ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МИСИС»

На правах рукописи

Султонов Хайдар Назарович

ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОДНОДВИГАТЕЛЬНОГО ПРИВОДА ХОДОВОГО МЕХАНИЗМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Специальность 05.05.06 – Горные машины

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук,
доцент Кривенко А.Е.

МОСКВА 2016

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ 4

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ. 10

1.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций карьерных механических лопат в РФ 10
1.1.1 Конструкции карьерных механических лопат ОАО «Уралмашзавод» 10
1.1.2 Конструкции карьерных механических лопат ООО «ИЗ-КАРТЕКС им. П.Г.Коробкова» 15

1.2 Основные результаты исследований динамических процессов в горных машинах 24

1.3 Влияние параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора на его забойную производительность 31

1.4 Цель и задачи исследования 37

Выводы по главе. 39

2. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПРИВОДАХ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ 41

2.1 Кинематические особенности гусеничных движителей при повороте и развороте карьерного экскаватора 41
2.1.1 Кинематика двухгусеничных движителей с независимым приводом бортовых передач 43
2.1.2 Кинематика двухгусеничных движителей с одним приводом двух бортовых передач 47

2.2 Анализ параметров структуры трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя 54
2.2.1 Синтез структуры трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя с планетарными передачами 61

2.3 Закономерности формирования сил сопротивления в приводе двухгусеничной ходовой тележки экскаватора 69

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ. 74

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ОДНОДВИГАТЕЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ ХОДОВОГО МЕХАНИЗМА КАРЬЕРНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЛОПАТЫ 78

3.1.Принципиальная конструкция инновационной трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора 78

3.2 Инерциальные, жесткостные и демпфирующие параметры трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора 83

3.3 Математическая модель электромеханической системы привода (уравнения движения) ходового механизма карьерного экскаватора 93
3.3.1 Моделирование динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора..... 98

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 107

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 109

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... 112

ПРИЛОЖЕНИЕ 120

Введение

Актуальность работы. Сегодня в Республике Таджикистан открытый способ разработки является генеральным направлением развития отраслей по добыче и переработке полезных ископаемых и строительства объектов гидроэнергетики.

В настоящее время на карьерах и разрезах, а также при строительстве гидроэнергетических объектов в Республике находятся на балансе более 30 единиц экскаваторов моделей ЭКГ – 4,6Б и ЭКГ – 5А, в основном, выпуска 70 – х 80 – х годов прошлого века (изготовитель ОАО « УРАЛМАШЗАВОД»). Из которых около 70% находится в работоспособном состоянии, а остальные простаивают из-за нехватки запасных частей, в основном ходового оборудования. Следовательно, увеличение добычи полезных ископаемых и объёмов строительства объектов энергетики открытым способом в Республике в ближайшей перспективе может эффективно осуществляться в первую очередь за счет модернизации ходового оборудования существующей техники, которая не потребует больших капиталовложений [1].

Производительность горных машин, в значительной степени зависит от надежности работы приводов исполнительных механизмов, подвергающихся в процессе эксплуатации воздействию знакопеременных нагрузок. В результате этого ускоряется износ деталей привода, в ряде случаев возникают усталостные разрушения. Следовательно, снижение динамичности работы механизмов машины можно рассматривать как один из способов повышения их долговечности и надежности.

В свою очередь основным недостатком однодвигательного привода механизма хода экскаватора является сложность и прерывистость управления потоками мощности при маневрах в забое, причем динамические нагрузки значительно превышают их расчетные значения, что приводит к повышенному числу отказов элементов трансмиссии и гусеничных движителей.

Поэтому разработка комплекса научно-технических мероприятий для обоснования и выбора динамических параметров однодвигательного привода

ходового механизма карьерных экскаваторов, находящихся в эксплуатации в различных горнотехнических условиях в зависимости от их конструктивных, кинематических и силовых характеристик **является актуальной научной задачей** для машиностроительного комплекса РФ, решение которой позволит создать карьерный экскаватор, соответствующий современному уровню технико-экономических показателей.

Степень научной разработанности темы исследования. Вопросы рационального проектирования трансмиссий приводов карьерных экскаваторов при заданных физико – механических характеристиках породы и параметрах отработки забоя уступа широко рассмотрены в научных трудах докторов технических наук Н.Г. Домбровского, Д.П. Волкова, В.А. Черкасова, Р.Ю. Подэрни, Д.А. Каминской и многих других. В результате выполненных ими исследований были предложены различные пути снижения динамических нагрузок в металлоконструкциях и приводах машин для открытых горных работ. Однако сегодня в технической литературе, практически не нашли отражения вопросы связанные как с установлением влияния динамических параметров привода ходового механизма на уровень технической производительности экскаватора, так и вопросы снижения динамических нагрузок в трансмиссии привода ходового механизма.

В связи с этим исследования направленные на обоснование и выбор динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма экскаватора сегодня остаются по-прежнему актуальными.

Целью работы является установление зависимостей формирования рациональных динамических параметров – жесткости и демпфирования электромеханической системы однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Основная идея работы заключается в снижении крутильной жесткости при одновременном увеличении демпфирования в трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора за счёт установки упругодемпфирующих элементов в её реактивных звеньях.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих основных

задач:

- ***Анализом*** современного состояния и перспектив развития конструкций карьерных механических лопат в РФ;
- ***установлением и анализом*** критериев технического уровня карьерных экскаваторов российских производителей;
- ***разработкой*** многопараметрической математической модели уровня технической производительности карьерного экскаватора, с учетом его технологических, конструктивных, эксплуатационных и динамических параметров.
- ***разработкой*** математической модели (уравнений движения) электромеханической системы однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора;
- ***изысканием места установки*** упруго - демпфирующего устройства в реактивном звене привода ходового механизма;
- ***установлением рациональных динамических параметров*** (жёсткости и демпфирования) упруго – демпфирующего устройства;
- ***установлением вида*** критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров на уровень колебаний нагрузки в приводе ходового механизма;
- ***разработкой*** комплекса научно-технических мероприятий для обеспечения рациональных динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Научное значение работы заключается **в установлении зависимостей:**

- энерговооруженности, теоретической энергоемкости и удельной материалоемкости конструкций карьерных экскаваторов от их веса;
- коэффициента динамичности электромеханической системы привода ходовой тележки экскаватора от отношения вынужденных и собственных частот колебаний при её перемещении по подошве уступа и повороте;
- забойной производительности карьерного экскаватора от его конструктивных и динамических параметров привода ходового механизма в различных

горнотехнических условиях эксплуатации.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

- ***принципиальной схемы*** трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами, установленными в реактивных звеньях дифференциалов, воспринимающих через нормально замкнутые тормоза статические и динамические нагрузки;
- ***инженерной методики и программного обеспечения*** для моделирования и расчета рациональных динамических параметров трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора с рациональными жесткостными и демпфирующими характеристиками.

Методы исследования. При решении поставленных задач в работе был использован комплексный метод включающий: анализ теоретических и экспериментальных исследований в области приводных систем ходовых механизмов карьерных экскаваторов, и синтез принципиальной схемы трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами, установленными в реактивных звеньях дифференциалов, воспринимающих статические и динамические нагрузки через нормально замкнутые тормоза.

Основные результаты исследования были получены путем математического моделирования с использованием разработанных на основе теории Хилла (Percy H. Hill) методов выбора оптимальных параметров трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Основные положения, выносимые на защиту:

- многопараметрическая математическая модель работы карьерного экскаватора позволяющая количественно установить влияние на уровень его забойной производительности: характеристик забоя, конструктивных, эксплуатационных, а также жесткостных и демпфирующих параметров электромеханической системы однодвигательного привода его ходового механизма в течение одного рабочего цикла.

• минимальный уровень динамического нагружения привода ходового механизма карьерного экскаватора, достигается путем оснащения его трансмиссии упругодемпфирующими элементами, установленными в её реактивных звеньях.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается **корректностью** постановки задач исследований, **достоверностью** принятых допущений и проверкой корректности аналитических моделей моделированием на ЭВМ с использованием пакета прикладных программ MathCAD обеспечившим относительную ошибку результатов моделирования в резонансной зоне колебаний маховых масс трансмиссии привода ходового механизма по амплитуде не более 5%, а по вынужденным и собственным частотам 0,3%. Научные положения, выводы и рекомендации **обоснованы** достаточным объемом аналитических исследований, базирующихся на апробированных положениях теоретической механики и математического моделирования.

Соответствие паспорту специальности. Работа посвящена обоснованию и выбору динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора при его 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. 4 «Обоснование и выбор конструктивных и схемных решений машин и оборудования во взаимосвязи с горнотехническими условиями, эргономическими и экологическими требованиями» паспорта научных специальностей ВАК Минобрнауки РФ в области изучения динамических процессов в электромеханической системе привода ходовой тележки карьерного экскаватора.

Реализация выводов и рекомендаций работы. В плановых научно-технических разработках 2017–2018 гг. ОАО «РогунГЭСстрой» (Республика Таджикистан) на контрактной основе с ООО « МООГОРМАШ» приняты следующие результаты работы:

• ***технические требования*** на создание трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами, установленными в её реактивных звеньях;

• ***инженерная методика расчета и выбора рациональных статических и***

динамических параметров трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами;

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены на: - Международной научно-практической конференции «Перспективы применения инновационных технологий и усовершенствование технического образования ВУЗов стран СНГ», 2011г., (ТТУ) Душанбе Республика Таджикистан; - на Международном научном симпозиуме «Неделя Горняка - 2014» (НИТУ «МИСиС») г. Москва; - на 10–ой Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2013 г., (ИПКОН РАН) г. Москва; - на XVIII - й Международной экологической конференции «Горное дело и окружающая среда. Инновационные и высокие технологии XXI века» в 2014 г., (ИПКОН РАН) г. Москва; - на научных семинарах кафедры «Горные машины и оборудование» 2013 г. (МГГУ), кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» 2016 г., (НИТУ «МИСиС»).

Публикации. По теме диссертации опубликовано четыре работы, две из них опубликованы в журналах, входящих в перечень рецензируемых изданий, утвержденных ВАК Минобрнауки РФ.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, приложения и списка литературы из 97 наименований и включает 56 рисунков и 6 таблиц.

Автор выражает благодарность и глубокую признательность за методическую помощь доктору технических наук профессору Кантовичу Л.И., а также коллективу кафедры Горные машины и оборудование МГГУ за внимание, и ценные советы.

1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования.

1.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций карьерных механических лопат в РФ

1.1.1 Конструкции карьерных механических лопат ОАО «Уралмашзавод»

В России впервые производство паровых экскаваторов с ковшами вместимостью 1,9 и 2,29 м^3 (рис.1.1) по чертежам американской фирмы Bucyrus было организовано в 1903 г. на Путиловском заводе в С.Петербурге [2,3]. Прародителем экскаваторов этого типа являлся экскаватор системы Томпсона (рис.1.2), выпускавшихся в 1870 - 1880- х гг. на заводе «Bucyrus» США который был типичной машины того времени [4].

Рисунок 1.1 - Экскаватор «Путиловец» выпуска 1903 г.

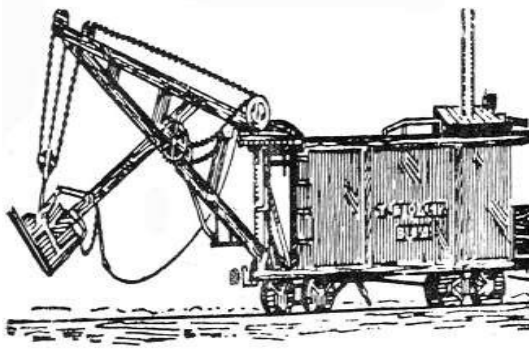


Рисунок 1.2 - Экскаватор системы Томпсона

Первым советским экскаватором принято считать паровой полноповоротный экскаватор МПП (с вместимостью ковша 1,5 м^3 и массой 65 т), серийно выпускавшийся в 1932 г. (рис.1.3) [5,6].

Паровой универсальный полноповоротный гусеничный экскаватор МПП-0,75 «Костромич» с ковшом вместимостью 0,75 м^3 выпускался с 1932 г. на заводе «Красный металлист» в г. Костроме и являлся первой серийной моделью экскаватора Костромского завода (рис.1.4).

В 1936 г. Уральский завод тяжелого машиностроения выпустил экскаватор Э-3 с ковшом 3 м^3 и двигателем мощностью 250 лс (рис.1.5). Эта машина положила начало тяжелому экскаваторостроению и всей будущей параметрической линейке

ЭКГ в СССР. В 1937 г. экскаваторный отдел конструкторского бюро Уральского завода тяжелого машиностроения спроектировал карьерные экскаваторы Э-1203 с ковшом 3 м^3 и Э-4 с ковшом 4 м^3.

Рисунок 1.3 - Экскаватор МПП-1,5 с ковшом вместимостью 1,5 м^3

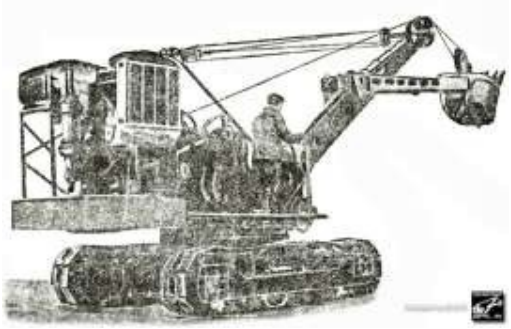


Рисунок 1.4 - Универсальный экскаватор Д - 0,35 на гусеничном ходу с ковшом вместимостью 0,35 м^3

В 1947 г. Уралмашзавод выпустил первый карьерный экскаватор СЭ-3 (рис. 1.6). В этой машине были использованы конструктивные принципы довоенных моделей Э-1203 и Э-4. Именно эти машины в определенной степени обеспечили в 1950-е гг. развитие открытого способа добычи полезных ископаемых в СССР.

Экскаватор СЭ - 3 был создан со значительным запасом прочности, поэтому на его базе стали выпускать экскаватор ЭКГ-4А почти без дополнительных изменений в конструкции, но с базовом ковшом увеличенной вместимости ковша – до 4 м^3 (рис.1.7). Экскаваторы ЭКГ-4А выпускались на Уральском заводе тяжелого машиностроения им. С. Орджоникидзе с 1956 по 1962 гг. Позднее Уралтяжмаш

Рисунок 1.5 - Экскаватор Э-3 УЗТМ с ковшом вместимостью 1,5 м^3

Рисунок 1.6 - Экскаватор СЭ-3 и автосамосвал МАЗ-525

освоил выпуск карьерного экскаватора ЭКГ-4,6 массой 188 тонн с ковшом вместимостью 4,6 м^3 (рис. 1.8).

Также в ПО «Уралтяжмаш» был разработан экскаватор с канатным напором

Рисунок 1.7 - Экскаватор ЭКГ-4 на погрузке автосамосвала МАЗ-205

Рисунок 1.8 - Погрузка горной массы экскаватором ЭКГ-4,6 в автосамосвал ЯАЗ

ЭКГ-5, однобалочной, разгруженной от кручения рукоятью и шарнирно-сочлененной стрелой (рис. 1.9).

Рабочая документация этой модели экскаватора была передана для производства на Ижорский завод тяжелого машиностроения, и она послужила прообразом базовых серий канатных экскаваторов ЭКГ-8И и ЭКГ-12,5. В то же время Уралтяжмаш продолжил выпуск экскаватора ЭКГ-4,6Б с зубчато - реечным напором, односекционной стрелой и двух балочной рукоятью. Последующая его модернизация получила название ЭКГ-5А (рис.1.10).

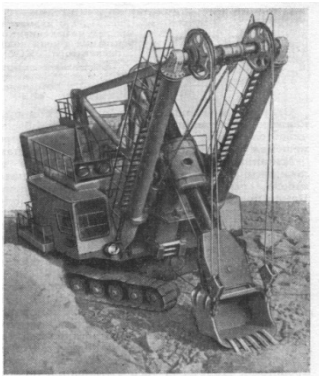


Рисунок 1.9 - Экскаватор ЭКГ-5

Рисунок 1.10 - Погрузка горной массы экскаватором ЭКГ-5А в автосамосвал БелАЗ

Электропривод экскаватора выполнен по системе генератор - двигатель с управлением от магнитных усилителей.

Одним из возможных исполнений экскаватора является оснащение передней стенки ковша встроенными пневматическими ударными зубьями (вибромолотами), автоматически включаемыми в работу при увеличении сопротивления копанию (рис.1.11).

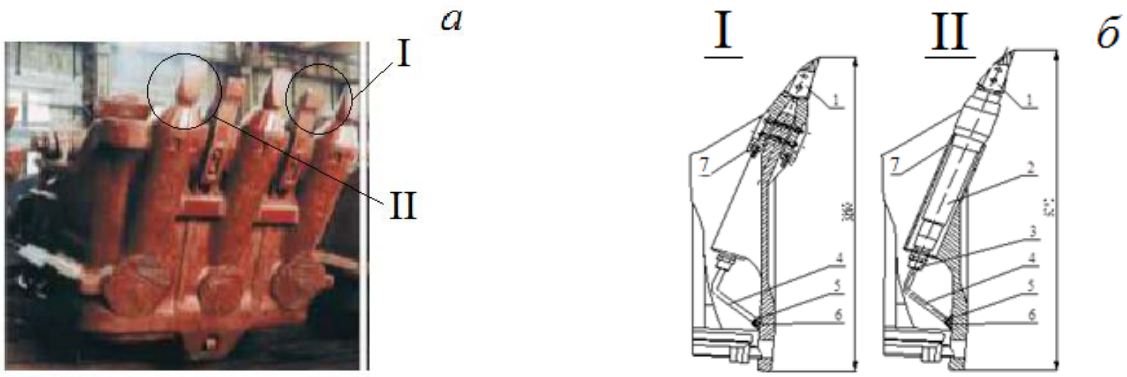


Рисунок 1.11- Ковш с вибромолотами экскаватора ЭКГ-5В (изготовитель УЗТМ)
1- съемная коронка, 2- пневмомолот, 3- гайка крепления,
4,6 - воздуховод ковша, 5- уголок, 7- фланец воздуховода ковша

По данным специалистов «УРАЛМАШ – Инжиниринг» дивизиона «Горное оборудование» УРАЛМАШЗАВОДа, эта система позволяет разрабатывать трещиноватые породы и породы в углах забоя малой и средней крепости без предварительного рыхления взрывом.

Рабочее оборудование с ковшом активного действия является сменным и позволяет, в отличие от ковша традиционной конструкции, разрабатывать мерзлые и скальные грунты. В комплект экскаваторного оборудования с ковшом активного действия входит ковш, и система воздуховода на примере конструкции кафедры ГМО МГГУ (рис.1.12 пневмомолоты - 1, воздуховод ковша - 2, возвратный блок - 3, блоки оси напорного вала - 4, блок воздуховода на оси напорного вала - 5, напорный блок - 6, направляющий кронштейн рукояти - 7, блок воздуховода на оси выходного вала редуктора напора - 8, коллектор воздушный - 9, двухветвевой барабан напора - 10). Питание воздуховода сжатым воздухом производится от компрессора, расположенного в задней части поворотной платформы вне машинного отделения экскаватора (рис.1.13).

Экскаватор ЭКГ-5А выпускается серийно с 1980 г. по настоящее время. Эта модель является самой распространенной на всем постсоветском пространстве. Так, только в Республике Таджикистан при строительстве плотин гидроэлектростанций на карьерах и разрезах, используются экскаваторы ЭКГ - 4,6 Б (рис.1.14) и ЭКГ - 5А (рис.1.15), выпуска 70 - х 80 - х годов прошлого века в основном с однодвигательным приводом механизма хода.

