второго порядка. Интегрирование этих уравнений при установившемся движении динамической системы (см. рис. 3.1) было выполнено методом Рунге – Кутта по алгоритму, разработанному нами на кафедре Горные маши-

ны и оборудование МГГУ. Реализация последнего с использованием пакета прикладной программы Math CAD позволила при интегрировании уравнений движения электромеханической системы обеспечить относительную ошибку в резонансной зоне колебаний маховых масс привода тягового механизма драглайна по амплитуде не более 7 %, а по частоте не более 0,8 % при нижеследующих:

- *начальных условиях:* $\ddot{x} = \dot{x} = 0$; $\ddot{\varphi}_d = \dot{\varphi}_d = 0$; $\omega_c = 94,2$ рад/с;
 - массе ковша в начале и в конце черпания для лёгких - $m_{к1 л} = 24 \cdot 10^3$ кг, $m_{к2 л} = 44 \cdot 10^3$ кг, средних - $m_{к1 ср} = 31,2 \cdot 10^3$ кг, $m_{к2 ср} = 57,2 \cdot 10^3$ кг и тяжёлых пород - $m_{к1 т} = 36 \cdot 10^3$ кг, $m_{к2 т} = 66 \cdot 10^3$ кг соответственно;
 - *константах:* - вместимости ковша – $E=10$ м³; - диаметре навивки тяговых канатов на барабан – $D=1,8$ м; - коэффициенте трения ковша о породу - $\mu = 0,3$; - коэффициенте тары - $k_T = 1,2$; - угле естественного откоса забоя – $\alpha = \frac{\pi}{6}$ рад; - условном коэффициенте крутизны статической характеристики электродвигателя постоянного тока – $\nu = 0,7 \cdot 10^{-6}$ (Нм)⁻¹; - постоянной времени – $T_d = 2$ с;
- вариативных параметрах:* - динамических моментах инерции двигателя и барабана – $I_{dj}, I_{\delta j}$ (кг м²); - жёсткостях крутильной – K_{dj} (Нм/рад), линейной – C_{Tj} (Н/м); коэффициентах демпфирования – μ_{dj} (Нс/м), μ_{Tj} (Нмс) (значения $I_{dj}, I_{\delta j}, K_{dj}, C_{Tj}, \mu_{dj}, \mu_{Tj}$ при $j = 1$ и $j = 2$ приведены в 3.2.1 и 3.2.2); - отношения объёма призмы волочения к объёму ковша $\lambda_{i=1} = 0,4$, $\lambda_{i=2} = 0,3$, $\lambda_{i=3} = 0,2$; - сопротивления породы копанию $K_{Fi=1} = 0,12 \cdot 106$, $K_{Fi=2} = 0,29 \cdot 106$, $K_{Fi=3} = 0,4 \cdot 106$; - пути наполнения ковша $l_{нап i=1} = 20,16$, $l_{нап i=2} = 43,52$, $l_{нап i=3} = 52,57$; - коэффициента разрыхления $K_{pi=1} = 1,2$, $K_{pi=2} = 1,6$, $K_{pi=3} = 2$.

Блок схема алгоритма вычисления коэффициента динамичности - $k_{dj}(\omega_{вын}/\omega_{соб})$ привода тягового механизма драглайна (интегрирования дифференциальных уравнений (3.14) для установившегося движения электромеханической системы привода и вычисления АЧХ) в спектре $0 \leq \omega_{вын}/\omega_{соб} \leq 2,5$ отно-

шения вынужденной - $\omega_{\text{вын}}$ и собственной - $\omega_{\text{соб}}$ частот колебаний приведена на рисунке 3.8.

Алгоритм интегрирования дифференциальных уравнений (3.14) предусматривает минимальную длительность интегрирования - $T_{\text{вын}}$ дифференциальных уравнений, которая определена из условия максимально низкой частоты колебаний подлежащей исследованию и определена по зависимости, где:

$$T_{\text{вын}} = n^* \Delta t_c \frac{\omega_{\text{соб}}}{\omega_{\text{вын}}}, \text{ с} \quad (3.47)$$

где n^* - число шагов интегрирования, ед;

Δt_c – шаг интегрирования, с, принимается из условия максимально высокой частоты подлежащей исследованию. В соответствии с результатами, полученными проф. Подэрни Р.Ю. в работе [91] $\Delta t_c = 0,01$ с, а длительность интегрирования составляет величину $T_{\text{вын}} = 1,2$ с.

Решая уравнение (3.42) относительно числа шагов интегрирования с учётом вышеизложенного имеем:

$$n^* = \frac{T_{\text{вын}}}{\Delta t_c} \left(\frac{\omega_{\text{вын}}}{\omega_{\text{соб}}} \right)_{\text{max}} / \Delta \frac{\omega_{\text{вын}}}{\omega_{\text{соб}}}, \text{ ед} \quad (3.48)$$

Обозначим отношение $T_{\text{вын}}/\Delta t_c$ через - n^{**} , а отношение $\left(\frac{\omega_{\text{вын}}}{\omega_{\text{соб}}} \right)_{\text{max}} / \Delta \frac{\omega_{\text{вын}}}{\omega_{\text{соб}}}$ через - n^{***} , тогда уравнение (3.43) примет вид:

$$n^* = n^{**} n^{***}, \text{ ед} \quad (3.49)$$

здесь n^{**} - число шагов интегрирования за время $T_{\text{вын}}$, ед;

n^{***} - число шагов интегрирования в спектре отношения частот колебаний

$$\Delta \frac{\omega_{\text{вын}}}{\omega_{\text{соб}}} \leq \omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}} \leq 2,5, \text{ равное, при } \Delta \frac{\omega_{\text{вын}}}{\omega_{\text{соб}}} = 0,01, n^{***} = 250, \text{ ед.}$$

Величины вариативных параметров при экскавации пород I, II, III и IV категорий по трудности экскавации в начале и конце черпания приведены для тяговой лебёдки конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и предлагаемой нами приведены в нижеследующей таблице 3.1.

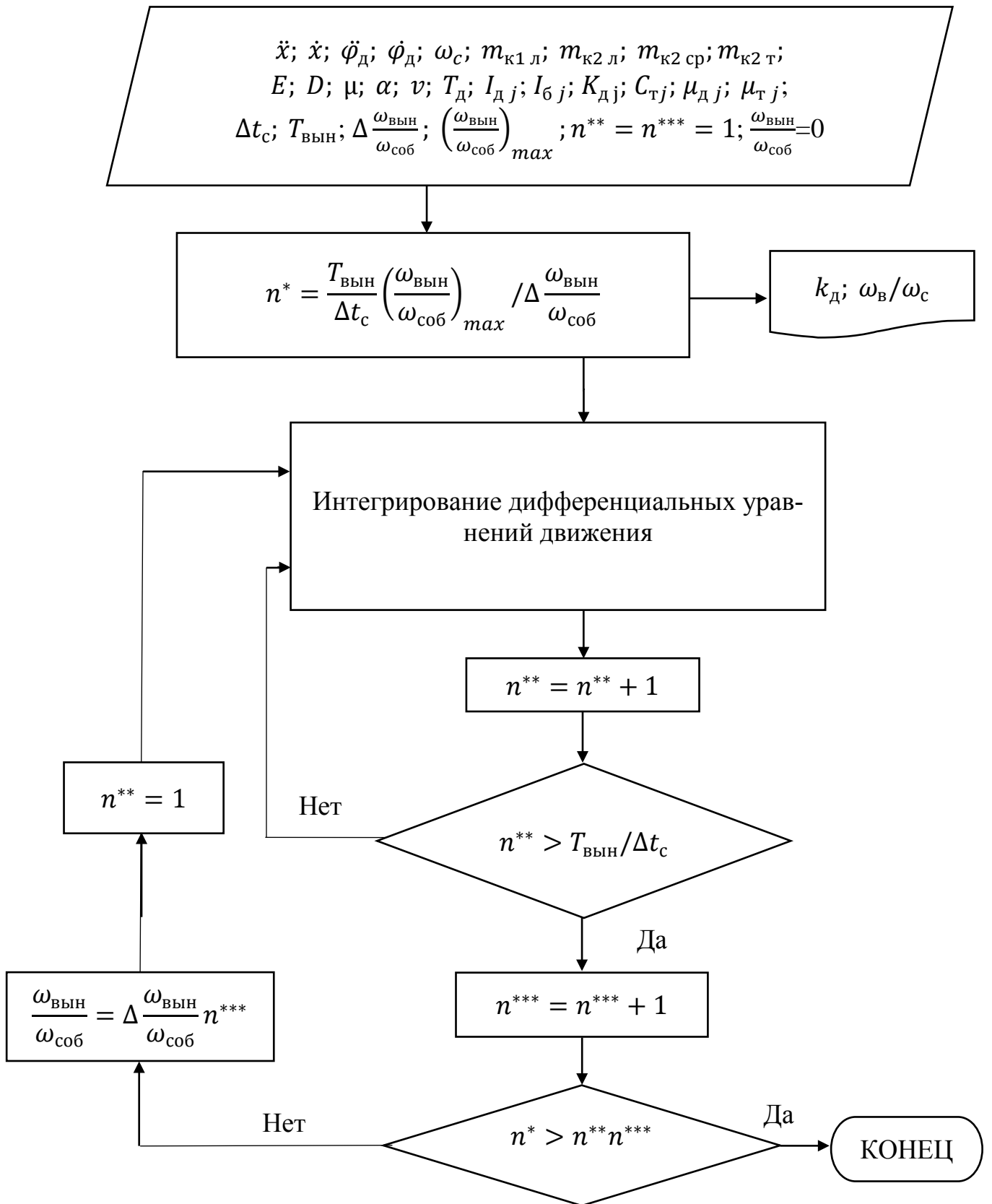


Рис. 3.8 – Блок схема алгоритма вычисления коэффициента динамичности - $k_{dj}(\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}})$ привода тягового механизма драглайна в спектре $0 \leq \omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}} \leq 2,5$ отношения вынужденной - $\omega_{\text{вын}}$ и собственной - $\omega_{\text{соб}}$ частот колебаний

Наименование вариативного параметра	Категория пород по трудности экскавации					
	I, II		III		IV	
	Значения вариативных параметров					
	В начале черпания	В конце черпания	В начале черпания	В конце черпания	В начале черпания	В конце черпания
1	2	3	4	5	6	7
Линейная жёсткость канатов тягового механизма, 10^6 Н/м	$\frac{5,94}{0,56}$ ■	$\frac{7,28}{0,69}$	$\frac{5,94}{0,56}$	$\frac{9,85}{0,93}$	$\frac{5,94}{0,56}$	$\frac{11,4}{1,08}$
Масса ковша, 10^3 кг	$\frac{24}{24}$ ■	$\frac{44}{44}$	$\frac{31,2}{31,2}$	$\frac{57,2}{57,2}$	$\frac{36}{36}$	$\frac{66}{66}$
Крутильная жёсткость трансмиссии привода, 10^6 Нм/рад	$\frac{23,684}{21,007}$ ■					
Коэффициент демпфирования трансмиссии привода, Нс/м	$\frac{6,603}{6,603}$ ■					
Коэффициент демпфирования запасовки тяговых канатов, Нс/м	$\frac{1,435}{11,480}$ ■					
Динамический момент инерции барабана привода тягового механизма, кг м ²	$\frac{18,696}{18,696}$ ■					
Динамический момент инерции обобщённого двигателя привода тягового механизма, кг м ²	$\frac{65,600}{65,600}$ ■					

■ в числителе приведены величины вариативных параметров тягового механизма драглайна ЭШ 10/70 конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», а в знаменателе предлагаемой конструкции.