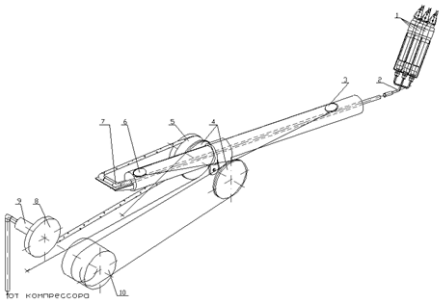


Рисунок 1.12- Принципиальная схема запасовки напорных канатов и рукава воздуховода конструкции кафедры ГМО МГГУ:

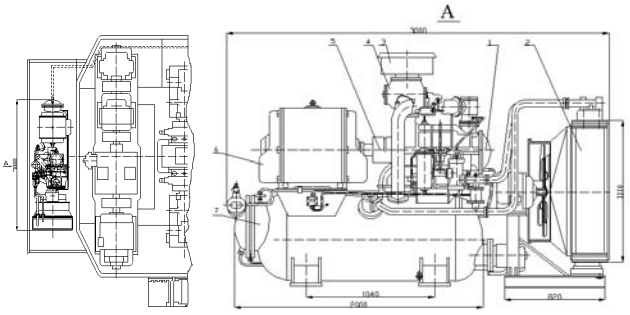


Рисунок 1.13- Расположение компрессора на поворотной платформе экскаватора

Экскаватор ЭКГ-8 с ковшом вместимостью 8 м ^{3} на начало 60-х годов прошлого века являлся самым мощным отечественным экскаватором (рис 1.16).

Рисунок 1.14- Ходовая тележка экскаваторов ЭКГ-4,6Б и ЭКГ-5А с однодвигательным приводом гусеничных движителей

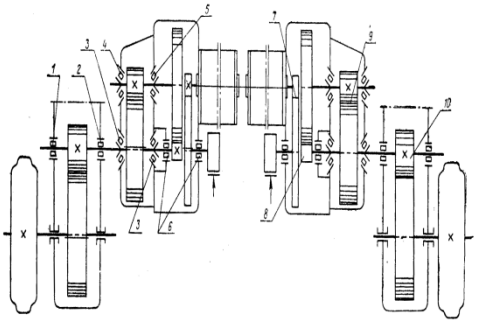


Рисунок 1.15- Ходовая тележка экскаватора ЭКГ- 5А с независимым приводом гусеничных движителей

Для слабых грунтов мог оснащаться ковшом вместимостью 10м^3. Отличительной особенностью этой модели экскаватора была стрела и балки рукояти – круглого сечения (рис.1.17).

Стрела подвешивалась на канатных вантах неизменяемой длины. Гусеничный ход – малоопорный. Экскаватор ЭКГ-8 имел индивидуальный привод механизмов по системе генератор-двигатель и промежуточными электромагнитными усилителями (Г - Д, ЭМУ - ПМУ).

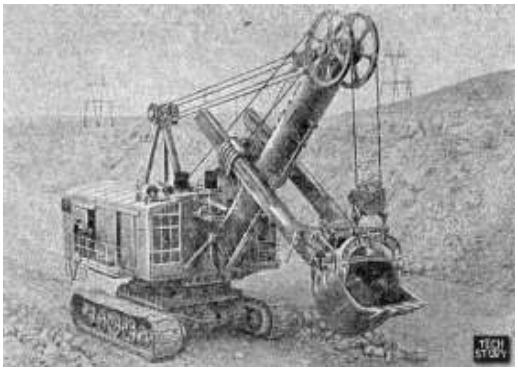


Рисунок 1.16 - Карьерный экскаватор ЭКГ-8 с ковшом вместимостью 6 м^3

Рисунок 1.17 - Экскаватор ЭКГ-8 загружает автосамосвал МАЗ-525. 1970 г.

1.1.2 Конструкции карьерных механических лопат ООО «ИЗ-КАРТЕКС им. П.Г.Коробкова»

На Ижорском машиностроительном заводе им. А.А. Жданова с 1958 года по переданной с УЗТМ технической документации экскаватора модели ЭКГ-8 начат выпуск модели ЭКГ-8И с модификациями ЭКГ-4У (рис.1.18) и ЭКГ-6,3ус (рис. 1.19). На этих моделях впервые применялись индивидуальные приводы для каждой гусеницы, что резко повышало надежность ходового механизма и увеличивало маневренность машины. УЗТМ разработал и выпускал экскаватор ЭКГ-12,5 с ковшом вместимостью об 12,5 м^3 (рис. 1.20). С 1982 г. его выпуск был передан на Красноярский завод тяжёлого машиностроения «Крастяжмаш» (рис.1.21). Его рабочее оборудование состояло из стрелы длиной 18 м с круглой рукоятью, разгруженной от кручения длиной 13,58 м, (ход рукояти составлял – 4,8 м).

Рисунок 1.18 - Экскаватор ЭКГ-4У на одном из карьеров в Ульяновской области

Рисунок 1.19 - Экскаватор ЭКГ-6,3У смонтирован в 1989 г. на руднике «Центральный» комбината «Печенга Никель»

Начиная с 1987 г. Ижорский завод перешел от моделей ЭКГ-12,5 и ЭКГ-8И к

Рисунок 1.20 - Экскаватор УЗТМ ЭКГ-12 на карьере ОАО «Карельский окатыш»

Рисунок 1.21 - Экскаватор ЭКГ-12,5 изготовитель «Крастяжмаш»

производству экскаваторов нового ряда ЭКГ-15 (рис. 1.22) и ЭКГ-10И (рис. 1.23) [7,8,9, 10].

Рисунок 1.22 - Экскаватор ЭКГ-15 Разрез Восточный Казахстан, Экибастуз

Рисунок 1.23 - Экскаватор ЭКГ-10И и автосамосвал БелАЗ-75131

Для расширения области применения на базе экскаватора ЭКГ-10И были созданы несколько его модификаций: - экскаватор ЭКГ-10М с уширенным ковшом вместимостью 11,5м^3 и лучшей заполняемостью, предназначенный для работ на угольных разрезах (рис.1.24); - экскаватор ЭКГ-10Р с ковшом вместимостью 8м^3 и с подъемным усилием до 110 т (рис.1.25).

Рисунок 1.24 - Экскаватор ЭКГ-10М

Рисунок 1.25 - Экскаватор ЭКГ-10Р на погрузке автосамосвала БелАЗ

Электропривод на современных ЭКГ-10 и ЭКГ-15 и их модификациях выполнен по системе генератор-двигатель с тиристорным возбуждением [10].

На базе экскаватора ЭКГ-15(рис. 1.26) разработаны модификации ЭКГ-8У с ковшом вместимостью 8м^3 и удлиненным рабочим оборудованием и ЭКГ-12УС с ковшом вместимостью 12м^3 со средне удлинённым оборудованием. Но наиболее интересной модификацией является модель ЭКГ-18 (рис. 1.27), прежде всего, новым ходовым устройством [11].

Рисунок 1.26 - Экскаватор ЭКГ-15

Рисунок 1.27 - Экскаватор ЭКГ-18

Основными преимуществами экскаватора ЭКГ-18 являются: - увеличенные до 170 т (вместо 50 т.) подъемное и напорное усилия до 80 т. (вместо 65 т.); - двух гусеничная ходовая тележка тракторного типа с увеличенной мощностью привода

каждой гусеницы до 230 кВт (вместо 10 кВт), что позволило достичь скорости передвижения до 0,75 км/ч. Гусеничные звенья шириной 1500 мм обеспечивают среднее удельное давления на грунт при перемещении не менее 2,40 кг/см^2.

Завершает линейку карьерных экскаваторов УЗТМ первый в СССР карьерный экскаватор с вместимостью ковша 20 м^3 - ЭКГ-20А с реечным напором и двух балочной рукоятью (рис.1.28).

Сегодня в России разработку и производство карьерных экскаваторов ведут ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и ООО «ИЗ-КАРТЕКС им. П.Г.Коробкова ». Ими были созданы проекты моделей карьерных гусеничных экскаваторов нового поколения ЭКГ-1500Р (рис.1.29) и ЭКГ-1500К с реечным и канатным напором рукояти соответственно (на это указывают буквы «Р» и «К»).

В конструкциях этих машин учтен ряд предложений заказчиков, в том числе возможность устанавливать ковши различной вместимости, в соответствии с

Рисунок 1.28 - Экскаватор ЭКГ-20А

Рисунок1.29 - Экскаватор ЭКГ-1500Р

горно-геологическими условиями и имеющимися в карьерах транспортными средствами [11].Сегодня крупнейшая в РФ компания ИЗ-КАРТЭКС ставит перед собой цель активного продвижения экскаваторов класса 18 – 60 м^3 на предприятия России и стран СНГ за счет повышения технического уровня машин, улучшения потребительских свойств и более низких капитальных затрат на приобретение и эксплуатационных расходов российских экскаваторов [12,13].

Если сравнить экскаваторы новой линейки ООО «ИЗ-КАРТЭКС» с зарубежными аналогами производства мировых лидеров Bucyrus (Cat) и P&H Mining Equipment [14,15,16,17,18], то снижение себестоимости добычи при применении экскаваторов ООО «ИЗ-КАРТЭКС» будет достигнуто за счет:

- экономии капитальных затрат (на 62–90%), складывающейся из разницы цены приобретения экскаватора EXW (50–70%), разницы стоимости доставки (7–15% цены экскаватора EXW) и отсутствия ввозной таможенной пошлины (5% цены экскаватора EXW);

- снижения эксплуатационных расходов на 30% и более при применении расходных материалов (зубья, канаты, горюче-смазочные материалы и прочее) отечественного производства и запчастей меньшей (на 20% и более) стоимости.

Для оценки качества конструкций карьерных механических лопат основных производителей в РФ ОАО «Уралмашзавод» и ООО «ИЗ - КАРТЕКС им. П.Г. Коробкова » воспользуемся критериями технического уровня их конструкций [19, 20]:

- ***энерговооруженностью*** в виде отношения установленной мощности силовой установки экскаватора - $N_{\text{у}}$ к его весу - G:

$$W_N = \frac{N_{\text{у}}}{G}, \text{Вт/т} \tag{1.1}$$

- ***теоретической энергоемкостью работы экскаватора*** в течение его рабочего цикла - $W_{\text{А}}$ в виде отношения величины выполненной за цикл физической работы к геометрическому объему его ковша - E.

$$W_{\text{А}} = \frac{N_{\text{у}} t_{\text{цп}}}{E}, \text{Нм/м}^3 \tag{1.2}$$

где $t_{\text{цп}}$ - продолжительность рабочего цикла экскаватора при паспортном угле - $\varphi_{\text{п}}$ поворота на выгрузку равном 0,5π, с.

- ***удельной материалоемкостью*** в виде отношения теоретической энергоёмкости - $W_{\text{А}}$ и энерговооруженности - W_N

$$W_{\text{м}} = \frac{G\, t_{\text{цп}}}{3{,}6 \cdot 10^3 E}, \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}} \tag{1.3}$$

Для корректной оценки технического уровня конструкций отечественных экскаваторов с вместимостью ковшей от 4,6 до 20 м^3 выполним статистический анализе величин энерговооруженности - W_N, теоретической энергоемкости работы экскаватора - $W_{\text{А}}$, удельной материалоемкости - $W_{\text{м}}$, от веса его конструкции по

методике, разработанной проф. Е.С. Венцель в работе [21] отражающей современное представление о статистическом анализе случайных величин.

Методика [21] включает:

- аналитическую аппроксимацию зависимостей энерговооруженности - $W_N(G)$, теоретической энергоемкости экскавации - $W_A(G)$ и удельной материалоемкости - $W_M(G)$ экскаватора от его веса по максимальной величине критерия Пирсона - χ^2;
- вычисление математических ожиданий - $M(W_N)$;$M(W_\text{А})$; $M(W_\text{м})$, дисперсий $D(W_N)$; $D(W_\text{А})$, $D(W_\text{м})$, и коэффициентов вариации - $k_v(W_N), k_v(W_\text{А}), k_v(W_\text{м})$, по известным формулам [21]:

$$M(\text{j}) = \frac{\sum_{i=1}^{k} W_i}{n}, \quad \text{j} = 1,2,\dots,n; \quad i = 1,2,\dots,k \tag{1.4}$$

$$D(\text{j}) = \frac{\sum_{i=1}^{k} (W_i - M_j)^2}{n-1}, \quad \text{j} = 1,2,\dots,(n-1); \quad i = 1,2,\dots,k \tag{1.5}$$

$$k_v(\text{j}) = \frac{\sigma(\text{j})}{M(\text{j})} \tag{1.6}$$

где $\sigma(\text{j}) -$ среднеквадратичное отклонение определяемое, как:

$$\sigma(\text{j}) = \sqrt{D(\text{j})} \tag{1.7};$$

Выполненная нами оценка технического уровня конструкций отечественных экскаваторов с вместимостью ковшей от 4,6 до 20 м^3 по вышеприведенной методике позволила получить аналитические зависимости критериев технического уровня от веса экскаваторов (см. таблицу 1.1).

Таблица 1.1

Критерий технического уровня карьерного экскаватора	Формула аппроксимации	Критерий Пирсона χ^2
Энерговооруженность, $\frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	$W_N(G) = 0{,}0018G - 6 \cdot 10^{-7}G^2 + 0{,}9085$	0,972
Теоретическая энергоемкость работ, $\frac{\text{кНм}}{\text{м}^3}$	$W_A(G) = 0{,}0507G^{0{,}3835}$	0,353

Удельная материалоемкость конструкции, $\frac{т}{м^3/час}$	$W_M(G) = 0{,}0549G^{0{,}3056}$	0,237

Аналитические зависимости приведенные в таблице 1.1 представлены на рисунках 1.30, 1.31 и 1.32 соответственно.

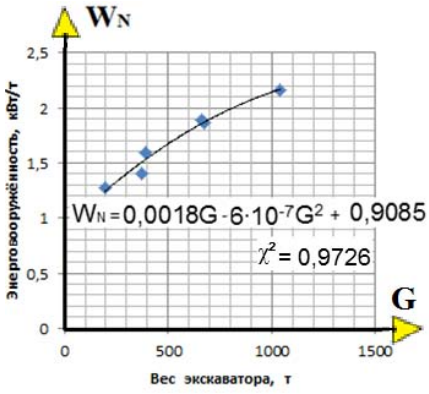


Рис. 1.30 -Зависимость энерговооружённости от веса экскаватора

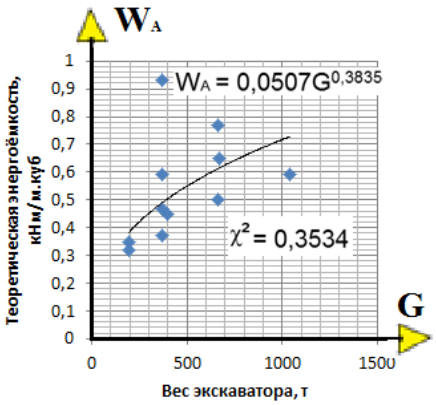


Рис.1.31 -Зависимость теоретической энергоемкости от веса экскаватора

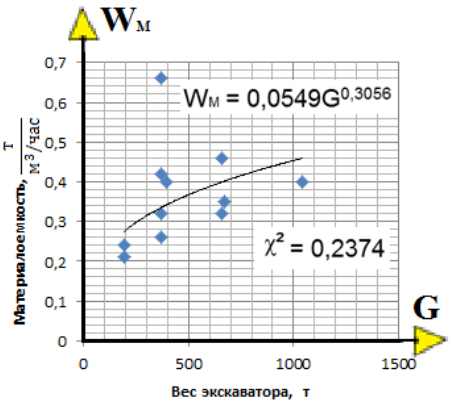


Рис.1.32 -Зависимость удельной материалоёмкости от веса экскаватора

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

Таблица 1.2

Критерий технического уровня карьерного экскаватора	Математическое ожидание - $M(j)$	Дисперсия - $D(j)$	Среднеквадратичное отклонение - $\sigma(j)$	Коэффициент вариации - $k_v(j)$
Энерговооруженность, $\frac{кВт}{т}$	1,695	0,110	0,332	0,196

Теоретическая энергоемкость работы, $\frac{\text{кНм}}{\text{м}^3}$	0,544	0,034	0,184	0.338
Удельная материалоемкость конструкции, $\frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$	0,367	0,015	0,124	0,338

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

- величины энерговооруженности, теоретической энергоемкости работы и материалоемкости конструкции экскаватора нелинейно возрастают с увеличением его веса (при критериях Пирсона равных $\chi^2(W_N) = 0{,}972;\ \chi^2(W_A) = 0{,}353;$ и $\chi^2(W_M) = 0{,}237$ соответственно);

- наибольшее значение ***критерия характеризующего***:

  • ***энерговооруженность*** экскаватора имеет модель ЭКГ- 20А ($W_N = 2{,}16$ кВт/т), а наименьшее значение имеет модель экскаватора ЭКГ-5А ($W_N = 1{,}27$кВт/т) при математическом ожидании $M = 1{,}695$ кВт/т и коэффициенте вариации $k_v = 0{,}196$;

  • ***теоретическую энергоемкость*** работы экскаватора имеет модель ЭКГ-4ус ($W_\text{А} = 0{,}93$ кНм/м^3), а наименьшее значение имеет модель экскаватора ЭКГ-5А ($W_\text{А} = 0{,}32$кНм/м^3); при математическом ожидании $M = 0{,}544$ кНм/м^3 и коэффициенте вариации $k_v = 0{,}338$;

  • ***материалоемкость*** имеет модель ЭКГ- 4ус ($W_M = 0{,}66\ \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$), а наименьшее значение имеет модель экскаватора ЭКГ - 4,6Б ($W_M = 0{,}21\ \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$) при математическом ожидании $M = 0{,}367\ \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$ и коэффициенте вариации $k_v = 0{,}338$.

1.2 Основные результаты исследований динамических процессов в горных машинах

Вопросу оптимальных решений конструкций горных машин уделено достаточно внимания в ряде работ [22,23]. Решение об оптимальности конструкции машины в целом принималось в основном путем расчета их элементов находящихся под действием статических нагрузок [24,25,26].

Значительно меньше уделялось внимания вопросу проектирования конструкций горных машин с оптимальными и особенно с заданными динамическими характеристиками.

В настоящее время методика динамического расчета машины сводится лишь к определению частот и амплитуд колебаний её элементов и, следовательно, к установлению величин и характера переменных во времени напряжений, вызываемыми как внешними, так и инерционными силами [27,28].

При этом расчет при большом числе степеней свободы динамической системы машины состоит в определении корней характеристического уравнения системы. Определение корней характеристических уравнений при их порядке более четвертого возможно лишь приближенными методами. В последнее время трудоемкость динамических расчетов элементов конструкции была значительно снижена за счет применения электронных вычислительных машин (ЭВМ).

Вопросам теории и практики применения техники непрерывного действия с карьерными комбайнами на открытых горных разработках посвящены много-численные работы, выполненные учеными и сотрудниками ряда учебных, научно-исследовательских, проектных институтов и заводов [13,28,29,30,31,32].

Современные направления научных исследований в области теории и практики применения техники непрерывного действия (ТНД) для открытых горных работ, представленные в трудах советских и российских ученых (действительных членов АН СССР Мельникова Н.В. и Ржевского В.В., чл. - корр. АН СССР Спиваковского А.О., д - ров техн. наук Анистратова Ю.И., Белякова Ю.И., Васильева М.В., Ветрова Ю.А., Виницкого К.Е., Владимирова В.М., Волкова Д.П., Домбровского Н.Г.,

Зеленина А.Н., Красникова Ю.Д, Панкратова С.А., Подэрни Р.Ю., Потапова М.Г., Гришина Д.К, Черкасова В.А., Чудновского В.Ю., канд. техн. наук Шендерова, Н.З., Гужовского В.В., Бережного Ю.И., Замышляева В.Ф., Колесникова Е.Ф., Минчина А.Г., Мухамедова М.Х., Сидоренко И.А., и многих других) характеризуются стремлением получения максимальной технико-экономической эффективности от применения ТНД.

Исследование динамических процессов в электромеханической системе привода горной машины направлено на улучшение непосредственно её динамических характеристик и на совершенствование её конструкции.