Расчёт критерия, характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров - $k_{dj}(\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}})$ позволил установить частотную координату резонансной зоны.

Величина частотной координаты резонансной зоны приведена в таблице 3.2. За вариант сравнения ($\frac{\omega_{\text{вын}}}{\omega_{\text{соб}}} = 1$) нами принята амплитуда критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров соответствующих самой высокой собственной частоте.

Таблица 3.2

	Категория пород по трудности экскавации					
	I, II		III		IV	
	В начале черпания	В конце черпания	В начале черпания	В конце черпания	В начале черпания	В конце черпания
1	2	3	4	5	6	7
Координата резонансной зоны $\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}}$ привода тягового механизма драглайна ЭШ 10/70	$\frac{1,000}{3,257}$ ■	$\frac{1,223}{3,993}$	$\frac{1,140}{3,713}$	$\frac{1,198}{3,903}$	$\frac{1,224}{3,989}$	$\frac{1,197}{3,898}$

■ в числителе приведены величины координаты резонансной зоны $\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}}$ привода тягового механизма драглайна ЭШ 10/70 конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», а в знаменателе предлагаемой конструкции.

Результаты моделирования критериев характеризующих влияние жесткостных и демпфирующих параметров – $k_{dj}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}})$ в функции отношения вынужденных и собственных частот колебаний нагрузки – $\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}}$ 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 3.9.

Начало черпания

Конец черпания

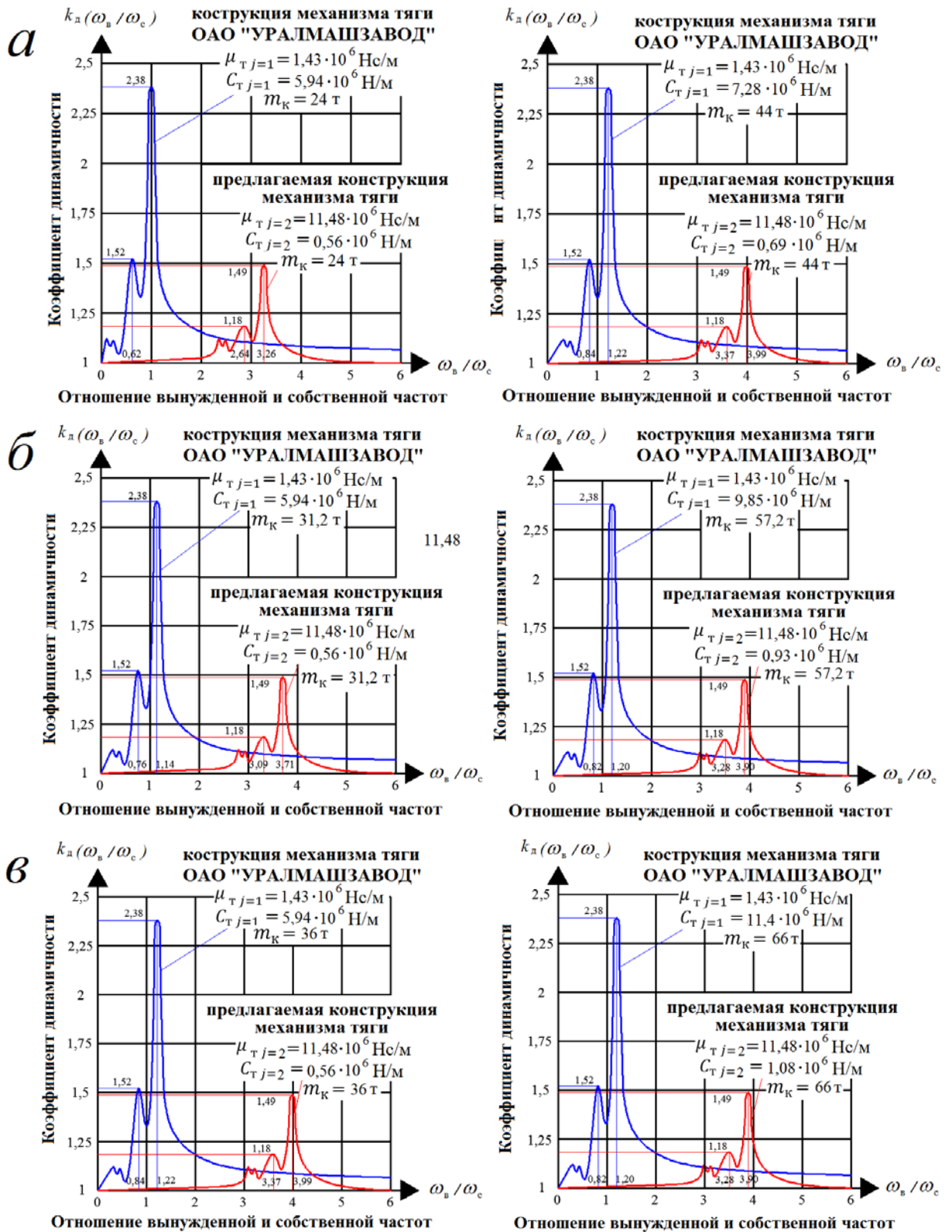


Рис.3.9 – Зависимость коэффициента динамичности электромеханической системы привода тяги драглайна от отношения вынужденных и собственных частот её колебаний – $\omega_{\text{вын}}/\omega_{\text{соб}}$ в начале и в конце черпания для пород: а – I, II; б - III; в – IV категории.

Анализ зависимостей приведенных на рисунке 3.9 *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 (больших 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.**

Далее уясним влияние коэффициента динамичности тягового механизма - $k_{дт}$ при экскавации i – ой категории породы на уровень:

- удельной технической производительности драглайна - $Q_{yi}(k_{дт})$ определяемой уравнением (2.19) при коэффициенте динамичности поворотного механизма драглайна равным приведенному в работе [13] (см. рис. 3.10 - *а*);

- относительной стойкости каната тяговой лебёдки - $T_{ki}(k_{дт})$ определяемой уравнением (2.49), причём за единицу стойкости принят ресурс его работы в запаске конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» - $T_{кУЗТМ}$ при экскавации пород I, II категории (см. рис. 3.10 - *б*).

Таким образом, моделированием динамических параметров привода тягового механизма драглайна (см. рис. 3.10 - *а* и 3.10 – *б*) 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%.**

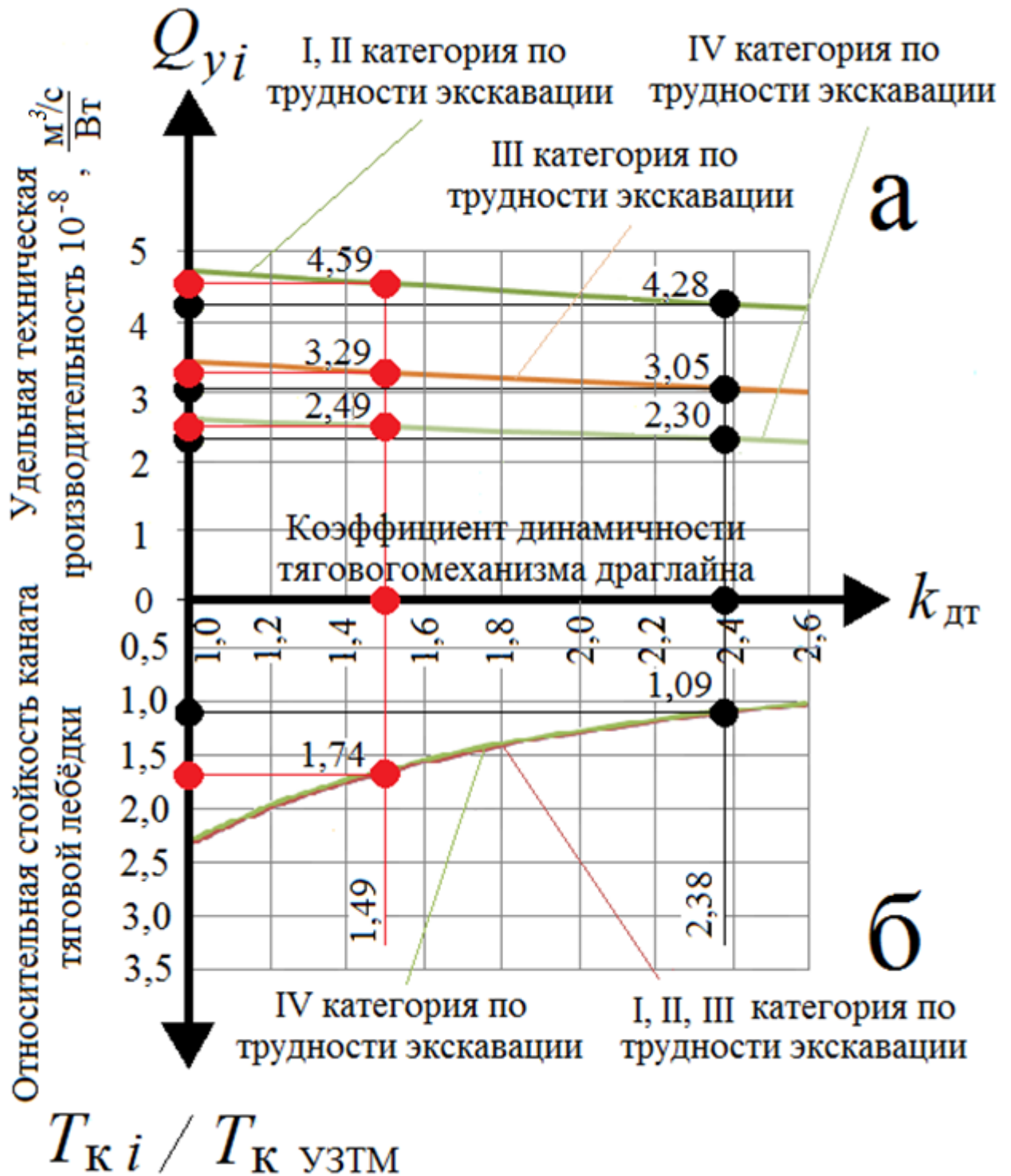


Рис.3.10 – Исследование влияния коэффициента динамичности при экскавации пород I-II, III и IV категории на уровень: а - удельной технической производительности (при коэффициенте динамичности поворотного механизма равном $k_{дт} = 2,37$, [13]); б - относительной стойкости каната тяговой лебёдки