Над улучшением динамических характеристик горных машин работали коллективы институтов; МГИ под руководством д - ра техн. наук Р.Ю. Подэрни, канд. техн. наук М.Х. Мухамедова; МИСИ под руководством докторов техн. наук Н.Г. Домбровского, Д.П. Волкова, В.И. Черкасова; ИГД им. А.А. Скочинского под руководством д - ра техн. наук Ю.Д. Красникова; УкрНИИПроект под руководством д - ра техн. наук В.М. Владимирова, канд. техн. наук В.В. Гужовского; КИСИ под руководством д - ра техн. наук Ю.А. Ветрова; УДН им. П. Лумумбы под руководством д - ра техн. наук Д.К. Гришина, а также коллективы конструкторских бюро машиностроительных заводов НКМЗ им. В.И. Ленина под руководством канд. техн. наук А.И. Шендерова; ДМЗ им. ЛКУ под руководством кандидатов техн. наук Е.Ф.Колесникова, А.Г. Минчина и других.

Существенное влияние на развитие и формирование методологических принципов подхода к изучению динамических систем горных машин оказала работа действ. члена АН УССР А.И. Кухтенко, в которой были применены методы теории случайных процессов.

Анализируя современное состояние в исследовании динамики механических систем горных машин нельзя не отметить работы С.А. Панкратова. Так в работе [22] им установлена возможность разделения пространственных движений металлоконструкций на движения в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: вертикальной и горизонтальной. В дальнейших исследованиях, проведенных Д.П. Волковым, Ю.А. Ветровым, В.М. Владимировым, Р.Ю. Подэрни, В.А. Черкасовым,

В.Ю. Чудновским и др. установлено, что отклонение оси роторного колеса от расчетных траекторий движения приводят к изменению площадей стружек, срезаемых ковшами и, соответственно, к дополнительным колебаниям механической системы.

Исследования выполненные в 1972-1984 годах под руководством профессора Подэрни Р.Ю. (в отделении «Динамики и надежности МОК» отраслевой лаборатории МЧМ СССР при МГИ) позволили разработать основные методологические принципы подхода к изучению динамики механической системы при работе роторного экскаватора и ее влияния на процесс экскавации [33,34,35,36].

Анализируя зависимости для определения производительности техники, нельзя не отметить работу В.И. Солода, в которой рассмотрены основы теории выемочных агрегатов непрерывного действия для подземных работ и установлены такие факторы, формирующие производительность выемочных агрегатов, как: конструктивно-технологические, горно-геологические, климатические, технологические и организационные. Приведенные в работах [37,38,39,40,41,42] зависимости для определения производительности выемочных агрегатов учитывают потенциальную возможность машин при разработке конкретных пород, совершенство технологии (коэффициент технологического совершенства) и условия эксплуатации агрегатов (коэффициент непрерывной работы при эксплуатации).

Динамические модели верхнего строения роторного экскаватора СРс-2400 в вертикальной плоскости были исследованы в работе [43]. Автор исследовал неконсервативную двух массную механическую систему с двумя степенями свободы.

В работе [30] канд. техн. наук Губенко А.А. установлено, что изменение динамических характеристик карьерного комбайна, в части крутильных колебаний исполнительного органа, может оказать существенное влияние на его производительность. Изменения динамических характеристик основных колебательных систем карьерного комбайна может быть достигнуто применением корректирующих звеньев, вводимых в электромеханическую систему карьерного комбайна. В общем случае корректирующими звеньями могут быть

пневмогидравлические амортизаторы, устанавливаемые в подвеску привода исполнительного органа карьерного комбайна, гидродинамические муфты и др.

В работе [44] канд. техн. наук Свинарчука В.П. установлено, что наиболее приемлемыми способами коррекции жесткостей и уровня 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. А в работе [45] приведен обзор и анализ параметров конструкций упругодемпфирующих устройств.

В технической литературе практически отсутствуют сведения об исследованиях динамики приводов ходовых механизмов карьерных экскаваторов, в то время как теория гусеничных машин как самостоятельная наука разработана советскими учеными. В области тракторостроения известны труды профессоров М.К. Кристи, Е.Д. Львова, М.И. Медведева, в танкостроении – работы профессоров А.С. Антонова [46,47], Н.И. Груздева, А.С. Никитина, Л.В. Сергеева и др. [48]

Теория гусеничных машин изучает законы движения этих машин в различных условиях; устанавливает общие зависимости, по которым можно получить исходные данные для расчета тяговых качеств машины и её основных механизмов и агрегатов; позволяет произвести общую оценку качества машин в эксплуатации.

Ходовой механизм карьерного экскаватора предназначен для передвижения, восприятия рабочих и весовых нагрузок от рабочего оборудования и несущих строений, для обеспечения общей устойчивости машины [49].

Двухгусеничные ходовые механизмы, как наиболее схемно и конструктивно простые, имеют минимальные габариты, обеспечивают карьерным экскаваторам наилучшие показатели размещения в забое и при перегонах. Они наиболее маневренны, требуют небольших площадей для разворота, обеспечивают возможность работы в тупиковых забоях в режиме реверса направления движения.

Передвижение ходового механизма экскаватора осуществляется за счет силового воздействия звездочек, приводимых электрическим приводом. При этом

возникают внутренние толкающие силы и внешние реакции сил трения на поверхностях траков, прижатых весом машины к подошве уступа.

Ходовые механизмы карьерных экскаваторов рассчитаны на работу по грунтам средней и повышенной устойчивости (допустимые средние расчетные давления должны составлять не более 0,1 - 0,14 МПа, максимальные на сминаемом основании не более 0,18 – 0,24 МПа), при минимальном значении пробуксовки гусениц при разворотах в 28% - 32% от веса машины [49].

Приводные звездочки и траки гусеничных движителей экскаваторов, как правило, имеют кулачковое (зубчатое) зацепление. Кулачковые гребни звездочек выполняются вместе с ободом в цельнолитом исполнении. Длины граней ведущих звездочек принимаются на 2,5 - 3% больше шага траков. Этим обеспечивается надежное зацепление без рывков и ударов и поддерживается работоспособность при износе. Трансмиссия привода ходового механизма выполнена в виде двух бортовых передач. Бортовая передача состоит: - из встроенной в гусеничную балку зубчатой пары, как правило, с передаточным отношением 2 – 3, и отъемного привода. Трансмиссия состоит из приводного редуктора, электродвигателя и тормоза, в виде моноблока. Такое исполнение обеспечивает компактность конструкции, её высокую надёжность за счет принятого расположения редукторов и обеспечивает требуемый клиренс.

Статически неопределимое ходовое оборудование – это ходовая тележка с жестким сочленением основных силовых элементов: балок гусениц и центральной рамы для обеспечения постоянного и неизменного взаимного положения опорных точек. Такие тележки характеризуются простым кинематическим и конструктивным исполнением, содержат меньшее число силовых и подвижных элементов.

Опыт создания и эксплуатации большого числа двух гусеничных ходовых тележек и проделанные исследования [49] позволяют рекомендовать при расчете в режиме поворота (разворота) экскаватора следующую зависимость для определения максимального тягового усилия - T_1

$$T_1 \geq GT_1^I \tag{1.8}$$

где G – вес экскаватора, Н;

$T_1^I -$ относительное тяговое усилие на гусеницу, Н, определяемая как:

$$T_1^I = T_1/G. \quad (1.9)$$

Обоснованность соотношения подтверждена многочисленными данными [50,51].

Надежный разворот карьерных экскаваторов обеспечивается, если параметры его ходовой тележки выбраны исходя из условий: уклон не менее 7 градусов; коэффициент сопротивления развороту не менее 0,65, для очень тяжелых условий 0,8 при этом обычно коэффициент внутреннего сопротивления перекатыванию гусениц равен 0,1.

Электродвигатель привода выбирается так, чтобы потребное максимальное тяговое усилие T_1 в гусенице развивалось при моменте, равном 80-85% его максимального значения.

При передвижении машин с разворотом между опорной поверхностью гусениц и грунтом возникают силы трения, которые создают боковые (поперечные) нагрузки на узлы ходовой тележки: траки, катки, опорную раму и др. Их величины в ряде случаев являются определяющими при расчете на прочность опорно-ходовых элементов гусеничных лент.

Боковое усилие для рассматриваемого участка гусеничной ленты - $P_{бi}$ определяется по зависимости:

$$P_{бi} = \mu l_{xi} \frac{G_i}{L}, \text{ Н} \quad (1.10)$$

где $\mu -$ коэффициент сопротивления развороту гусеницы на грунтовом основании;

l_{xi} - длина рассматриваемого участка гусеницы (всегда l_{xi} больше шага траков), м;

G_i – максимальная вертикальная нагрузка на гусеницу, Н;

L – опорная длина гусеницы, м.

В результате проведенных исследований установлено, что боковые нагрузки в процессе передвижения экскаватора постоянно изменяются и в предельных случаях составляют 15-20% от вертикальных при прямолинейном движении и 70 – 75% - при разворотах.

Кинематика мелкозвенчатой гусеничной ленты мало чем отличается от кинематики конвейерной ленты. Крупное звено гусеничной ленты вызывает неравномерность движения, ведущего колеса и машины в целом. Поскольку, длина ветви гусеничной ленты между ведущей звездочкой и ближайшим к нему опорным катком во время движения изменяется в зависимости от положения опорного катка на звене, число зубьев в этой ветви будет увеличиваться или уменьшаться на одну единицу [48].

Коэффициент неравномерности движения гусеничной ленты выраженный через её геометрические параметры и параметры ведущей звездочки определен автором работы [48] как:

$$\delta = \sqrt{1 + \left(\frac{l}{D}\right)^2}, \qquad (1.11)$$

где $D -$ диамтр ведущей звездочки гусеничного движетеля, м ;

$l -$ длина звена (трака) гусеничной ленты, м.

В работе [48] В.А. Ивановым установлено, что для мелкозвенной гусеничной ленты коэффициент неравномерности (динамичности) её движения составляет величину $\delta = 1{,}015 \div 1{,}040$, для крупнозвенной $\delta \leq 1{,}3$,что частично объясняет динамические нагрузки в приводе ходового механизма карьерного экскаватора.

Известно что [46,47,48,49] суммарный коэффициент динамичности – k_{∂} механизма передвижения машин с гусеничными движителями определяется как произведение коэффициента динамичности движения гусеничной ленты – $k_{\partial л}$ и коэффициента динамичности электромеханической системы (ЭМС) привода механизма передвижения машины – $k_{\partial п}$, равного [49]:

$$k_{\partial \text{п}} = 1 + \frac{\omega_{\text{зв}}\sqrt{I_{\text{тр}}\text{К}_{\text{тр}}}}{\text{М}}, \qquad (1.12)$$

где $\omega_{\text{зв}}$ – угловая скорость звездочки механизма передвижения машины в момент стопорения привода, рад/с;

$I_{\text{тр}}$ – приведенный к валу электродвигателя привода передвижения машины динамический момент инерции маховых масс, *кг* м^2;

$К_{тр}$ –жесткость валопровода трансмиссии механизма передвижения машины, Нм/рад,

М – момент в трансмиссии привода механизма передвижения машины, Нм.

Таким образом, с учетом выражения (1.12), суммарный коэффициент динамичности – k_{∂} механизма передвижения машины с гусеничными движителями составит:

$$k_{\partial} = k_{\partial л}(1 + \frac{\omega_{зв}\sqrt{I_{тр}К_{тр}}}{М}), \quad (1.13)$$

Расчеты выполненные рядом авторов [23,26,48,49] показывают, что суммарный коэффициент динамичности механизмов передвижения машин с крупнозвенными гусеничными движителями к которым несомненно следует отнести ходовые механизмы карьерных экскаваторов составляет не менее $k_{\partial} =$ = 1,44, что актуализирует цель настоящего исследования.

1.3 Влияние параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора на его забойную производительность

На современных карьерах и разрезах отраслей по добыче и переработке полезных ископаемых в странах СНГ экскаваторный парк представлен карьерными механическими напорными лопатами российских производителей в основном выпуска 80 - х 90 - х годов.

Следовательно, дальнейшее развитие карьерных механических напорных лопат следует осуществлять, в направлении:

- повышения надежности работы оборудования и улучшения организации экскаваторных работ;
- повышения автономности и мобильности экскаваторов;
- улучшения безопасности эксплуатации, санитарно-гигиенических условий и комфорта труда обслуживающего персонала.

Сегодня техническая производительность - $П$ карьерной механической напорной лопаты определяется по известной зависимости [35]:

$$П = 3.6 \cdot 10^3 \frac{E}{T_ц} \frac{k_н}{k_р}, м^3 / час \qquad (1.14)$$

где E - геометрическая вместимость ковша, м^3;

$k_н$ - коэффициент наполнения ковша;

$k_р$ -коэффициент разрыхления породы в ковше.

Элементарный цикл работа экскаватора с учетом его наезда на забой -$T_ц$ определится как:

$$T_ц = T_{цз} / k_т + T_х / n, \text{с} \qquad (1.15)$$

где $T_{цз}$ - длительность рабочего цикла работы лопаты с одного места стояния, с ;

$k_т$ - безразмерный коэффициент, учитывающий наличие транспортных средств в течение смены, $0 \le k_т \le 1.0$ (коэффициент готовности транспортной системы), характеризующий увеличение длительности рабочего цикла работы лопаты с одного места стояния за счет неготовности транспортной системы;

$T_х$ - длительность работы ходового механизма при смене места стояния, с ;

n - целочисленное число черпаний с одного места стояния экскаватора по периметру забоя, ед. Символ - ent от французского слова «le entier» означает выделение целочисленной части числа.

Число черпаний определяется по зависимости:

$$n = ent\left\{\frac{a_1 h l_р cos\varphi_о}{3E}\right\}, \text{ед.} \qquad (1.16)$$

здесь a_1 - расстояние от оси хода экскаватора до нижней бровки экскаваторной внутренней заходки, м

h - высота уступа, м

$l_р$ - длина рукояти, м

$\varphi_о$ - угол естественного откоса навала, градус; (принимается: для мокрой

глины - 15^0; для сухих породных формации - $45 – 50^0$)

В свою очередь рабочий цикл - $T_{цз}$, определяет производительность карьерного оборудования цикличного действия, имеющего механизм поворота с индивидуальным приводом, состоящим из двух или более самостоятельных механизмов, работающих на один зубчатый венец. Известно, что поворот экскаватора с рабочим оборудованием «прямая напорная лопата» и его возврат в забой занимает до 2/3 длительности рабочего цикла.

Следовательно, продолжительность цикла экскаватора с одного места стояния в конкретном забое при повороте на выгрузку ковша на угол – $\varphi_з$ определяется по нижеследующей зависимости:

$$T_{цз} = T_{цп}(1 + 2\varphi_з / \varphi_n) / 3, \text{ с} \qquad (1.17)$$

где $T_{цп}$ – продолжительность цикла работы экскаватора при его повороте на паспортный угол $\varphi_n \leq \pi/2$, с

В соответствии с результатами, полученными канд. техн. наук Н.Н. Чулковым имеем:

$$t_ч = t_{пг} = t_{пп} = T_{цп} / 3, \text{ с} \qquad (1.18)$$

здесь $t_ч$ - длительность одного черпания, с;

$t_{пг}, t_{пп}$ – длительность поворота экскаватора с груженым и порожним ковшом, соответственно, с;

Далее с учетом того, что угол поворота экскаватора на выгрузку (см.рис.1.33) груженного ковша составляет:

$$\varphi_з = (\varphi_c + \pi)/2 - \arccos[(a_2 + c_2)/R_1], \text{ рад} \qquad (1.19)$$

здесь φ_c - сервисный угол забоя, рад. Принят нами равным $\varphi_c = 0.5\pi$, рад (1.20)

где a_2 - расстояние от оси хода экскаватора до нижней внешней бровки экскаваторной заходки, м;

c_2 - расстояние от оси автодороги до нижней бровки навала горной массы после взрыва, м;

R_1 - наибольший радиус разгрузки, м;

Далее, в соответствии с инструкцией по эксплуатации завода изготовителя экскаватор располагается в забое так, чтобы черпанье производилось в пределах 2/3 длины рукояти - l_p, а разгрузка ковша в транспортное средство осуществлялась с наименьшим углом поворота платформы. Поэтому длительность работы ходового механизма при смене места стояния экскаватора - T_x, определится как частное от деления пути перемещения экскаватора на забой - 2/3 l_p на рабочую скорость его перемещения - $k_x V_x$.

$$T_x = 2l_p / 3k_x V_x, \text{ с} \qquad (1.21)$$

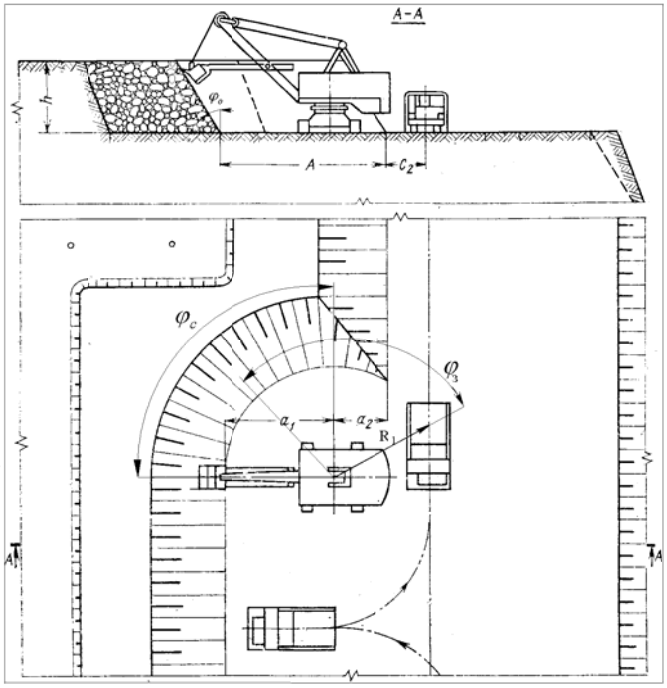


Рисунок 1.33- Технология отработки породного уступа за один проход

где $k_x = k_г k_y$ - коэффициент использования скорости хода. Здесь $k_г = 0.1 \div 0.8$, коэффициент учитывающий уменьшение скорости хода за счет гипсометрии подошвы уступа, меньшее значение соответствует большей величине гипсометрии; k_y - коэффициент управления, учитывающий квалификацию машиниста $k_y = 0.8 \div 0.9$, меньшее значение соответствует низшей квалификации машиниста;

V_x – паспортная скорость движения экскаватора, км/час.

Параметры $a_1, h, l_p, T_{цп}, V_x$ принимается для каждого типоразмера экскаватора из его технической характеристики.

Окончательно, техническая производительность одноковшового карьерного экскаватора (зависимость (1.14)), с учетом полученных выше уравнений (1.15), (1.19) и (1.21), после соответствующих алгебраических преобразований, определится как:

$$П = \frac{1.8 \cdot 10^3 E k_н}{\left[\frac{2T_{цп}}{3k_m}\left(1 - \frac{1}{\pi}\arccos\frac{a_2 + c_2}{R_1}\right) + \frac{E}{a_1 h k_x V_x \cos\varphi_o}\right] k_p}, \quad \text{м}^3/\text{час} \qquad (1.22)$$

Анализ зависимости (1.22) свидетельствует, что техническая производительность карьерной механической прямой напорной лопаты прямо пропорциональна отношению коэффициентов наполнения ковша экскаватора и разрыхления породы в ковше ($k_н / k_p$) и нелинейно зависит от:

- величины вместимости ковша (E);
- продолжительности цикла работы экскаватора при его повороте на паспортный угол $\varphi_n \leq \pi/2$;
- технологических ($a_1, a_2, c_2, h, \varphi_o$), конструктивных ($R_1, V_x, l_p$) и эксплуатационных ($k_x$, $k_г$, $k_у$) параметров машины;
- безразмерного коэффициента (k_m) характеризующего увеличение длительности рабочего цикла работы лопаты с одного места стояния за счет неготовности транспортной системы.

Таким образом, уравнение (1.22) представляет собой многопараметрическую математическую модель уровня технической производительности карьерного экскаватора реализуемую в конкретном забое (см. рис. 1.33), отличающуюся учетом его технологических ($a_1, a_2, c_2, h, \varphi_o$), конструктивных ($R_1, V_x, l_p$), эксплуатационных ($k_x$, $k_г$, $k_у$) параметров и безразмерного коэффициента (k_m) характеризующего увеличение длительности рабочего цикла работы лопаты с одного места стояния за счет неготовности транспортной системы.