Выводы по главе

1. Разработана многопараметрическая математическая модель электромеханической системы привода тягового механизма драглайна с учётом категории породы по трудности экскавации, представляющая собой систему однородных дифференциальных уравнений второго порядка.
2. Установлено, что 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, а также постоянной частью длины канатов;
 - в конце черпания категорией породы по трудности экскавации - величиной пути наполнения ковша.
3. Установлено, что:
 - для уменьшения жёсткости каната и увеличения демпфирования его запасовки следует установить упруго – демпфирующий элемент (УДЭ) между реактивным звеном (ветвью каната имеющей нулевую скорость при черпании) и элементом металлоконструкции машины;
 - наиболее приемлемой конструкцией является мало компонентный и высоконадежный упругодемпфирующий элемент адаптированный к условиям эксплуатации на современных горных предприятиях содержащий только металлические пружины и гидравлический демпфер.
4. Установлено, что для сохранения кинематических и силовых параметров процесса экскавации, а так же диаметра барабана идентичных кинематическим и силовым параметрам тяговой лебёдки конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» **скорость движения каната в однобарабанной** схеме реализующей реакцию ветви каната имеющей нулевую скорость при черпании по сравнению с двухбарабанной должна быть **вдвое больше**. Это достигается уменьшением **передаточного отношения** трансмиссии привода **в два раза**.

5. В качестве *критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров* электромеханической системы привода тяговой лебёдки драглайна на спектр её колебаний принят коэффициент динамичности нагрузки - k_d , определяемый как сумма единицы и амплитудно частотной характеристики её электромеханической системы.
6. Анализ результатов моделирования **критериев в функции отношения вынужденных и собственных частот колебаний нагрузки электромеханических систем привода двухбарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70** конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и однобарабанной рассмотренной в работе при экскавации пород I, II, III и IV категорий в начале и конце черпания свидетельствует, что электромеханическая система привода однобарабанной тяговой лебёдки драглайна ЭШ 10/70 реализующей реакцию ветви каната *позволяет:*
- независимо от пути наполнения ковша *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;*
 - *снизить коэффициент динамичности с 2,28 до 1,49 за счёт увеличения коэффициента демпфирования в 8 раз.*
7. Моделированием динамических параметров привода тягового механизма драглайна 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;
 - *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** ($\alpha, \varphi_3, l_{\text{нап } i}$); - **сопротивления породы копанию и её плотности**; - **конструктивных параметров драглайна** ($l_{\text{ст}}, \alpha_0, k_{\text{т}}$); - **кинематических** ($V_{\text{т}}, V_{\text{пг}}, \omega$) и **силовых** ($I_{\text{т}}, I_{\text{г}}, \mu, \eta$) 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 уравнительный блок посредством упруго – демпфирующего устройства замкнут на металлоконструкцию драглайна.

4. **Установлено что наиболее приемлемой конструкцией упругодемпфирующего элемента устройства является мало компонентное и высоконадежное УДУ, 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.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:

Исследовать динамические переходные и тепловые процессы (при пуске и стопорении) в приводе однобарабанной трансмиссии драглайна с запасовкой каната через уравнительный блок посредством упруго-демпфирующего

устройства замкнутого на его металлоконструкцию за счет учета статической механической характеристики электродвигателей привода постоянного тока.

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 [16, 92] личное участие 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.

Список литературы

1. Правительство РФ: Долгосрочная программа развития угольной промышленности России на период до 2030 года. Утверждена Правительством РФ 24.01.2012 г.
2. Правительство РФ: Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением правительства РФ от 13.11.2009 № 1715-р.
3. Ржевский В.В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ. Изд-во «Недра», 1968 1 - 639
4. Мельников Н.В., Демидюк Г.П. и др. Техника открытых работ за рубежом / Под общ. ред. акад. Н.В. Мельникова. – М.: «ГОСГОРТЕХИЗДАТ», 1962, 380 с.
5. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. –7-ое изд., перераб. и доп. – М.: Издательство «Майнинг Медиа Групп», 2011 640 с.: ил.
6. Братченко Б.Ф., Щадов М.И. Братченко Б.Ф., и другие Российская угольная энциклопедия. В 3 т. Т. 1. (А-И). – М.-СПБ.: Изд-во Санкт-Петербургской картографической фабрики ВСЕГЕИ, 2004. – 649 с. + 7 вкл. (Министерства промышленности и энергетики РФ, РАЕН, Международная акционерная геологическая компания.)
7. Щадов М.И., Потапов М.Г., Винницкий К.Е. и др. Развитие техники и технологии открытой угледобычи / Под ред. М.И. Щадова. – М.: «Недра», 1987. – 237 с.
8. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирования, исследования и применения. М., изд-во «Машиностроение», 1969, 318 с.
9. Ржевский В.В. Технология, механизация и автоматизация процессов открытых горных разработок. М., «Недра», 1966, 653 с.

10.Беляков Ю.И., Владимиров В.М. Совершенствование экскаваторных работ на карьерах. М., «Недра», 1974, 304 с.

11.Домбровский Н.Г., Панкратов С.А. Землеройные машины. Часть первая. Одноковшовые экскаваторы. М., «Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам», 1961, 651 с.

12.Федоров Д.И., Бондарович Б.А., Перепонов В.И. Надежность металлоконструкций землеройных машин. Методы оценки и расчета. М., «Машиностроение», 1971, 216 с.