На рисунках 1.34 и 1.35 представлены результаты математического моделирования зависимости (1.22) с использованием пакета прикладных программ Math cad в зависимости от коэффициента скорости хода экскаватора - k_x и коэффициента учитывающего готовность транспортной системы - k_m (при минимальном - $k_{x\min}$ и максимальном - $k_{x\max}$ значениях коэффициента скорости хода) приведена на рисунках 1.34 и 1.35, соответственно.

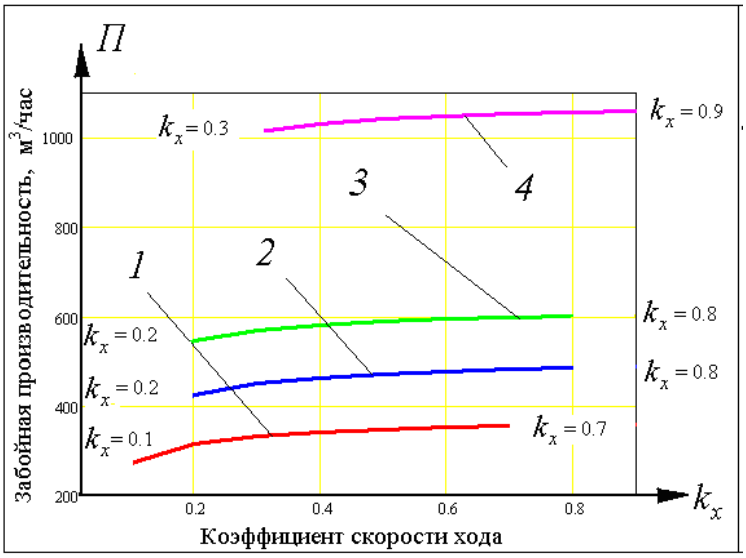


Рисунок 1.34 - Зависимость забойной производительности от коэффициента скорости хода экскаватора: ЭКГ-5А - 1, ЭКГ-8И - 2, ЭКГ-12.5 - 3, ЭКГ-20 - 4

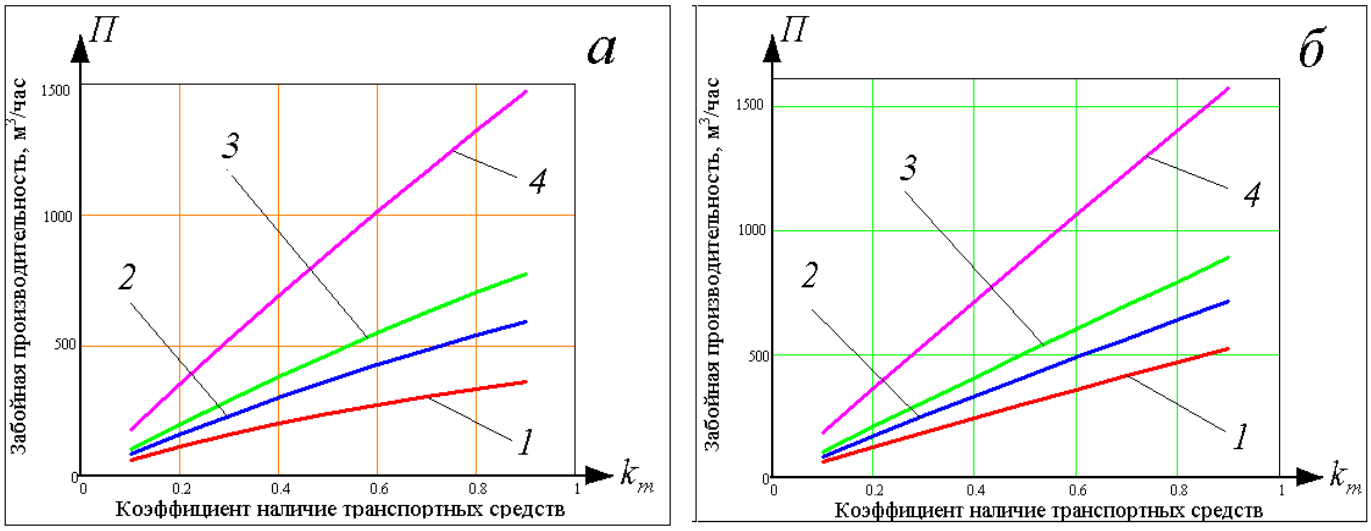


Рисунок 1.35 - Зависимость забойной производительности от коэффициента, учитывающего готовность транспортной системы

обслуживающей экскаватор: ЭКГ-5А - 1, ЭКГ-8И - 2, ЭКГ-12.5 - 3, ЭКГ-20 - 4 при значении коэффициента скорости хода: минимальной – а; максимальной – б;

Анализ приведенных на рисунке 1.34 результатов показал, что при увеличении коэффициента скорости хода - k_x с 0.1 ÷ 0.3 до 0.7 ÷ 0.9 производительность лопат ЭКГ-5А, ЭКГ-8И, ЭКГ-12.5 и ЭКГ-20 - *П* возрастает на 4,6% ÷ 22,5% (на 47-81 м^3/час), причем большое значение увеличения производительности наблюдается экскаваторам с меньшей вместимостью ковша. Это обстоятельство актуализирует поиск новых технических решений по повышению надежности работы ходового оборудования экскаваторов, что позволит повысить их автономность и мобильность.

Анализ приведенных на рисунке 1.35 *а, б* результатов показал, что при увеличение коэффициента характеризующего готовность транспортной системы - k_m с 0.1 до 0.9 производительность лопат ЭКГ-5А, ЭКГ-8И, ЭКГ-12.5 и ЭКГ-20 - *П* возрастает на 6,4% ÷ 15,5% (на 51-102 м^3/час), причем большое значение увеличения производительности наблюдается экскаваторам с большей вместимостью ковша. Это обстоятельство актуализирует поиск новых организационных решений увеличивающих эффективность экскаваторных работ за счет улучшение логистики и надежности работы парка автосамосвалов.

1.4 Цель и задачи исследования

На основе анализа источников технической информации по теме настоящего исследования [19,20,22,23,25,26,33,44,47, 48] установлено, что:

- направление исследовательских работ по уменьшению динамических нагрузок в приводе ходового механизма карьерного экскаватора на сегодняшний день остается актуальным;
- сегодня в технической литературе, практически не нашли отражения вопросы динамики однодвигательного привода ходового механизма карьерного

экскаватора с рациональными динамическими параметрами;

- снижение динамических нагрузок в приводе ходового механизма карьерного экскаватора может быть достигнуто ***установкой*** в трансмиссии привода упругодемпфирующих элементов [23,26,48,49], поэтому.

Целью работы является установление зависимостей формирования рациональных динамических параметров - жесткости и демпфирования электромеханической системы однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций карьерных механических лопат в РФ;
- **установлением и анализом** критериев технического уровня карьерных экскаваторов российских производителей;
- **разработкой** многопараметрической математической модели уровня технической производительности карьерного экскаватора, с учетом его технологических, конструктивных, эксплуатационных и динамических параметров.
- **разработкой** математической модели (уравнений движения) электромеханической системы однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора;
- **изысканием места установки** упруго - демпфирующего устройства в реактивном звене привода ходового механизма;
- **установлением рациональных динамических параметров** (жёсткости и демпфирования) упруго – демпфирующего устройства;
- **установлением вида** критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров на уровень колебаний нагрузки в приводе ходового механизма;
- **разработкой комплекса научно-технических мероприятий** для обеспечения рациональных динамических параметров однодвигательного привода ходового

механизма карьерного экскаватора.

Выводы по главе.

1. Опыт эксплуатации карьерных экскаваторов в СНГ и анализ деятельности ведущих производителей горного оборудования в РФ (ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», ООО « ИЗ-КАРТЕКС им. П.Г. Коробкова») показывают, что в ближайшее время в Республике Таджикистан наиболее ёмкими потребителями карьерного оборудования могли бы быть предприятия по добыче и переработке на месторождениях: - угля («Назарайлок», «Зидди», «Фон-Ягноб»); - черных и цветных металлов (Шугнов, Чокадамбулок, проявление Барч, Тарор, Чоре, Джилау, Дуоба, Большой Канимансур, Джиджикрут, Акджилиг, Майхура); - строительных материалов (на карьерах и разрезах Варзобского, Яванского, Пенджикентского и др. районов Республики), а также предприятия по сооружению гидроэнергетических объектов (АООТ «РогунГЭСстрой», АООТ «НоракБОЗСОЗ» и др.). Однако, в настоящее время, в связи с резким сокращением капитальных вложений в Республике Таджикистан из 30 единиц экскаваторов моделей ЭКГ - 4,6Б и ЭКГ - 5А, в основном, выпуска 70 - х 80 - х годов прошлого века (изготовитель ОАО « УРАЛМАШЗАВОД») около 30% простаивают только из-за нехватки запасных частей, в основном ходового оборудования.
2. Анализ зависимостей критериев технического уровня от веса экскаватора и анализ результатов расчета их статистических параметров свидетельствуют, что
   - величины энерговооруженности, теоретической энергоемкости работы и материалоемкости конструкции экскаватора не линейно возрастают с увеличением его веса (при критериях Пирсона равных $\chi^2(W_N) = 0{,}972;\ \chi^2(W_A) = 0{,}353;$ и $\chi^2(W_M) = 0{,}237$ соответственно);
   - наибольшее значение ***критерий характеризующий***:

- ***энерговооруженность*** экскаватора имеет модель ЭКГ- 20А ($W_N = 2{,}16$ кВт/т), а наименьшее значение имеет модель экскаватора ЭКГ-5А ($W_N = 1{,}27$кВт/т) при математическом ожидании $M = 1{,}695$ кВт/т и коэффициенте вариации $k_v = 0{,}196$;
- ***теоретическую энергоемкость*** работы экскаватора имеет модель ЭКГ- 4ус ($W_{\text{А}} = 0{,}93$ кНм/м^3), а наименьшее значение имеет модель экскаватора ЭКГ-5А ($W_{\text{А}} = 0{,}32$кНм/м^3); при математическом ожидании $M = 0{,}544$ кНм/м^3 и коэффициенте вариации $k_v = 0{,}338$;
- ***материалоемкость*** имеет модель ЭКГ- 4ус ($W_M = 0{,}66$ $\frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$), а наименьшее значение имеет модель экскаватора ЭКГ - 4,6Б ($W_M = 0{,}21$ $\frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$) при математическом ожидании $M = 0{,}367$ $\frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$ и коэффициенте вариации $k_v = 0{,}338$.

3. Расчеты выполненные рядом авторов [23,26,48,49] показывают, что суммарный коэффициент динамичности механизмов передвижения машин с крупнозвенными гусеничными движителями к которым несомненно следует отнести ходовые механизмы карьерных экскаваторов составляет не менее $k_д = 1{,}44$, что актуализирует цель настоящего исследования.
4. Общие теоретические и методологические положения проблемы динамичности работы приводов гусеничных движителей карьерных механических лопат сформулированные в работах [19,20,22,23,25,26,33,44,47,48], которые предопределяют задачи ближайших исследований.

2. Закономерности формирования сил сопротивления в приводах гусеничных движителей

2.1 Кинематические особенности гусеничных движителей при повороте и развороте карьерного экскаватора

Как было показано ранее коэффициент неравномерности движения крупно звенной гусеничной ленты - δ выраженный через её геометрические параметры и диаметр ведущего колеса, определяемый выражением (1.11) объясняет динамические нагрузки в приводе ходового механизма карьерного экскаватора. Поскольку гусеничная лента состоит из отдельных звеньев, и располагается на ведущей звездочке не по делительной окружности, а по многограннику, что вызывает дополнительную динамику, как по скорости, так и по тяговому усилию.

Особенностью работы гусеничной ленты является то, что при набегании (сбегании) на приводную звездочку траки укладываются на зубья мгновенно. В момент укладки траки испытывают динамические нагрузки и удары.

При малоопорной конструкции гусеничные балки используется для консольного крепления в них осей катков и колес.

Ось ведущих зубчатых колес располагается над поверхностью катания звеньев (траков) гусеничных лент (см. рис. 2.1) на расстоянии - h_{min} [52]:

$$h_{min} = 0{,}5D - h_1/arcos(\pi/z) + 5\ 10^{-3},\ \text{м} \qquad (2.1)$$

где D - диаметр ведущей звездочки гусеничного движителя, м;

h_1 - координата оси крепления пальца трака гусеничной ленты, м;

z - число зубьев ведущего зубчатого колеса, ед.

Дополнительный зазор в 0,005 м необходим для предотвращения погружения трака в грунт в случае его налипания.

Скорость – V, направленная перпендикулярно к радиусу делительной окружности ведущего зубчатого колеса (см. рис. 2.1), может быть представлена в виде её ортогональных проекций: - V_K – касательной к делительной окружности

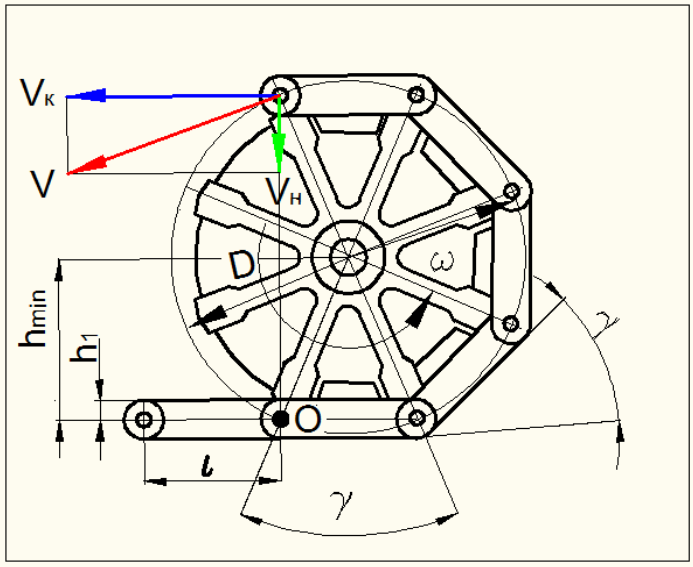


Рисунок 2.1- План мгновенных скоростей гусеничной ленты ходовой тележки карьерного экскаватора

ведущего колеса (направленной вдоль сбегающий ветви гусеничной ленты), и нормальной к мгновенному полюсу вращения - O ведущего зубчатого колеса - V_H (направленной перпендикулярно к касательной скорости).

Угол расстановки зубьев на ведущем зубчатом колесе – γ (центральный угол хорды трака см. рис. 2.1) составляет:

$$\gamma = 2\pi/z, \text{ рад;} \tag{2.2}$$

При постоянной угловой скорости вращения ведущего зубчатого колеса – ω касательная скорость – V_K будет переменной во времени и составит:

$$V_K = 0{,}5\omega D cos(\omega t/2), \text{ м/с} \tag{2.3}$$

Касательная и касательная максимальная скорости – V_K,$V_{K\,max}$ соответственно с учетом выражений (1.11) и (2.2) определится как:

$$V_{K\,min} = 0{,}5\omega D cos(\gamma/2), \text{ м/с} \tag{2.4}$$

$$V_{Kmax} = 0{,}5\delta\omega D, \text{ м/с} \tag{2.5}$$

В свою очередь, коэффициент динамичности гусеничной ленты – $k_{Д1}$ привода ходового механизма с учетом уравнений (1.11), (2.4) и (2.5) составит:

$$k_{Д1} = \frac{V_{к\,max}}{V_{к\,min}} = \frac{\delta}{cos(\gamma/2)} \tag{2.6}$$

С учетом того, что длина звена (трака) $-\ l$ в соответствии рисунком (2.1) равна:

$$l = Dsin(\gamma/2), \text{ м,} \tag{2.7}$$

Величина коэффициента динамичности гусеничной ленты – $k_{Д1}$ с учетом уравнений (2.2), (2.4) и (2.5) определится следующим образом:

$$k_{Д1}(z) = [1 + sin^2(\pi/z)]^{0,5}/cos(\pi/z) \quad (2.8)$$

Графическая интерпретация уравнения (2.8) приведена на рисунке 2.2.

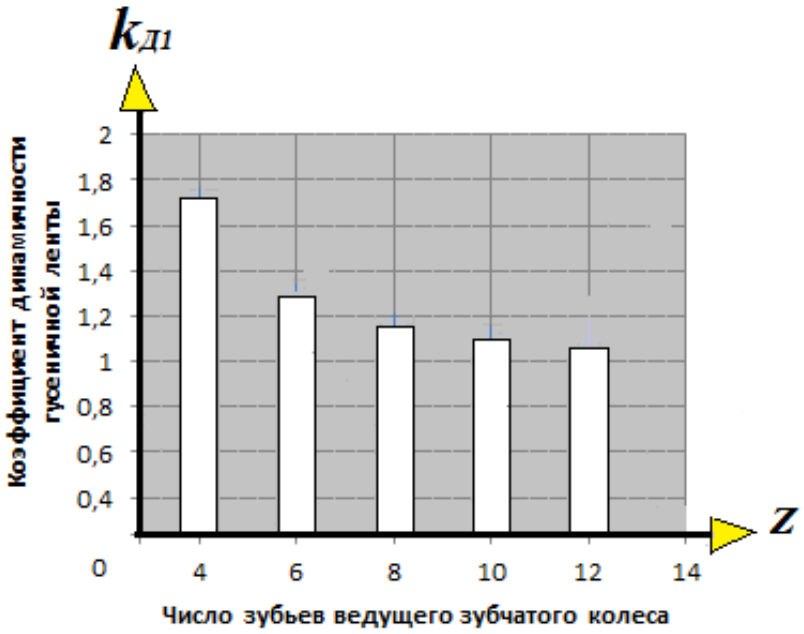


Рисунок 2.2 - Зависимость коэффициента динамичности гусеничной ленты – $k_{Д1}$ от числа зубьев - z ведущего колеса бортовой передачи ходового механизма экскаватора

Анализ уравнения (2.8) свидетельствует, что коэффициент динамичности гусеничной ленты нелинейно зависит от числа зубьев – z ведущего зубчатого колеса. Обычно у ходового механизма карьерного экскаватора число зубьев – z ведущего зубчатого колеса составляет 8, 10 или 12 зубьев [50,51].

2.1.1 Кинематика двухгусеничных движителей с независимым приводом бортовых передач

Известно, что поворот гусеничной машины отличается от поворота колесной машины. Необходимая мощность для поворота гусеничной машины, всегда значительно больше мощности, затрачиваемой на прямолинейное движение. Большое значение имеет тип и конструкция механизма поворота, от которого зависят способ поворота и потребляемая при этом мощность.

Современные отечественные карьерные экскаваторы с не зависимым приводом бортовых передач осуществляют регулирование скорости и реверс направления движения электродвигателями постоянного тока [51]. В то же время у современных карьерных экскаваторов с не зависимым приводом бортовых передач зарубежного производства, изменение скорости и реверс осуществляется электродвигателями переменного тока с частотным регулированием [44].

Полюса поворотов - точки «O_1» и «O_2», относительно которых происходит мгновенный поворот опорных ветвей двух гусеничной машины располагаются на одной прямой, проведенной из центра поворота «O» перпендикулярно к продольной оси машины.

У двух двигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора скорость движения ходовой тележки - v_T осуществляется изменением скоростей отстающей или отстающей – v_1 (скоростью вращения ведущего зубчатого колеса отстающей гусеничной ленты - ω_1) и забегающей – v_2 (скоростью вращения ведущего зубчатого колеса забегающей гусеничной ленты - ω_2) гусеницами одновременно.

Для значений скоростей вращения ведущей звездочки забегающей гусеничной ленты равных: $\omega_2 > \omega_1$; $\omega_2 = -\omega_1$; $|\omega_2| > |-\omega_1|$ план мгновенных скоростей поворота ходовой тележки карьерного экскаватора приведен на рисунках 2.3 а, 2.3 б и 2.4, соответственно.

Отношение скоростей забегающей – v_2 и отстающей – v_1 гусеничных лент определится как:

$$\frac{v_2}{v_1} = \pm\frac{\omega_2}{\omega_1} = i_{21}, \text{ при } \omega_2 > \omega_1; \tag{2.9}$$

$$\frac{v_2}{v_1} = i_{21} = -1{,}0, \text{ при } \omega_2 = -\omega_1; \tag{2.10}$$

где i_{21} – передаточное отношение между ведущими зубчатыми колесами двух гусеничной ходовой тележки или передаточное число её поворота (разворота).

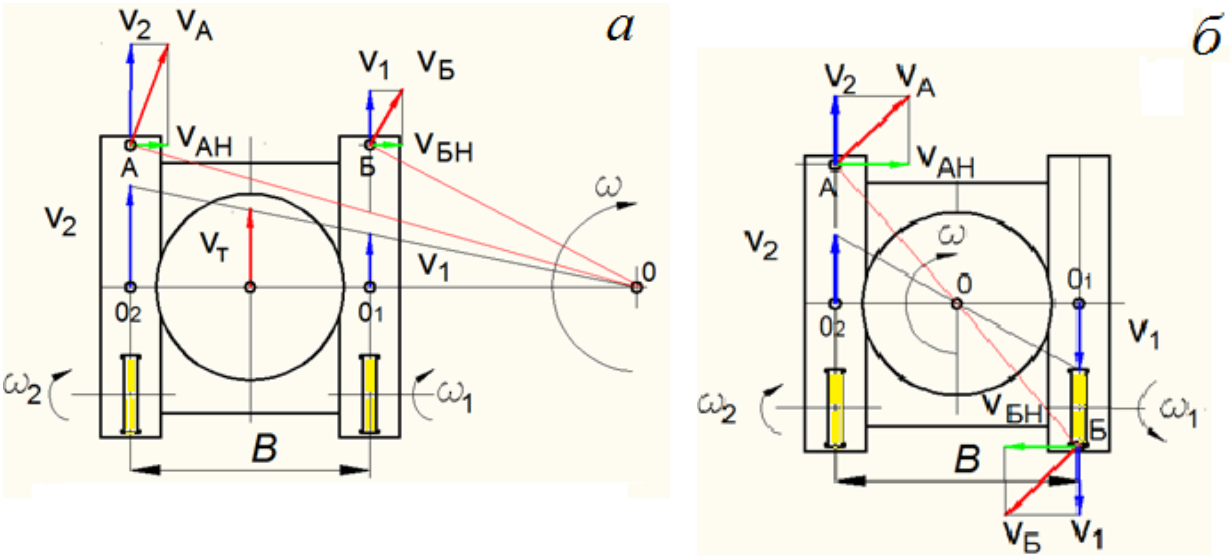
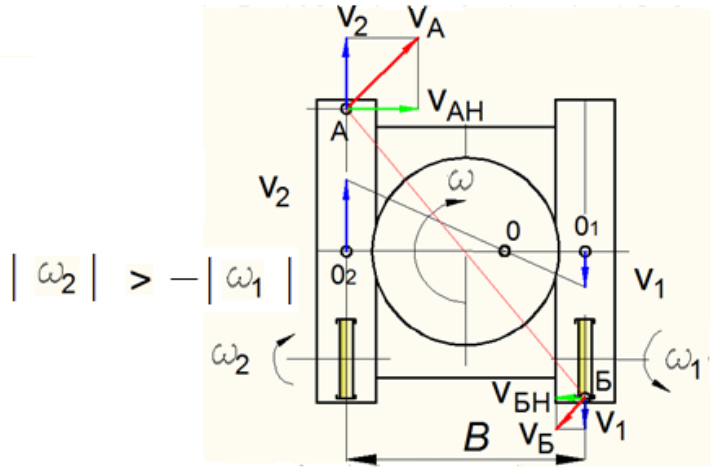


Рисунок 2.3- План мгновенных скоростей поворота ходовой тележки карьерного экскаватора при: $\omega_2 > \omega_1 - а$; $\omega_2 = -\omega_1 - б$



$|\omega_2| > -|\omega_1|$

Рисунок 2.4- План мгновенных скоростей поворота ходовой тележки карьерного экскаватора при $|\omega_2| > |-\omega_1|$

Угловая скорость поворота - ω двух гусеничной ходовой тележки, определяемая через линейные скорости и буксование составит [52]:

$$\pm\omega = \frac{v_2 - v_1 - 2v_y}{B}, \quad \text{рад/с} \qquad (2.11)$$

где v_y – продольная составляющая скоростей точек гусеницы, расположенных на её продольных оси, относительно грунта, м/с;

B – колея двух гусеничной ходовой тележки, м.

Для забегающей гусеничной ленты составляющая $-v_y$ скорости буксования направлена против направления скорости её движения - v_2. Для отстающей

гусеничной ленты составляющая $-v_y$ скорости скольжения направлена в ту же сторону, что и скорость движения - v_1.

В общем случае скорости буксования забегающей и скольжения отстающей гусеницы могут быть не одинаковыми. В рассматриваемом случае при центральном положении равнодействующей внешних сил и в связи с полной симметрией ходовой тележки скорость буксования забегающей и скорость скольжения отстающей гусеницы приняты одинаковыми.

Если не учитывать буксование и скольжение гусеничных лент, то угловая скорость поворота (разворота) ходовой тележки экскаватора составит:

$$\pm\ \omega = \frac{v_2 - v_1}{B},\ \text{рад/с} \qquad (2.12)$$

Выражение (2.12) с учетом уравнений (2.9) и (2.10) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид:

$$\omega = \pm\frac{v_1(i_{21}-1)}{B},\ \text{рад/с},\quad \text{при}\ \omega_2 > \omega_1 \qquad (2.13)$$

$$\omega = -2\frac{v_1}{B},\ \text{рад/с},\quad \text{при}\ \omega_2 = -\omega_1 \qquad (2.14)$$

Причем направление угловой скорости поворота ходовой тележки определяется направлением скорости вращения ведущего зубчатого колеса забегающей гусеничной ленты - ω_2 (см.рис.2.3а).

Графическая интерпретация уравнения (2.13) приведена на рисунке 2.5

Анализ зависимости ((2.13), см. рис. 2.5) свидетельствует, что:

- угловая скорость ходовой тележки $-\omega$ линейно зависит от передаточного отношения - i_{21} между ведущими зубчатыми колесами гусеничных лент в диапазоне его изменения: $-1{,}0 \le i_{21} \le 1{,}0$;

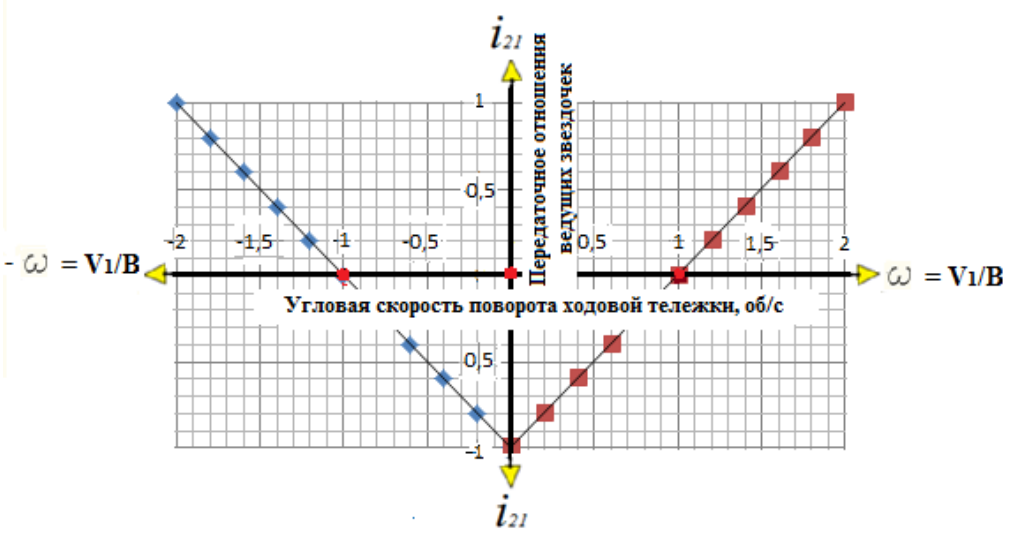


Рисунок 2.5 - Зависимость угловой скорости поворота ходовой тележки - ω от передаточного отношения - i_{21} между ведущими зубчатыми колесами её гусеничных лент

- точка с координатами « $\omega = 0, i_{21} = 0$» соответствует движению гусеничной тележки назад или вперед;
- точка с координатами « $\omega = 1, i_{21} = 0$» соответствует повороту (развороту) гусеничной тележки направо назад или направо вперед;
- точка с координатами « $\omega = -1, i_{21} = 0$» соответствует повороту (развороту) гусеничной тележки налево назад или налево вперед.

2.1.2 Кинематика двухгусеничных движителей с одним приводом двух бортовых передач

В свою очередь, у современных двухгусеничных движителей с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач ходового механизма карьерного экскаватора, на примере экскаватора ЭКГ - 4,6Б, движение ходовой тележки при его повороте - v_T осуществляется изменением скорости – v_2 только забегающей гусеничной ленты при нулевой скорости – v_1 отстающей ($\omega_1 = 0$) (см. рис. 2.6).

Что соответствует точкам с координатами « $\omega = 1, i_{21} = 0$» и « $\omega = -1, i_{21} = 0$» (см. рис. 2.5) при повороте гусеничной тележки направо (налево) назад или направо (налево) вперед, соответственно.

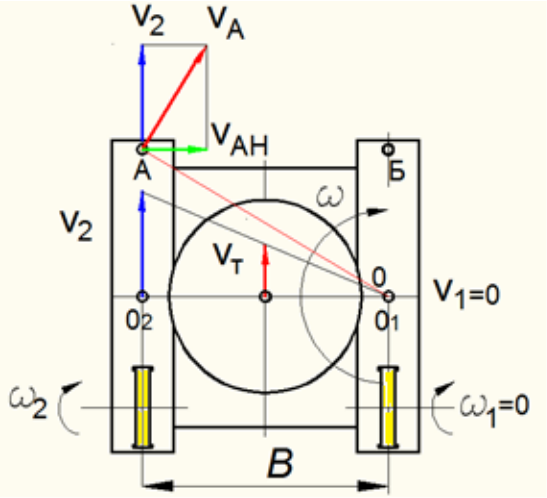


Рисунок 2.6 - План мгновенных скоростей поворота ходовой тележки карьерного экскаватора при $\omega_1 = 0$

Кинематическая схема трансмиссии с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач ходового механизма карьерного экскаватора конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» приведена на рисунке 2.7.

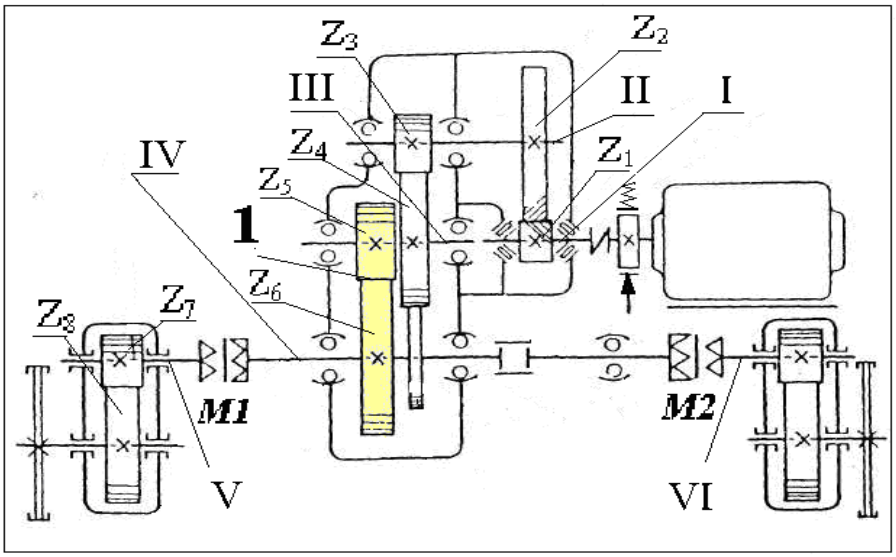


Рисунок 2.7 - Кинематическая схема трансмиссии с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач ходового механизма карьерного экскаватора конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»: I,II,III – валы зубчатых пар редуктора; IV-выходной вал редуктора; V,VI – входные валы бортовых передач

В однодвигательном приводе ходового механизма выходной вал - IV последней ступени зубчатой передачи редуктора -1 (см. рис.2.7), передает крутящий момент входным валам бортовых передач -V и VI посредством зубчатых муфт ***M1*** и ***M2***.

Последние с помощью гидроцилиндров подключают к работе гусеничные движители экскаватора, только при неработающем электродвигателе.

Поворот (разворот) и перемещение ходовой тележки вперед (назад) осуществляется активацией зубчатых муфты ***M1*** или ***M2*** в соответствии с диаграммой приведенной в таблице 2.1

Направление движения тележки экскаватора при активации зубчатых муфт трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя

Таблица 2.1

Муфта	**Активация**	**Направление движения ходовой тележки экскаватора**		
		«Вперед/Назад»	**«Налево»**	**«Направо»**
M1	есть			
	нет			
M2	есть			
	нет			

Так, поворот (разворот) ходовой тележки этого экскаватора осуществляется подключением зубчатых муфт ***M1*** или ***M2*** выходного вала редуктора – IV к одному из входных валов бортовых передач – V,VI. Перемещение ходовой тележки вперед (назад) осуществляется путём одновременного подключения выходного вала редуктора – IV муфтами ***M1*** и ***M2*** к входным валам бортовых передач – V,VI.

Анализ эксплуатации показывает, что основным недостатком ходового механизма карьерного экскаватора с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач является сложность и прерывистость управления потоками мощности при его маневрах в забое. Это объясняется тем, что активацию зубчатых муфт ***M1*** и ***M2*** можно осуществить только при неработающем электродвигателе.

Анализ технической литературы [51,52,53,54,55,56,57,58,59,60] свидетельствует о том, что существующие конструкции приводов с планетарными трансмиссиями отечественных производителей карьерного оборудования до настоящего времени еще не получили должного распространения.

С одной стороны, это можно объяснить тем, что рекомендации по выбору качественных схем планетарных трансмиссий весьма ограничены, часто эти сведения помещены в специальных изданиях, малодоступных широкому кругу конструкторов.

С другой стороны, широкому внедрению планетарных трансмиссий препятствует бытующее среди определенного круга конструкторов мнение о том, что такие механизмы требуют исключительно качественного изготовления, что на деле оказывается сильно преувеличенным. Как показывает практика, непрерывно растущая культура отечественного машиностроения делает доступным изготовление вполне надежных и работоспособных планетарных трансмиссий на заводах с персоналом средней квалификации. Примеры сказанному выше имеются и в горном машиностроении.

Опыт конструирования и эксплуатации планетарных трансмиссий зарубежных производителей показывает, что эти трансмиссии перед обычными обладают рядом существенных преимуществ, важнейшими из которых являются:

- снижение массы и уменьшение габаритов трансмиссии в зависимости от уровня крутящего момента;
- увеличение долговечности трансмиссии при её рациональной схеме;
- упрощение управления приводом машины.

Далее рассмотрим кинематические схемы элементарного дифференциала, у которого основные звенья a, b, b_1, H схематично изображены на рисунке 2.8.

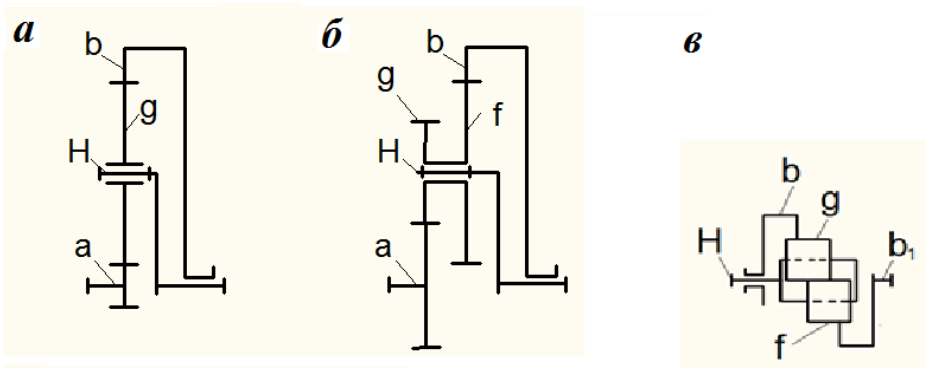


Рисунок. 2.8- Условная кинематическая схема элементарного трехзвенного дифференциала с: однорядным сателлитом - *а*; двухрядным сателлитом g, f - *б*; двумя эпициклами b, b_1 (без солнечной шестерни) - *в*

Зависимость между угловыми скоростями основных звеньев дифференциала (рис.2.8 *а, б*) устанавливается его основным кинематическим уравнением [53]:

$$\omega_a + \left(i_{aH}^b - 1\right)\omega_b - i_{aH}^b\omega_H = 0 \qquad (2.15)$$

В этом уравнение i_{aH}^b – передаточное отношение от вала солнечной шестерни - *а* к валу водила - *Н* при неподвижном коронном колесе (эпицикле) - *b*.

В свою очередь зависимость между угловыми скоростями основных звеньев дифференциала (рис.2.8 *в*) устанавливается ниже следующим уравнением:

$$\omega_b + \omega_{b1} + \frac{i_{bH}^{b1}}{i_{bH}^{b1}-1}\omega_H = 0 \qquad (2.16)$$

Поскольку дифференциал может работать только при равенстве делительных диаметров сателлитов g и f, то передаточное отношение i_{bH}^{b1} может быть равно только двум ($\boldsymbol{i_{bH}^{b1} = 2}$). С учетом вышеизложенного основное кинематическое уравнение этого дифференциала (2.16) принимает вид:

$$\omega_b + \omega_{b1} + 2\omega_H = 0 \qquad (2.17)$$

Элементарный трехзвенный дифференциал (рис.2.8 *а, б*) при поочередном закреплении его основных звеньев на внешней опоре с учетом реверса движения ведущего звена позволяет получить шесть передач с различным кинематическим эффектом.