13.Вуль Ю.А., Калашников Ю.Т., Харахаш И.М. и др. Одноковшовые экскаваторы НКМЗ. М., «Недра», 1978, 189 с.

14.Бубновский Б.И., Буйный И.К., и др. Ремонт шагающих экскаваторов. М., Недра, 1982, 280 с.

15.Махно Д.Е., Шадрин А.И., и др. Хладноломкость и хладостойкость металлоконструкций горных машин в условиях Севера. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2010. 232 с.

16.Подэрни Р.Ю., Хромой М.Р., Соловьёв С.В. Анализ современных конструкций экскаваторов-драглайнов мировых производителей // Научный вестник МГГУ. №8 (29). – М.: 2012. С. 103 – 114

17.Деревяшкин И.В. Драглайны: шаги из прошлого в будущее. Мировая горная промышленность 2004-2005: история, достижения, перспективы. - М.: НТЦ «Горное дело», 2005., с. 251-272

18.Квагинидзе В.С., Петров В.Ф., Корецкий В.Б. Эксплуатация карьерного оборудования. – М.: «Мир горной книги», Изд-во МГГУ, изд-во «Горная книга», 2007. – 587 с: ил. (ОСВОЕНИЕ СЕВЕРНЫХ ТЕРРИТОРИЙ)

19.Солод Г.И. Качество горных машин. Избранные труды. Том I. // под общ. ред. А.П. Вержанского. – М.: Изд-во МГГУ, 2011. – 250 с.

20.Зыков П.А. Повышение технического уровня карьерных одноковшовых гидравлических экскаваторов на стадии проектирования. Автореферат канд. дисс., Кемерово: КузГТУ - 2013 г., 18 стр. с ил.

21.Венцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: «Наука», 1964, 576 с. ил.

22.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

23.Каинов А.И., Попов Д.В. Мероприятия по увеличению эффективности производства ОАО «Разрез Тугнуйский» за 2012 год // Уголь. - 2013. - № 3. - С. 28 - 30

24.Суслов Н.М. Оценка долговечности металлоконструкций шагающих экскаваторов при разработке взорванных пород на разрезах Кузбасса. Автореферат докт. дисс., Екатеринбург: УГГУ – 2005, 36 с.

25.Ветров Ю.А. Расчеты сил резания и копания грунтов. Киев, Изд-во Киевского госуниверситета, 1965

26.Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. М.: «Машиностроение», 1965.- 465 с.

27.Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. М.: «Машиностроение»,- 1971.- 405с.

28.Волков Д.П., Черкасов В. А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. М., «Машиностроение», 1969. Стр. 408.

29.Волков Д.П., Крикун В.Я., Тотолин П. Е. и др. Машины для земляных работ: Учебник для студентов МЗ8 вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»/ Под общ. Ред. Д. П. Волкова. – М.: «Машиностроение», 1992 – 449 с.: ил.

30.Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ (основы теории и расчёта). – М.: «Машиностроение», 1967. Стр. 448.

31.Насонов М.Ю. Оценка долговечности несущих металлоконструкций одноковшовых экскаваторов при разработке взорванных горных пород. Автореферат докт. дисс., Кемерово: КузГТУ – 2009, 35 с.

32.Гейлер Л.Б. Электропривод в тяжелом машиностроении. – М.: «МАШГИЗ», 1958, 587 с. ил.

33. Чулков Н.Н., Чулков А.Н. Расчёт приводов карьерных машин. – М.: «Машиностроение», 1979, - 104 с., ил.
34. Балагуров Л.И., Хошмухамедов И.М. Муфты приводов основных механизмов экскаваторов. Экспресс – информ. ЦНИЭуголь – М., 1980, 42 с.
35. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В. С. Полякова. 2-е изд., испр. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1979. – 344 с., ил.
36. Сандалов В.Ф. Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора. Канд. дисс. М.: МГИ, 1977, 143 с.
37. Пинчук И.С. Переходные процессы в асинхронном двигателе при периодической нагрузке. М.: «Электричество». – 1957. - № 9 «МАШГИЗ» С. 28 - 30
38. Иозинас Ю.Г. Канд. дисс. М.: МГИ, 1977, 143 с.
39. Шамсутдинов Р.С., Ефимов В.Н., Никешин Б.С. Учет нагруженности механизмов драглайнов. – В кн.: Добыча угля открытым способом. М., ЦНИЭИуголь, 1980, № 3, С. 21-23
40. Соловьев С.В., Хромой М.Р. Привод механизма поворота мощного экскаватора-драглайна // Научный вестник МГГУ. №1 (1). – М.: 2010. С. 31 – 34
41. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 151 с., ил. – (Б-ка конструктора)
42. Den Hartog J. P. Mechanical Vibrations. – New York, Toronto, London: McGRAW-HILL BOOK COMPANY, INC. 1960. - 575 pp.
43. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. и др. Динамические процессы горных машин. - М.: «Наука», 1972, 212 с.
44. Красников Ю.Д., Хургин З.Я., Нечаевский В.М. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. Научная/Под ред. чл.-кор. АН СССР А.В. Докукина. М., «Недра», 1983. 264 с.
45. Percy H. Hill The science of engineering design. – New York: HOLT, RINEHART and WINSTON, Inc. 1970. – 262 pp.

46. Губенко А.А., Свиначук В.П. Обзор и анализ параметров конструкций упругодемпфирующих устройств // Научный вестник МГГУ.– 2011. – №1. – С. 9–19.