Полагая последовательно в уравнении (2.15) $\omega_H = 0;\ \omega_b = 0;\ \omega_a = 0$ можно однозначно определить направления вращения ведомых звеньев дифференциала в зависимости от направления вращения его ведущего звена (см. рис.2.9 и 2.10)

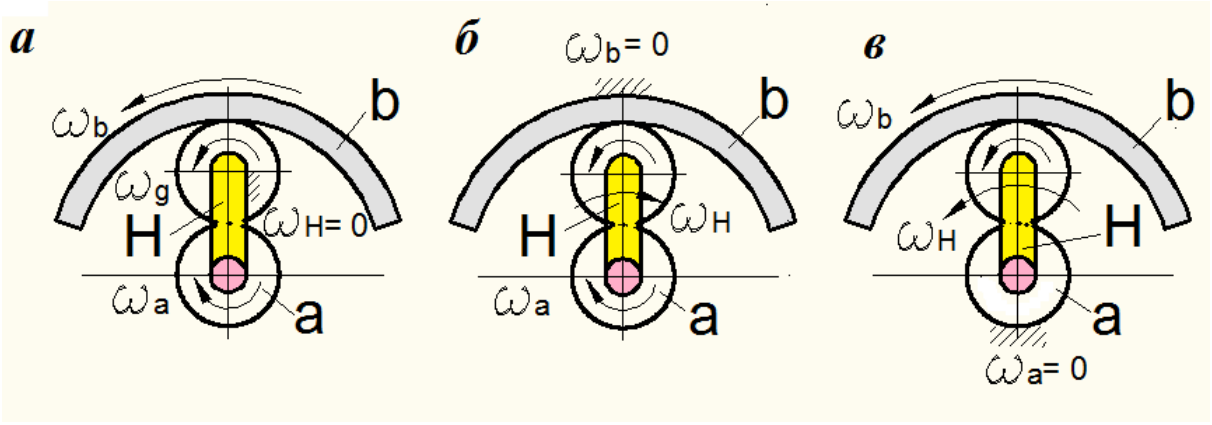


Рисунок 2.9 - Схема вращения ведомых звеньев элементарного трехзвенного дифференциала с однорядным сателлитом - □ при: $\omega_H = 0$ – *а*; $\omega_b = 0$ – *б*; $\omega_a = 0$ – *в*

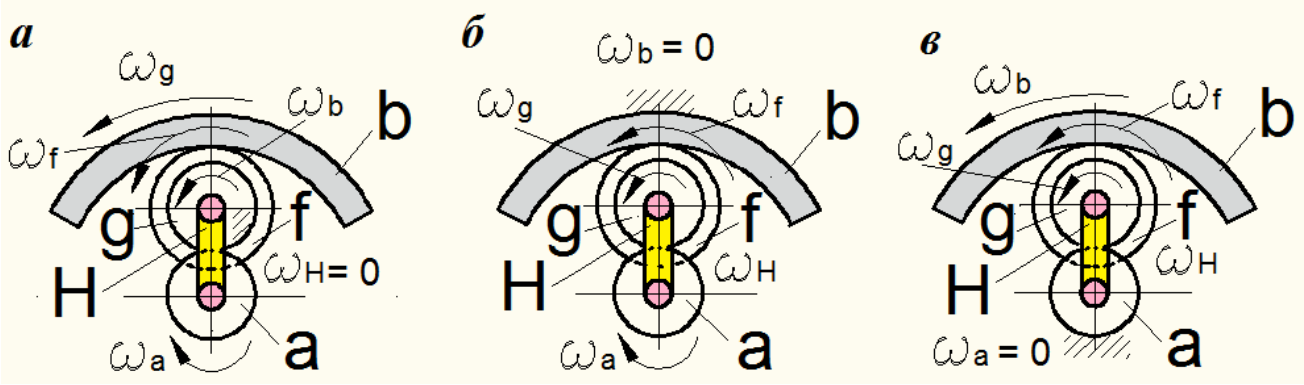


Рисунок 2.10 - Схема вращения ведомых звеньев элементарного трехзвенного дифференциала с двухрядным сателлитом - □, f при: $\omega_H = 0$ – *а*; $\omega_b = 0$ – *б*; $\omega_a = 0$ – *в*

А элементарный трехзвенный дифференциал (рис.2.8 *в*) при поочередном закреплении его основных звеньев на внешней опоре с учетом реверса движения ведущего звена позволяет получить передач с различным кинематическим эффектом.

Полагая последовательно в уравнении (2.17) $\omega_H = 0;\ \omega_b = 0;\ \omega_{b1} = 0$ можно однозначно определить направления вращения ведомых звеньев дифференциала в зависимости от направления вращения его ведущего звена (см. рис.2.11)

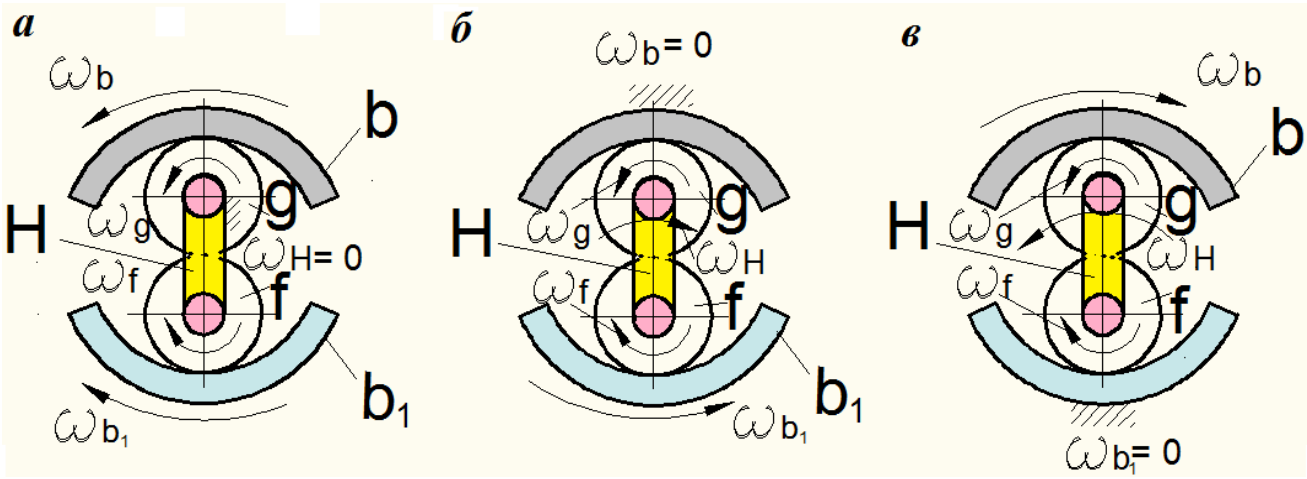


Рисунок 2.11 - Схема вращения ведомых звеньев элементарного трехзвенного дифференциала с двумя эпициклами b, b_1 (без солнечной шестерни) при: $\omega_H = 0 - а$; $\omega_b = 0 - б$; $\omega_{b1} = 0 - в$

Анализ схем приведенных на рисунках 2.9 и 2.10 свидетельствует, что при заданном направлении скорости вращения ведомого звена дифференциала, направления скоростей вращения ведомых звеньев, как у трехзвенного дифференциала с однорядными, так и с двухрядными сателлитами совпадают.

Напротив, анализ схем приведенных на рисунке 2.11 свидетельствует, что при изменении направления вращения эпициклов - b, b_1 направление вращения водила - *H* меняется противофазно.

Передаточное отношение - i_{aH}^{b} трехзвенного однорядного дифференциала составляет с:

- однорядными сателлитами (см. рис. 2.9) – $i_{aH}^{b} = 1 + Z_b/Z_a$; (2.18)
- двухрядными сателлитами (см. рис. 2.10) – $i_{aH}^{b} = 1 + Z_b/Z_f$ (2.19)

Здесь Z_a, Z_b, Z_f – число зубьев колес (звеньев) дифференциала a, b и f, соответственно рисункам 2.9 и 2.10.

Выход за нижний предел передаточного отношения для трехзвенного дифференциала с однорядными сателлитами приводит к весьма малым диаметральным размерам сателлитов. Использование для них опор с подшипниками качения предоставляет определенные затруднения или делает применение таких подшипников вообще невозможным. Даже в указанных пределах при малых

значениях - i_{aH}^{b} технологически сложно поместить опоры качения внутри сателлитов и их приходится размещать в водиле, что помимо увеличения осевого размера передачи приводит к усложнению конструкции. Выход за верхний предел величины передаточного отношения - i_{aH}^{b} вызывает существенное уменьшение диаметрального размера солнечной шестерни, что приводит к снижению её нагрузочной способности. Кроме того, чем выше значение передаточного отношения - i_{aH}^{b}, тем больше размеры сателлитов. С увеличением размеров сателлитов растёт их момент инерции, что отрицательно сказывается на динамических характеристиках привода.

С учетом выше изложенного и на основе анализа различных конструкций планетарных передач [53,60] следует, что для трехзвенного однорядного дифференциала рациональный диапазон изменения величины его передаточного отношения составляет:

- для дифференциала с однорядным сателлитом $\mathbf{3} \leq i_{aH}^{b} \leq \mathbf{8;}$
- для дифференциала с двух рядным сателлитом $\mathbf{8} \leq i_{aH}^{b} \leq \mathbf{16.}$

2.2 Анализ параметров структуры трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя

Рассмотрим параметры трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя включающей $n + 2n^{*}$ передач (см. рис. 2.12).

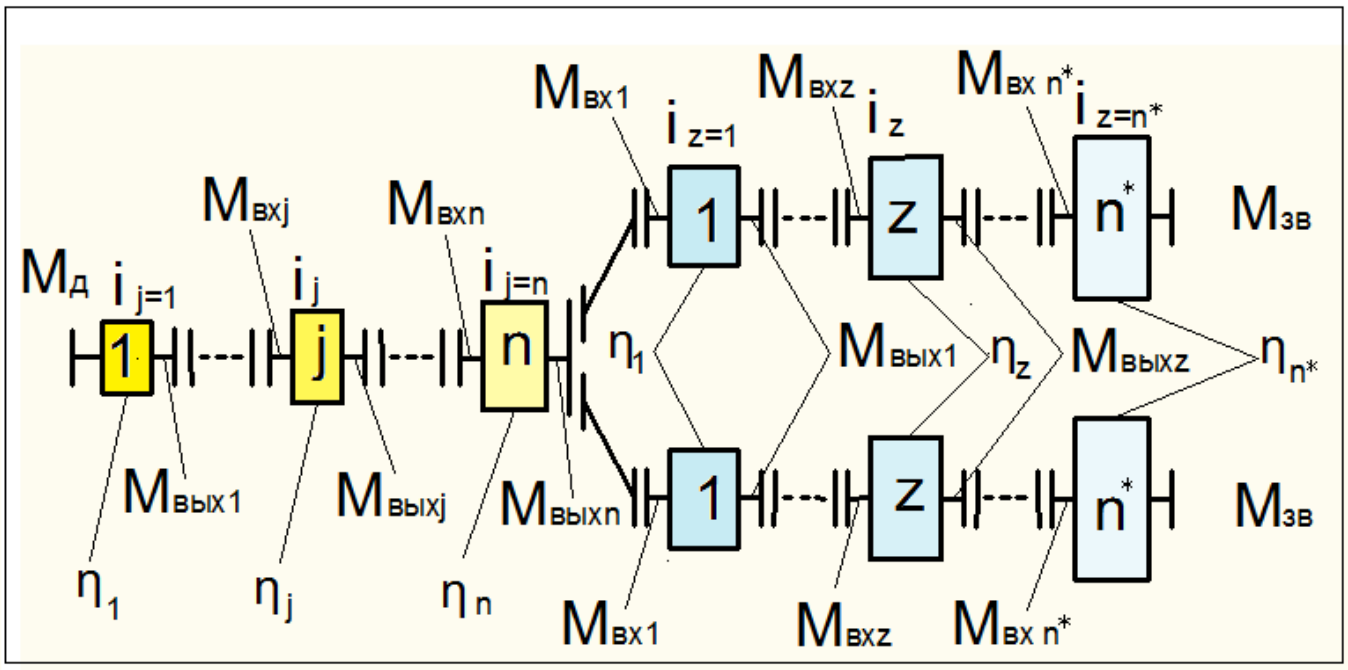


Рисунок 2.12 - Трансмиссия ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя включающая n последовательно и n^* параллельно соединённых передач

Выходной момент трансмиссии ходового механизма состоящей из n последовательно и n^* параллельно соединённых передач составляет в режиме:

- поворота (разворота) на каждой гусеничной ленте

$$\mathrm{M_{зв}} = 0{,}5k_{\partial}\mathrm{M_{д}}i_n i_{n^*}\eta_{\Sigma}, \text{ Нм}; \quad (2.20)$$

- передвижения вперед/назад

$$\mathrm{M_{зв}} = k_{\partial}\mathrm{M_{д}}i_n i_{n^*}\eta_{\Sigma}, \text{ Нм}; \quad (2.21)$$

где k_{∂} - суммарный коэффициент динамичности механизма передвижения машины с гусеничными движителями, в проектных расчетах принимается равным коэффициенту кратковременной перегрузки приводного электродвигателя постоянного тока $k_{\partial} = 2{,}7 \div 3{,}0$;

$\mathrm{M_{д}}$ – номинальный момент электродвигателя, Нм, равный:

$$\mathrm{M_{д}} = \frac{N_{\mathrm{y}}}{\omega}\eta_{\mathrm{э}}, \text{ Нм}; \quad (2.22)$$

здесь N_{y} – установленная мощность приводного электродвигателя, Вт;

ω - номинальная угловая скорость вала электродвигателя, рад/с;

$\eta_{\mathrm{э}}$ - КПД электродвигателя;

i_n, i_{n^*} - передаточное отношение трансмиссии состоящей из n последовательно и n^* параллельно соединённых передач привода ходового механизма соответственно, равное:

$$i_n = \prod_{j=1}^{n} i_j, \quad \text{j} = 1,2,3,\ldots, n \tag{2.23}$$

$$i_{n^*} = \prod_{z=1}^{n^*} i_z, \quad \text{z} = 1,2,3,\ldots, n^* \tag{2.24}$$

η_Σ – КПД трансмиссии привода ходового механизма, равный;

$$\eta_\Sigma = \prod_{j=1}^{n} \eta_j \prod_{z}^{n^*} \eta_z, \tag{2.25}$$

Что касается коэффициента полезного действия, то здесь следует отметить следующее: в простых зубчатых механизмах потери на трение практически не зависят от направления силового потока, а определяются лишь состоянием соприкасающихся поверхностей в зацеплениях колес и их опорах, а также качеством сборки механизма. В механизмах же планетарного типа физическая картина потерь на трение значительно сложнее, поэтому вопрос о КПД таких механизмов относится к актуальным проблемам теории планетарных механизмов и рассматривается в ряде работ отечественных и зарубежных авторов. Существует несколько методов определения КПД планетарных передач, однако наибольшее применение получил метод обращения механизма, или метод Г. Брандбергера, развитый и дополненный трудами отечественных ученых (Г. Г. Барановым, В.В. Добровольским, М.А. Крейнесом [62], В.Н. Кудрявцевым [63], Л.И. Решетовым [64] и др.). Энергетический принцип этого метода аналогичен кинематическому принципу метода Виллиса.

В планетарных механизмах передача энергии от ведущего к ведомому валу осуществляется как в переносном, так и относительном движении звеньев. В результате вращения звеньев дифференциала вокруг центральной оси при переносном движении с угловой скоростью, равной скорости водила - ω_H возникают потери энергии, обусловленные трением в опорах центральных звеньев, а также барботажные и дисковые потери. Передача энергии при относительном движении сопровождается потерями на трение в зацеплениях пар сопряженных колес и их подшипниках.

Ввиду сложности аналитического учета барботажных и незначительных дисковых потерь энергии и разгруженности центральных валов передачи от радиальных усилий, а также для упрощения расчета КПД всеми этими потерями, возникающими при переносном движении звеньев, обычно пренебрегают.

Основные потери энергии в планетарных механизмах возникают в результате относительного движения их элементов. Поэтому расчет КПД следует выполнять с учетом только этих потерь.

При расчете КПД планетарных передач, особенно замкнутых, как правило, возникают затруднения с определением знаков показателя степени - x_v величины - η. Для решения этой задачи следует использовать формулу, предложенную М.А. Крейнесом [62]:

$$x_v = \mathrm{sgn}U, \tag{2.26}$$

Если $U > 0$ то $x_v = \pm 1$; если $U < 0$ то $x_v = -1$,.

Показатель степени x_v для сравнительно простых схем передач можно определить, не прибегая к вычислению производных и применению зависимости (2.26).

В качестве примера установления зависимости для определения КПД дифференциала элементарного ряда путем закрепления его эпицикла - b, когда ведущим является звено - a, а ведомым звено - H рассмотрим его кинематическое - i_{aH}^{b} и силовое передаточные - $\ddot{I}_{aH}^{b}$ отношения

$$i_{aH}^{b} = i_{д}, \tag{2.27}$$

$$\ddot{I}_{aH}^{b} = \left(i_{д} - 1\right)\eta_o^x + 1 \tag{2.28}$$

Поскольку с возрастанием $\left(i_{д} - 1\right)$ передаточное отношение $\ddot{I}_{aH}^{b}$ также возрастает, показатель степени у - η_o^x равен x=+1 и, уравнения (2.27) и (2.28) принимают вид:

$$\eta_{aH}^{b} = \frac{(i_{д}-1)\eta_{o}+1}{i_{д}}, \tag{2.29}$$

$$\ddot{I}_{aH}^{b} = \left(i_{д} - 1\right)\eta_{o} + 1, \tag{2.30}$$

Здесь η_o – КПД элементарного трехзвенного дифференциала с однорядным или с двух рядным сателлитом в относительном движении достаточно высок и составляет величину:

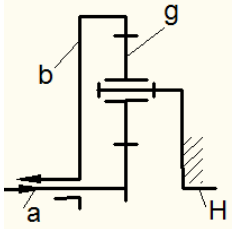
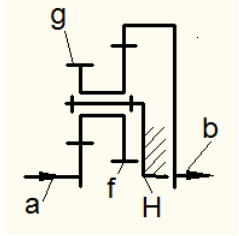
$$\eta_o = \eta' \eta'' \qquad (2.31)$$

где η' - КПД пары колес с наружным зацеплением (солнечная шестерня - a – сателлит - g); $\eta' = 0{,}98$

η'' = КПД пары колес с внутренним зацеплением (сателлит – g или f – коронное колесо – b). $\eta'' = 0{,}99$

Таким же способом получим зависимости суммарного КПД от КПД - η_o элементарного трехзвенного дифференциала с однорядным или с двух рядным сателлитами и его передаточного отношения - $i_д$ для схем показанных на рисунках 2.9, 2.10. Результаты определения названных зависимостей приведены в таблице 2.2. В свою очередь результаты определения зависимости суммарного КПД от КПД - η_o дифференциала с двумя эпициклами b, b_1 показанного на рисунке 2.11 и от его передаточного отношения приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.2

№ Рис.	**Схема**	**КПД**	**Передаточное отношение дифференциала от его ведущего к ведомому звену ($i_{сп}$).**
2.9 а		$\eta_{ab}^{H} = \eta_o = \eta' \eta''$	$i_{ab}^{H} = 1 - i_д$
2.10 а			

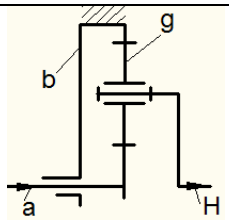
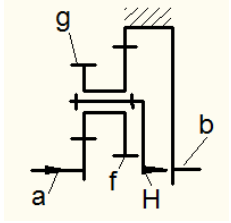
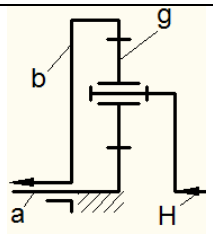
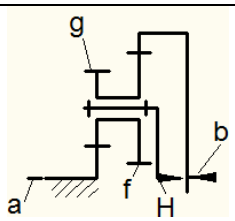
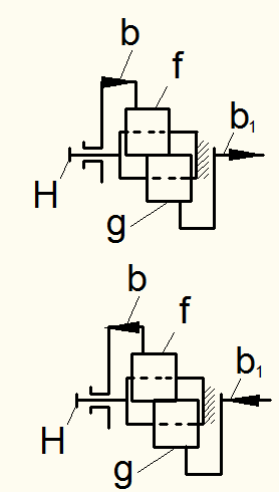
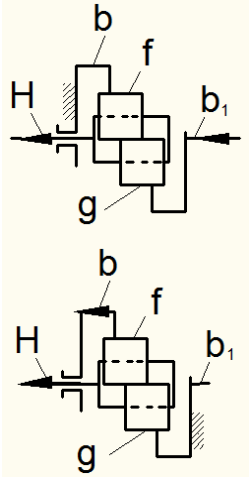
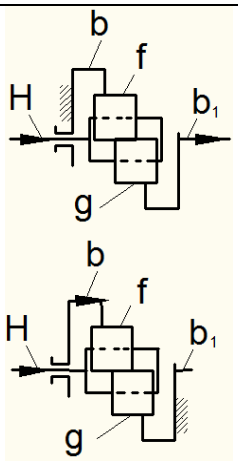
2.9 б		$\eta_{aH}^{b} = \frac{(i_д - 1)\eta_o + 1}{i_д}$,	$i_{aH}^{b} = i_д$
2.10 б			
2.9 в		$\eta_{bH}^{a} = \frac{\eta_o + i_д - 1}{i_д}$	$i_{bH}^{a} = \frac{i_д}{i_д - 1}$
2.10 в			

Таблица 2.3

№ Рис.	Схема	КПД	Передаточное отношение дифференциала от его ведущего к ведомому звену ($i_{сп}$).
2.11а		$\eta_{bb1}^{H} = \eta_{b1b}^{H} = \eta_o\eta''$	$i_{bb1}^{H} = i_{b1b}^{H} = -1$

2.11б		$\eta_{b1H}^{b} = \eta_{bH}^{b1} = \frac{\eta_o + 1}{2}$	$i_{b1H}^{b} = i_{bH}^{b1} = -2$
2.11в		$\eta_{Hb1}^{b} = \eta_{Hb}^{b1} = \frac{\eta_o}{2(1{,}5 - \eta_o)}$	$i_{Hb1}^{b} = i_{Hb}^{b1} = -0{,}5$

2.2.1 Синтез структуры трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя с планетарными передачами

Известно, что синтез структуры планетарных трансмиссий относится к категориям задач, имеющих конечное множество решений. Следовательно, следует осуществить однозначный выбор трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач с имплантированными в ее структуру трехзвенными дифференциалами обладающей минимальными массой и числом вспомогательных звеньев трансмиссии, включая элементы управления (муфты, тормоза и т. п.). Для этого рассмотрим возможные конкурентные схемы (приведенные в таблице 2.4) трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя с имплантированными в их структуру трехзвенными дифференциалами, сохраняющими направления движения ходовой тележки экскаватора при его маневрах в забое предусмотренные таблицей 2.1.