47. Губенко А.А. Обоснование и выбор динамических параметров привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна. Автореферат канд. дисс., М.: МГГУ - 2013 г., 24 стр. с ил.

48. Свиначук В.П. Обоснование и выбор динамических параметров рабочего оборудования карьерных экскаваторов. Автореферат канд. дисс., М.: МГГУ - 2013 г., 24 стр. с ил.

49. 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). – М.: издательство «Горная книга». – 2012. - № ОВ7. С. 319-333

50. Беляков Ю.И. Совершенствование технологии выемочно-погрузочных работ на карьерах. М., «Недра», 1977. - 295 с.

51. Протасов Ю.И. Разрушение горных пород. 3-е изд., стер.- М.: Изд-во МГГУ, 2002. – 453 с.

52. 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

53. Солод В. И., Зайков В. И., Первов К.М. Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебник для вузов. – М., Недра, 1981, 503 с.

54. Подерни Р.Ю., Бочаров Р.А, Холиков М.С. Анализ влияния параметров механизма поворота на длительность цикла драглайна // Научный вестник МГГУ. выпуск 12. - М.: 2010. С. 62 – 71

55.Свинарчук В.П., Бочаров Р.А. Анализ силовых и кинематических параметров поворотных механизмов современного карьерного оборудования циклического действия / Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых. Материалы 7 Международной научной школы молодых учёных и специалистов. – М.: ИПКОН РАН, 2010, - С.247 - 250

56.Подерни Р.Ю., Бочаров Р.А., Холиков М.С. Влияние кинематических и силовых параметров приводов рабочего оборудования драглайна на его производительность // Уголь. - 2010. - № 11. - С. 35 - 37

57.Соловьев С.В. Анализ основных кинематических и силовых параметров мощного карьерного драглайна. В сб. материалов 9-ой международной молодежной научной школы «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» Том 2. – М.: ИПКОН РАН, 2012 - С. 207 – 210

58.Алисин В.В., Асташкевич Б.М., Браун Э.Д. и др. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2. Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: «Машиностроение», 1979. – 358 с., ил.

59.Глушко М.Ф. Стальные подъёмные канаты – Репр. Воспр. Текста изд. 1966 г. – Одесса : Астропринт, 2013. – 336 с.

60.Бартенев Н.А., Бережинский В.И., Дворников В.И. и др. Стальные канаты: сборник научных трудов / ред. кол. : Н.А. Бартенева (техн. ред.) [и др.] ; [отв. Ред. В.А. Малиновский]. – Одесса : Астропринт, 2013. - № 9. – 304 с.

61.Талтыкин В.С. Обоснование метода повышения долговечности шахтных канатов с учётом контактного взаимодействия проволок. Автореферат канд. дисс., М.: МГГУ – 2009, 21 с.

62.Хрущов М.М. Закономерности абразивного изнашивания. Износостойкость. М.: «Наука», 1975, с. 5-28

63.Носырев М.Б. Моделирование и методика расчёта главных электроприводов экскаваторов-драглайнов. Автореферат канд. дисс., Свердловск: Свердловский горный институт – 1981, 19 с.

64.Игнатъев С.А. Исследование рациональных режимов работы экскаваторов – драглайнов. Автореферат канд. дисс., Санкт – Петербург: СПГГИ - 1998 г., 18 стр. с ил.

65.Касьянов П.А. Моделирование рабочего процесса, механика, прочность и ресурс опорно-поворотных устройств шагающих драглайнов. Автореферат докт. дисс., Екатеринбург: УГГУ - 1999 г., 34 стр. с ил.

66.Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.

67.Мясников Г.В., Моисеенко Е.И. Многоскоростные планетарные механизмы в приводах горных машин. М., «Недра», 1975. 264 с.

68.Морозов В.И. Разработка системы управления качеством ремонта оборудования. – Докт. дисс. М.: МГИ, 1987, 387 с.

69.Гейлер Л.Б. Основы электропривода. М., «Высшая школа», 1972, 608 с. с ил.

70.Этингоф Е.А. Исследование динамических и энергетических характеристик объемного гидропривода роторного колеса карьерных экскаваторов. Автореферат канд. дисс., М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1977, 14 с, с ил.

71.Подэрни Р.Ю. Исследование нагрузок на исполнительных органах и динамических характеристик карьерного оборудования с целью повышения эффективности рабочего процесса (на примере роторного экскаватора). - Докт. дисс. М.: МГИ, 1972, 351с.

72.Подэрни Р.Ю., Мухамедов М.Х. и др. Механизм подъема ковша экскаватора. Авт. свид. СССР SU № 1720314 А1 Бюл. из. №26, 1991.

73.Подэрни Р.Ю., Мухамедов М.Х. и др. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора. Авт. свид. СССР SU № 1720317 А1 Бюл. из. №28, 1991.

74.Ешуткин Д.Н., Подэрни Р.Ю., и др. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора с канатным приводом. Авт. свид. СССР SU № 1420116 А1 Бюл. из. №32, 1988.

75.Подэрни Р.Ю., Хромой М.Р. и др. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора. Авт. свид. СССР SU № 1779715 А1 Бюл. из. №45, 1992.

76.Трофимов С.В. Определение рациональных параметров виброгасящего устройства для подвески стрелы рабочего органа роторного экскаватора. Канд. дисс., М., МГИ, 1980, 132 с. с ил.

77.Прямилов Н.М. Исследование упруго-демпфирующего устройства исполнительного органа роторного экскаватора как средства стабилизации рабочего процесса. Канд. дисс., М., МГИ, 1974, 150 с. с ил.