Принципиальная схема № I трансмиссии, таблицы 2.4 (трансмиссия экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД») включает:

- приводной электродвигатель постоянного тока - «DC», мощностью N = 54 кВт;
- редуктор, с передаточным отношением - i_{ck} = 165,7;
- выходной вал редуктора «d - d»;
- левую и правую бортовые передачи ходовой тележки экскаватора - «d - e», с передаточным отношением - $i_{de} - 2{,}66$ у каждой, подключаемые к выходному валу редуктора «d - d» посредством кулачковых муфт M_1 и M_2. При суммарном весе – G_{ce}^{I} = 104780 Н трансмиссии её общее передаточное отношение составляет $i_{\Sigma} = i_{ck} i_{de} = 441{,}75$.

Таблица 2.4

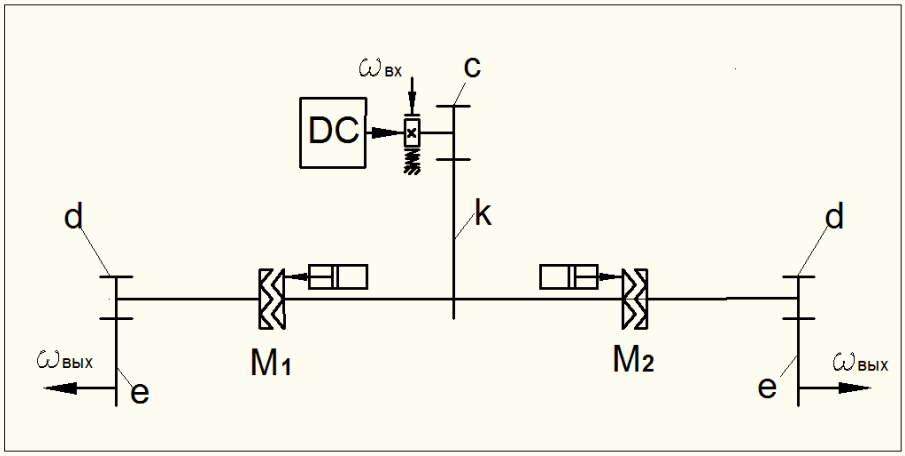
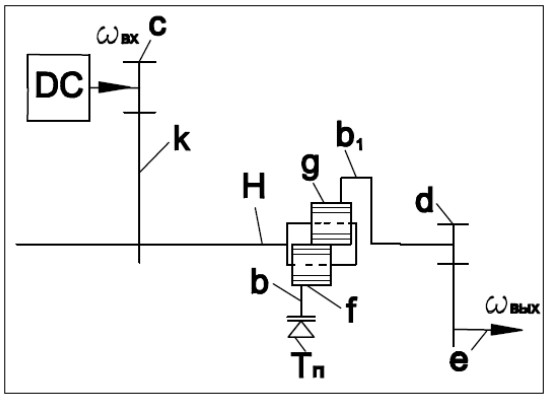
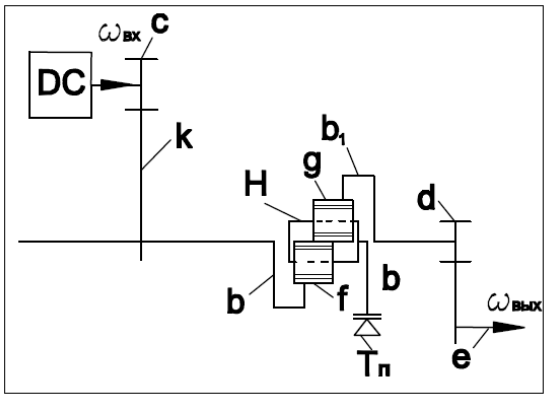
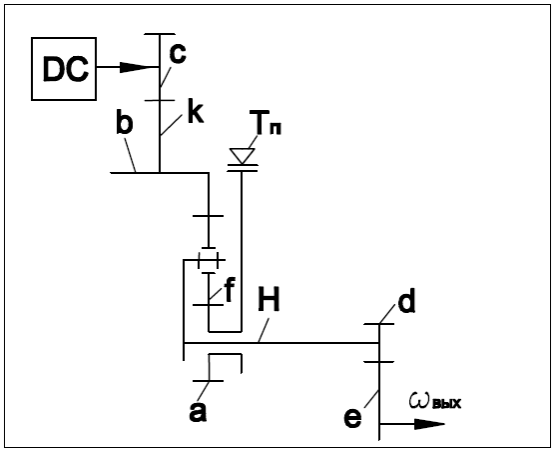
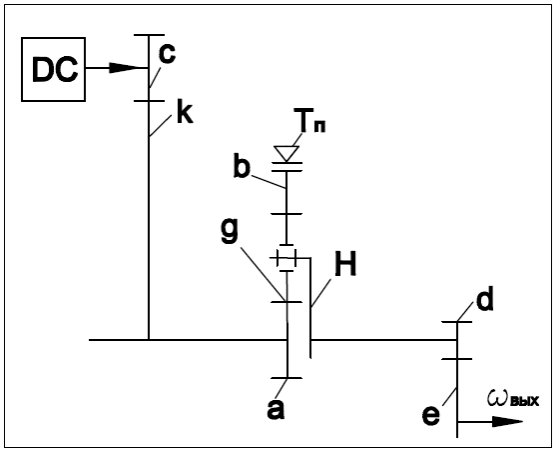
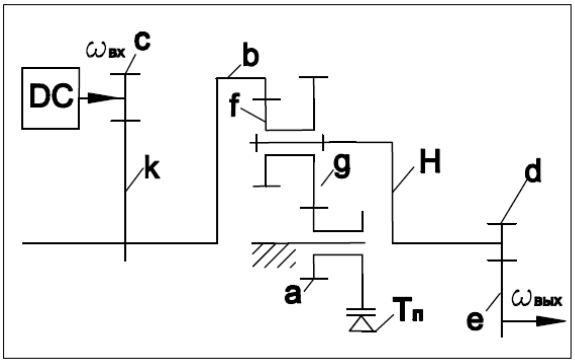
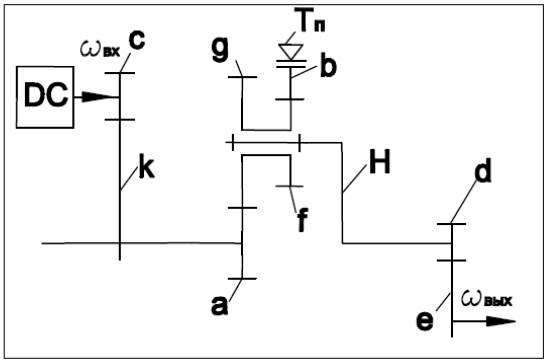
Структура	№ схемы	Принципиальная схема трансмиссии
1	2	3
С цилиндрическими редукторами	I	 $G_{ce}^{I} = 10{,}478\ 10^4$ Н
С цилиндрическими редукторами и двумя трехзвенными дифференциалами	II	  $G_{ce}^{II1} = 2k_5 M_д i_{ck}^{I}\left[(log_5 1{,}25 i_{ck}^{I})^{\frac{1}{3}} + 0{,}875(log_5 1{,}25)^{\frac{1}{3}} + 1{,}596\right] = 16{,}142\ 10^4$, Н $G_{ce}^{II2} = 2k_5 M_д i_{ck}^{I}\left[0{,}5(log_5 0{,}625 i_{ck}^{I})^{\frac{1}{3}} + 0{,}875(log_5 1{,}25)^{\frac{1}{3}} + 1{,}596\right] = 12.22\ 10^4$, Н

Таблица 2.4 (продолжение)

1	2	3
С цилиндрическими редукторами и двумя трехзвенными дифференциалами	III	    $G_{ce}^{III1,3} = 2k_5 M_д i_{ck}^I \left[\frac{1}{2i_{aH}^b}\left(log_5(0{,}625 i_{ck}^I / i_{aH}^b)^{\frac{1}{3}} + 0{,}875\left(log_5(0{,}625 i_{aH}^b)\right)^{\frac{1}{3}} + 1{,}596\right], H$ $G_{ce}^{III2,4} = 2k_5 M_д i_{ck}^I \left[\frac{i_{aH}^b - 1}{2i_{aH}^b}\left(log_5(0{,}625 i_{ck}^I \frac{i_{aH}^b - 1}{i_{aH}^b}\right)^{\frac{1}{3}} + 0{,}875\left(log_5(0{,}625 i_{aH}^b)\right)^{\frac{1}{3}} + 1{,}596\right], H$

Принципиальные схемы трансмиссий № II, III, IV таблицы 2.4 каждая из которых включает:

- приводной электродвигатель постоянного тока - «DC»;
- редуктор, с передаточным отношением - i_{ck};
- два дифференциала - 2К – Н каждый с передаточным отношением -, i_{Hb}^{b1} или, i_{aH}^b соответственно;
- правый - $T_п$ и левый - $T_л$ тормоза звеньев b_1, *a, b, H* дифференциала, соответственно:

- левую и правую бортовые передачи ходовой тележки экскаватора - «d - e», с передаточным отношением - i_{de} у каждой.

Сравнение конкурентных схем (приведенных в таблице 2.4) трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя с имплантированными в их структуру трехзвенными дифференциалами выполним по четырех факторному критерию [65,66]:

$$\xi(i) = \frac{k_1 G_{jz}(i) + k_2 M_т}{k_3 \eta_\Sigma(i) + k_4 \varsigma} \quad (2.32)$$

где $G_{jz}(i)$ - вес трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя в зависимости от передаточного отношения n последовательно и n^* параллельно соединённых передач кг;

$M_т$ - тормозной момент остановки звена дифференциала (или крутящий момент, передаваемый сцепной муфтой), Нм;

$\eta_\Sigma(i)$ - КПД трансмиссии привода ходового механизма экскаватора в зависимости от передаточного отношения n последовательно и n^* параллельно соединённых передач;

ς - число кинематических и силовых функций трансмиссии ходового механизма, одна из которых это возможность установки упругодемпфирующего элемента (УДЭ), ед.;

k_1, k_2, k_3, k_4 – весовые (факторные) коэффициенты, причем $\sum_1^4 k_i = 1{,}0$.

На стадии проектирования при априорном анализе схем трансмиссий преимущество должна получить та схема, у которой факторный критерий имеет минимальное значение:

$$\xi(i) \to min \quad (2.33)$$

Что касается величин весовых (факторных) коэффициентов, то здесь следует отметить, что они получены методом экспертной оценки (анкетированием шестнадцати специалистов). Статическая обработка результатов анкетирования позволило установить, что

$$k_1 : k_2 : k_3 : k_4 = 0{,}4 : 0{,}2 : 0{,}2 : 0{,}2 \quad (2.34)$$

С учетом результата (2.34) уравнение (2.32) окончательно принимает вид:

$$\xi(i) = \frac{2G_{jz}(i)+M_{т}(i)}{\eta_{\Sigma}(i)+\varsigma} \quad (2.35)$$

Анализ, выполненный в работе [67] параметров лучших механических передач применяемых в отечественной и зарубежной практике на самоходных транспортных и горных машинах позволил авторам этой работы установить зависимость веса механической передачи от её выходного крутящего момента и передаточного отношения:

$$G = kM\sqrt[3]{log_5(0{,}625i)},\ \text{Н} \quad (2.36)$$

где k –размерный коэффициент пропорциональности (равный для цилиндрических - $k_5 = 0{,}4$ и планетарных редукторов - $k_6 = 0{,}35$ [67]), Н/Нм;

i – передаточное отношение передачи ($i > 1{,}0$).

M – крутящий момент на выходном валу передачи, Нм;

Для определения веса трансмиссий ходового механизма экскаватора схемы, которых приведены в таблице 2.4 преобразуем уравнение (2.36) в виде суммы весов одного последовательного элемента (редуктора, с передаточным отношением - $i^I_{ck}/i_{\text{сп}}$) и двух параллельных элементов (дифференциала - 2К – Н с передаточным отношением - i^{b1}_{Hb} или, i^{b}_{aH} соответственно и бортовой передачи ходовой тележки экскаватора, с передаточным отношением - i_{de}):

$$G^{№}_{ce} = 2k_5M_{д}i^I_{ck}\left\{\frac{1}{2i_{\text{сп}}}(log_5(0{,}625i^I_{ck}/i_{\text{сп}})^{\frac{1}{3}} + \frac{k_6}{k_5}\left(log_5(0{,}625i_{д})\right)^{\frac{1}{3}} + i^I_{de}(log_5(0{,}625i^I_{de}))^{\frac{1}{3}}\right\},\ \text{Н} \quad (2.37)$$

где $i_{\text{сп}}$ - передаточное отношение дифференциала от его ведущего звена к ведомому по направлению силового потока (см. табл.2.2 и 2.3);

$i^I_{ck,}i^I_{de}$ - передаточное отношение цилиндрического редуктора и бортовой передачи трансмиссии ходового механизма экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», соответственно, $i^I_{ck} = 165{,}7$; $i^I_{de} = 2{,}666$.

Учитывая, что в уравнении (2.37) $i^I_{de}(log_5(0{,}625i^I_{de}))^{\frac{1}{3}} = 1{,}596$ и $k_6/k_5 = 0{,}875$ последнее окончательно принимает вид:

$$G^{№}_{ce} = 2k_5M_{д}i^I_{ck}\left[\frac{1}{2i_{\text{сп}}}(log_5(0{,}625i^I_{ck}/i_{\text{сп}})^{\frac{1}{3}} + 0{,}875\left(log_5(0{,}625i_{д})\right)^{\frac{1}{3}} + 1{,}596\right],\ \text{Н} \quad (2.38)$$

Вес трансмиссии ходового механизма экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» - G_{ce}^{I}, рассчитанный по уравнению (2.37) при $k_6 = 0$ и $i_{\text{сп}} = 1$ составляет $G_{ce}^{I} = 104780,$ Н.

Зависимости для определения веса трансмиссии ходового механизма экскаватора с цилиндрическими редукторами $i_{ck} = (i_{ck}^{I}/i_{\text{сп}}) \to var$ и $i_{de}^{I} \to const$ (или $i_{ck} = i_{ck}^{I}/2$ и $i_{de}^{I} \to const$) и двумя трехзвенными дифференциалами (с $i_{aH}^{b} \to var$ или $i_{bH}^{b1} = i_{b1H}^{b} = 2$) для каждой её принципиальной схемы приведены в соответствующей строке таблицы 2.4.

Здесь следует отметить, что вес дифференциала с однорядным - g или с двух рядным сателлитами – g,f или с двумя эпициклами b и b_1 (см. рис. 2.9, 2.10 и 2.11), определяется не передаточным отношением силового потока (от ведущего звена к ведомому звену - $i_{\text{сп}}$), а максимальным передаточным отношением дифференциала - $i_{\text{д}}$. Причем диапазон изменения передаточного отношения дифференциала у схем - III_1, III_2 таблицы 2.4 составляет $\mathbf{3} \leq i_{aH}^{b} \leq \mathbf{8}$, а для схем III_3, III_4 $\mathbf{8} \leq i_{aH}^{b} \leq \mathbf{16.}$

Что касается величины тормозного момента остановки звена дифференциала имплантированного в схему трансмиссии (или крутящего момента, передаваемого сцепной муфтой), то здесь следует отметить, что у всех принципиальных схем приведенных в таблице 2.4 входной момент каждой бортовой передачи (выходной момент дифференциала) равен:

$$M_{\text{вых}}^{IV} = M_{\text{вых}}^{III} = M_{\text{вых}}^{II} = M_{\text{вх}}^{I} = 0{,}5\, k_{\partial} \text{М}_{\text{д}} i_{ck}^{I} = 79{,}8 \cdot 10^{3}, \text{Нм} \qquad (2.41)$$

В свою очередь тормозной момент остановки звена дифференциала для каждой принципиальной схемы трансмиссии ходового механизма приведенной в таблице 2.4 определим по зависимости:

$$M_{\text{Т}n^*} = M_{\text{вх}}^{I} i_{\text{пл}}^{n^*}, \text{ Нм} \qquad (2.42)$$

где $i_{\text{пл}}^{n^*}$ - передаточное отношение от входного вала бортовой передачи к тормозному звену дифференциала

$$i_{\text{пл}}^{II1} = 1;\ i_{\text{пл}}^{II2} = 2;\ i_{\text{пл}}^{III1,3} = 1/i_{aH}^{b};\ i_{\text{пл}}^{III2,4} = i_{aH}^{b} - 1/i_{aH}^{b} \qquad (2.43)$$

Что касается величины суммарного КПД трансмиссии привода ходового механизма с дифференциалом, имплантированным в её схему, то здесь следует отметить, что он определяется по известной зависимости [60]:

$$\eta_{\Sigma}(i) = \left(\eta^{'}\right)^{n+n^{*}-1}\eta_{\text{пл}}(i) \qquad (2.44)$$

где $\left(\eta^{'}\right)^{n+n^{*}-1}$ – КПД цилиндрических n последовательно и n^{*} параллельно соединённых передач с внешним зацеплением;

$\eta_{\text{пл}}(i)$ – КПД дифференциала имплантированного в схему трансмиссии ходового механизма в зависимости от передаточного отношения силового потока (см. табл. 2.2 и 2.3).

Анализ трансмиссий, приведенных в таблице 2.4, свидетельствует, что число кинематических и силовых функций у них составляет – $\varsigma = 5$, кроме схемы трансмиссии экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» у которой число этих функции равно – $\varsigma = 4$. Эта схема не предусматривает возможности установки упругодемпфирующего элемента (УДЭ).

Зависимость критерия сравнения для каждой конкурентной схемы трансмиссии таблицы 2.4 ходового механизма экскаватора - $\xi(i)$ (см. (2.35)) от передаточного отношения имплантированных в его схему трехзвенных дифференциалов показана на рисунке 2.12.