78.Иванов И.Ю. Обоснование рациональных параметров рабочего оборудования карьерных экскаваторов с замыканием рабочих нагрузок . Автореферат канд. дисс. 2011,14 с., ил.

79.Иванов И.Ю., Комиссаров А.П. Создание рабочих органов карьерных экскаваторов с замыканием внешних нагрузок – резерв повышения технического уровня оборудования // Горное оборудование и электромеханика.– 2009. – №8. – С. 17–19.

80.Иванов И.Ю., Комиссаров А.П. Оценка энергоемкости рабочего процесса гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок // Горное оборудование и электромеханика.– 2011. – №9. – С. 45–47.

81.Дроворуб В.Г. Снижение виброударных нагрузок оборудования одноковшовых карьерных экскаваторов. Автореферат канд. дисс., 1989, Орджоникидзе (Владикавказ), 24 с., ил.

82.Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе. Изд. 6-е, исправленное. М., «Энергия», 1977, 432 с. с ил.

83.Осецкий В.М. Техническая механика. М., Госгортехиздат, 1962. 355 с.

84.Руководство по эксплуатации электродвигателей: <http://wem-russia.ru/files/rukovodstvo%20mpe.pdf>

85.Виноградов В.С., Васильев М.В., Дороненко Е.П. и др. Оборудование для механизации производственных процессов на карьерах. Под общ. ред. В.С. Виноградова М.: «Недра», 1974, 376 с.

86.Сандалов В.Ф. Методические указания по выполнению лабораторных работ по дисциплине «Горные машины и комплексы для открытых горных работ» для студентов специальности 0506. М.: МГИ – 1986. – 20 с.

87.Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: «МАШГИЗ», 1957, 336 с. ил.

88.Вороновский К.Ф., Пухов Ю.С., Шелоганов В.И. Горные, транспортные и стационарные машины: Учебное пособие для вузов. – М.: Недра, 1985, 320 с.

89.Залесов О.А., Кузнецов В.Ф., Ломакин М.С. и др. Применение электронных моделей для исследования горных машин. М.: Недра, 1966, 359 с.

90.Бондарев С.В. Обоснование и выбор параметров упругодемпфирующей подвески стрелы карьерной механической лопаты. Автореферат канд. дисс., Москва, МГИ, 1988, 24 с. с ил.

91.Подэрни Р.Ю. Исследование нагрузок на исполнительных органах и динамических характеристик карьерного оборудования с целью повышения эффективности рабочего процесса (на примере роторного экскаватора). - Докт. дисс. М.: МГИ, 1972, 351с.

92.Соловьев С.В., Кузиев Д.А. Зависимость динамики рабочего процесса карьерного драглайна от упруго-демпфирующих параметров привода его тягового механизма // Уголь. - 2014. - № 2. - С. 60 – 62

Приложение

«УТВЕРЖДАЮ»

Исполнительный директор

ОАО «Черногорский РМЗ»

Сухарьков И.Н.

«_____» 2014 г.



А К Т

внедрения результатов диссертационной работы Соловьева Сергея Валентиновича на тему: «**Обоснование и выбор динамических параметров привода тягового механизма драглайна**», выполненной на кафедре Горные машины и оборудование ФГАОУ ВПО НИТУ «МИСиС».


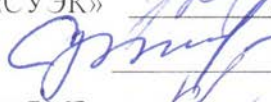


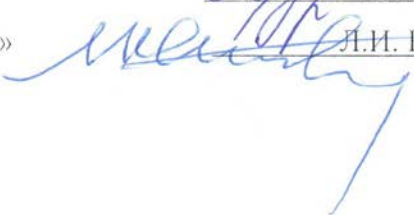
По результатам рассмотрения диссертационной работы аспиранта Соловьева С.В. на тему «**Обоснование и выбор динамических параметров привода тягового механизма драглайна**», выполненной на кафедре Горные машины и оборудование Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования Министерства образования и науки Российской Федерации, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, комиссия в составе:

- **Начальник энергомеханического управления** ОАО «СУЭК» Мутьгуллин А.В.
- **Главный инженер** ОАО «Черногорский РМЗ» Фуке С.Г.
- **Начальник технического отдела** ОАО «Черногорский РМЗ» Курасов А.А.
- **Главный механик** ОАО «Черногорский РМЗ» Ефремов Т.И.
- **Заведующий кафедрой** ГМО НИТУ «МИСиС», доктор технических наук, профессор Кантович Л.И.

После обмена мнениями комиссия приняла нижеследующее заключение, результаты диссертационной работы Соловьева С. В.:

- **технические требования** на модернизацию привода тягового механизма карьерного драглайна ЭШ 10.70;
- **инженерная методика** расчета и выбора рациональных статических и динамических параметров привода тягового механизма карьерного драглайна, оснащённого упругодемпфирующим устройством;
- **программное обеспечение** для моделирования динамических процессов в приводе тягового механизма карьерного драглайна в зависимости от инерциальных, жесткостных и диссипативных параметров

могут быть использованы в научно-технических разработках ОАО «СУЭК» в 2015-2016 гг.

- Начальник энергомеханического управления ОАО «СУЭК»  А.В.Мутыгуллин
- Главный инженер ОАО «Черногорский РМЗ»  С.Г. Фукс
- Начальник технического отдела ОАО «Черногорский РМЗ»  А.А. Курасов
- Главный механик ОАО «Черногорский РМЗ»  Г.И.Ефремов
- Заведующий кафедрой ГМО НИТУ «МИСиС»  Л.И. Кантович Л.И.