Анализ результатов приведенных на рисунке 2.12 свидетельствует, что в сравнении со схемой трансмиссии ходового механизма экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» схемы:

- II_1 и II_2 в принципе не являются конкурентными (см. рис. 2.12 *а*);

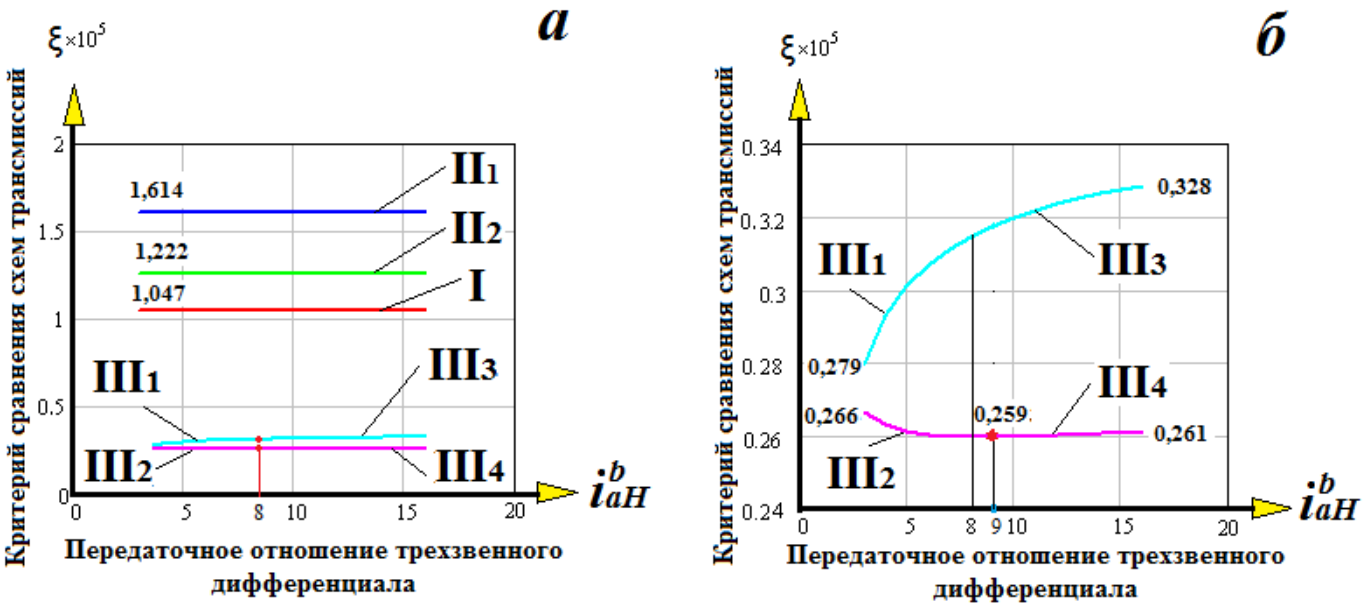


Рисунок 2.12 - Критерий сравнения конкурентных схем трансмиссий ходового механизма экскаватора в зависимости от передаточного отношения имплантированных в его схему трехзвенных дифференциалов

- $III_{1,3}$ и $III_{2,4}$ являются конкурентными, однако у схем $III_{1,3}$ критерий сравнения в среднем на 21,2 % больше в диапазоне передаточного отношения дифференциала $3 \leq i_{aH}^{b} \leq 16$ (см. рис. 2.12 *б*).

Кроме того у схемы III_4 минимальное значение критерия сравнения достигается при передаточном отношении равном $i_{aH}^{b} = 9$ (см. рис. 2.12 *б*).

Следовательно, дальнейшему исследованию подлежит трансмиссия ходового механизма экскаватора с передаточным отношением цилиндрического редуктора $i_{ck}^{III3} = 18{,}41$, двумя дифференциалами с двумя сателлитами g, f и тормозным элементом каждого является звено – b с передаточным отношением $i_{aH}^{b} = 9$ каждый и двумя бортовыми передачами с передаточным отношением $i_{de}^{III3} = 2{,}666$ каждая.

2.3 Закономерности формирования сил сопротивления в приводе двухгусеничной ходовой тележки экскаватора

Известно, что поворот двухгусеничной машины осуществляется в результате изменения скоростей движения забегающей и отстающей гусеничных лент и моментов на ведущих колесах. При включении механизма поворота сила тяги на забегающей гусеничной ленте действует так же, как и при прямолинейном движении. На отстающей же гусеничной ленте при её торможении возникает реакция грунта.

При повороте вертикальная деформация грунта гусеничными лентами вызывает силы сопротивления поступательному движению машины. Одновременно боковое перемещение траков по грунту вызывает силы сопротивления вращательному движению опорных ветвей цепей. Эти силы образуют момент сопротивления повороту машины, преодолеваемый поворачивающим моментом сил тяги на гусеничных лентах.

Таким образом, для осуществления поворота необходимо передать крутящий момент двигателя через трансмиссию механизма поворота на ведущие колеса и создать на гусеничных лентах силы тяги, требуемые для поворота.

Рассмотрим процесс поворота двух гусеничной ходовой тележки экскаватора, с учетом скольжения отстающей и буксование забегающей гусениц в продольном направлении и конечную ширину гусеницы.

Схема сил действующих на двух гусеничную ходовую тележку при повороте карьерного экскаватора приведена на рис. 2.13. Рассмотрим элементарный участок гусеницы с размерами *dx* и *dy* и координатами *x* и *y* (оси координат *Ox* и *Oy* проведены через центр забегающей гусеничной ленты).

При повороте рассматриваемый участок гусеничной ленты скользит по грунту со скоростью – v ортогональные проекции, которой на оси координат будут v_x и v_y. На этом участке гусеничной ленты действует элементарная сила трения

$$dF = \mu \frac{G_э}{2b_{гл}L} dxdy, \tag{2.45}$$

где $\mu -$ коэффициент сопротивления скольжению гусеницы;

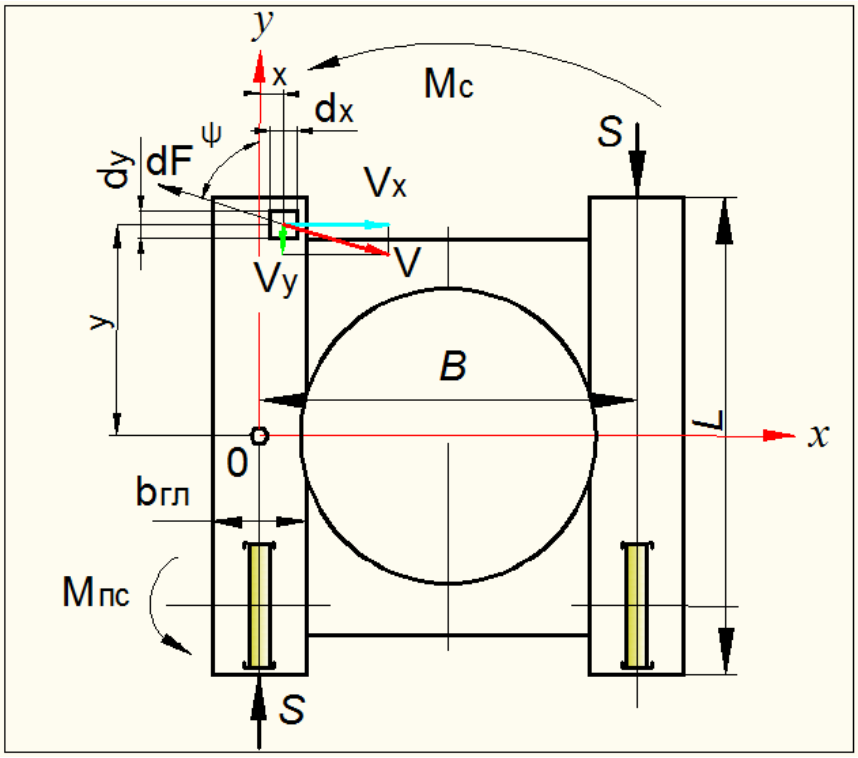


Рисунок 2.13 - Схема сил действующих на двух гусеничную ходовую тележку при повороте карьерного экскаватора

$G_э$ – вес экскаватора, Н;

$b_{гл}$ - ширина гусеничной лены, м;

L – длина прямолинейного участка гусеничной ленты, м.

В соответствии рисунком 2.13 направление элементарной силы dF противоположно направлению скорости – v, а Ψ - угол между продольной осью гусеничной ленты и силой dF.

Зависимости между углом – Ψ и ортогональными проекциями скорости – v определяется выражениями:

$$\cos\Psi = \frac{1}{\sqrt{1+(v_x/v_y)^2}}; \quad (2.46)$$

$$\sin\Psi = \frac{1}{\sqrt{1+(v_y/v_x)^2}}; \quad (2.47)$$

При определении момента сопротивления движению и поворачивающего момента (см. рис. 2.13) нами приняты следующие допущения:

- прямолинейный участок гусеницы длиной - L при повороте экскаватора обкатывается по криволинейной траектории, представляющей собою дугу;
- опорные катки в продольном направлении (по оси y) перекатывается по гусеничной ленте, а звенья гусениц относительно грунта в продольном направлении движения не совершают;
- в поперечном направлении (по оси x) звенья гусеницы совершают скольжение относительно грунта и встречают со стороны грунта сопротивление скольжению, состоящее из сил трения звеньев о грунт, сопротивления скалыванию грунта просевшими в грунт звеньями, сопротивления перемещению валика грунта, нагребаемого кромками звеньев гусеницы;
- суммарное сопротивление перемещению звеньев гусеницы при повороте принимается пропорциональным вертикальной нагрузке и коэффициенту, учитывающему все сопротивления скольжению гусеницы, называемому коэффициентом сопротивления повороту - μ.

При принятых выше допущениях момент сопротивления повороту [52] экскаватора определится как:

$$M_{\text{с}} = 2\mu\frac{G_{\text{э}}}{L}\int_0^{\frac{L}{2}} ydy = \frac{\mu G_{\text{э}} L}{4}, \text{ Нм} \qquad (2.48)$$

Поворот экскаватора с однодвигательным приводом ходового механизма осуществляется за счет изменением скорости только забегающей гусеничной ленты при нулевой скорости отстающей гусеницам различных скоростей.

Момент сопротивления повороту - $M_{\text{п}}$ преодолевается поворачивающим моментом, создаваемым парой сил - S, действующих со стороны грунта на забегающую и отстающую гусеницы, равных по величине и противоположных по направлению и составляет величину:

$$M_{\text{п}} = SB, \quad \text{Нм} \qquad (2.49)$$

где B – расстояние между продольными осями гусеничных лент ходовой тележки (колея), м.

При установившемся движении экскаватора имеет место равенство

$$M_{\text{п}} = M_{\text{с}}. \qquad (2.50)$$

Решая равенство (2.50) с учетом выражений (2.48) и (2.49) относительно силы – S имеем:

$$S = \frac{\mu G_э L}{4},\ \text{Н} \tag{2.51}$$

Силы - S являются реакциями грунта на гусеницы в продольном направлении; они создаются натяжением от двигателя забегающей гусеницы и торможением отстающей гусеницы.

В связи с тем, что сила - S может быть реализована за счет трения гусеницы о грунт, а звенья гусеницы совершают скольжение по грунту в поперечном направлении (по оси *x* см. рис. 2.13), то для создания силы - S необходимо наличие скольжения и в продольном направлении (по оси *y*), то есть центр поворота (точка *O*) гусеницы смещается с продольной оси - *y*.

Момент сопротивления повороту рассматриваемого элементарного участка гусеницы ходовой тележки экскаватора (см. рис. 2.13) в соответствии с результатами, полученными в работе [52] составляет:

$$dM_с = \frac{\mu G_э}{2L} \frac{y^2 dy}{\sqrt{y^2 + \left(\frac{B\delta}{2}\right)^2}} \tag{2.52}$$

Интегрируя результат (2.52) в приделах от - 0,5L до 0,5L имеем момент сопротивления повороту экскаватора:

$$M_с = 2\frac{\mu G_э}{2L} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \frac{y^2 dy}{\sqrt{y^2 + \left(\frac{B\delta}{2}\right)^2}} = \frac{\mu G_э L}{4} k_м, \tag{2.53}$$

где $k_м$ - коэффициент сопротивления повороту.

Что касается величины коэффициента сопротивления повороту, то здесь следует отметить, что у наиболее распространенных карьерных экскаваторов значения отношения, составляющее $L/B = 0{,}9 \div 1{,}2$ коэффициент $k_м$ находятся в приделах 0,9 – 0,94 [52].

Поделив результат (2.53) на величину B имеем выражение для силы сопротивления повороту ходового тележки – $S_п$

$$S_п = \frac{\mu G_э L}{4B} k_м,\ \text{Н} \tag{2.54}$$

Момент сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса - $M_{\text{сп}}$ бортовой передачи забегающей гусеничной ленты с учетом результата (2.54) определится по известной зависимости:

$$M_{\text{сп}} = \frac{\mu G_{\text{э}} L}{16} \frac{D}{B} k_{\text{м}}, \text{ Нм} \quad (2.55)$$

Зависимость (2.55) с учетом поворота экскаватора по траектории со значительной гипсометрией подошвы уступа принимает вид:

$$M_{\text{сп}}(t) = \mu \frac{G_{\text{э}} L}{16} \frac{D}{B} k_{\text{м}} \Delta h cos\omega_{\text{п}} t, \text{ Нм} \quad (2.56)$$

где $\omega_{\text{п}}$ – угловая скорость поворота ходового тележки, рад/с;

Δh - относительная амплитуда гипсометрии подошвы уступа, $\Delta h = 0{,}3 \div 0{,}35$, [52].

В ходовом механизме экскаватора с одним приводным двигателем скорости приводных гусеничных лент одинаковы, и можно считать, что при прямолинейном движении суммарная сила тяги при наличии сцеплении гусеничных лент с грунтом распределяется поровну между ними, независимо от различия в вертикальных нагрузок и сопротивлений передвижению отдельных гусениц.

То есть момент сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса - $M_{\text{сд}}$ бортовых передач при прямолинейном движении экскаватора можно определить как:

$$M_{\text{сд}} = f G_{\text{э}} (1 \pm sin\varphi), \text{ Нм} \quad (2.57)$$

где f – коэффициент сопротивления перекатыванию экскаватора, при установке опорных катков, натяжного и ведущего колес: - на подшипниках качения f =0,05, [52];

φ – наибольший угол уклона машины на подъеме (спуске), рад, $\varphi = 0{,}2$ рад, [52].

Сопротивление перемещению экскаватора - $W_{\text{к}}$, с учетом вертикальной деформации грунта его двух гусеничной ходовой тележкой определим из условия равенства работ: силы тяги её привода и вертикальной деформации грунта на пути её перемещения

$$W_к = p_{max} b_{гл} h, Н \quad (2.58)$$

где p_{max} - максимальное давление под гусеничными лентами ходовой тележки с учетом их конструктивных параметров, Н/м^3, $p_{max} = 0{,}03 \cdot 10^6$Н/м^3

h - глубина колеи гусеничной ленты, м, равная:

$$h = p_{max}/p_о, \ м \quad (2.59)$$

здесь $p_о$– коэффициент сопротивления смятию грунта, Н/м^3, $p_о = 0{,}04 \cdot 10^6$ Н/м^3

Уравнение (2.58) с учетом выражение (2.59) окончательно принимает вид:

$$W_к = p_{max}^2 b_{гл}/p_о, Н \quad (2.60)$$

Суммарный момент сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса - $M_{\Sigma C}$ с учетом выражений (2.57) и (2.60) при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа со значительной гипсометрией составит:

$$M_{\Sigma C}(t) = [f G_э(1 \pm sin\varphi) + p_{max}^2 b_{гл}/p_о]\Delta h cos\omega_д t, Нм \quad (2.61)$$

где $\omega_д$- угловая скорость вращения ведущего зубчатого колеса, рад/с.

Выводы по главе.

1.Аналитически установлена зависимость коэффициента динамичности гусеничной ленты - $k_{Д1}(z)$ от числа зубьев – z ведущего зубчатого колеса гусеничного движителя карьерного экскаватора.

2.На основе анализа кинематических особенностей двух гусеничных движителей при передвижении карьерного экскаватора в забое установлено что:

- угловая скорость поворота ходовой тележки экскаватора – ω линейно зависит от передаточного отношения - i_{21} между приводными зубчатыми колёсами её гусеничных лент в диапазоне его изменения: $-1{,}0 \leq i_{21} \leq 1{,}0$;
- точка с координатами «$\omega = 0, i_{21} = 0$» соответствует прямолинейному движению ходовой тележки экскаватора назад или вперед;
- точка с координатами «$\omega = 1, i_{21} = 0$» соответствует повороту (развороту) гусеничной тележки направо назад или направо вперед;
- точка с координатами «$\omega = -1, i_{21} = 0$» соответствует повороту (развороту)

гусеничной тележки налево назад или налево вперед.

3. Анализ опыта эксплуатации карьерных экскаваторов показывает, что основным недостатком их ходового механизма с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач является сложность и прерывистость управления потоками мощности при его маневрах в забое. Это объясняется тем что активацию зубчатых муфт ***M1*** и ***M2*** можно осуществить только при неработающем электродвигателе.

4.Анализ источников технической информации показал, что существующие конструкции приводов с планетарными трансмиссиями отечественных производителей карьерного оборудования до настоящего времени еще не получили должного распространения. В то время как опыт конструирования и эксплуатации планетарных трансмиссий зарубежных производителей показывает, что эти трансмиссии перед обычными обладают рядом существенных преимуществ, важнейшими из которых являются:

- снижение массы и уменьшение габаритов трансмиссии;
- увеличение долговечности трансмиссии при её рациональной схеме;
- упрощение управления приводом машины.

5. Разработан и систематизирован массив принципиальных конкурентных схем трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя с имплантированными в их структуру трехзвенными дифференциалами.

6. Для каждой принципиальной схемы массива конкурентных схем ходового механизма установлены зависимости для определения:

- суммарного веса;
- момента на тормозном элементе дифференциала;
- суммарного КПД трансмиссии от передаточного отношения последовательно и параллельно соединённых её элементов.

7. Установлено, что вес дифференциала определяется не передаточным отношением силового потока (от ведущего звена к ведомому звену), а его максимальным передаточным отношением в диапазоне $\mathbf{3} \leq i_{aH}^{b} \leq \mathbf{16}$;

8. Для однозначного выбора рациональной схемы трансмиссии из массива конкурентных схем на стадии проектирования предложен четырех факторный критерий их сравнения - $\xi(i) \to min$ учитывающий: - суммарный вес трансмиссии; - момент на тормозном элементе дифференциала; - суммарный КПД; - число кинематических и силовых функции привода, включая возможность установки УДЭ и их весовые коэффициенты

9. Моделированием критерия сравнения - $\xi(i) \to min$ для каждой схемы массива трансмиссии установлено, что схема, имеющая минимальное значение критерия сравнения $\xi = 0{,}259 \cdot 10^5$ включает:

   - цилиндрический редуктор (с передаточным отношением $i_1 = 18{,}41$);

   - два дифференциала (с передаточным отношением $i_2 = 9$ каждый), у которых коронное колесо (эпицикл), замкнуто посредством УДЭ на металлоконструкцию ходовой тележки;

   - две бортовые передачи (с передаточным отношением $i_2 = 2{,}666$ каждая).

   В то время как схема трансмиссии ходового механизма экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» имеет значение критерия сравнения равное $\xi = 1{,}047 \cdot 10^5$.

10. Аналитически установлены зависимости формирования сопротивлений в приводе двух гусеничной ходовой тележки экскаватора:

   - силы сопротивления её повороту – $S_{\text{п}}$;

   - момента сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса - $M_{\text{сп}}$ бортовой передачи забегающей гусеничной ленты при повороте экскаватора;

   - момента сопротивления вращению ведущих зубчатых колес - $M_{\text{сд}}$ бортовых передач при прямолинейном движении экскаватора;

- суммарного момента сопротивления вращению ведущих зубчатых колес - $M_{\Sigma C}$ бортовых передач с учетом вертикальной деформации грунта на пути перемещения экскаватора по подошве уступа со значительной гипсометрией.

3. Исследование динамических процессов в однодвигательной трансмиссии ходового механизма карьерной механической лопаты

3.1.Принципиальная конструкция инновационной трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора

Особенностью рабочего процесса карьерных экскаваторов является цикличность выполнения рабочих операций – копания, транспортировки породы к месту выгрузки и наезд на забой. Эта особенность в значительной мере влияет и на характер возникающих динамических нагрузок.

Проведенные Д.А.Каминской исследования [26] свидетельствуют, что в применяющихся сегодня системах приводов карьерных экскаваторов отличие максимальных стопорных статических и динамических моментов, выраженное через отношение, в зависимости от общей инерционности и жесткости механизма привода может достигать величины $M_{дин} / M_{ст} = 1,6 \div 1,8$ и объясняется отличием динамических характеристик от статических электромагнитной инерционностью системы приводов.

Очевидно, что для правильного анализа динамических явлений, протекающих в однодвигательном приводе и трансмиссии ходового механизма карьерного экскаватора, необходимо располагать данными, характеризующими динамику внешней нагрузки – сопротивлением движению ходовой тележки экскаватора, как при прямолинейном движении, так и при её повороте.

Внешней нагрузкой для ходового механизма экскаватора являются, с одной стороны, движущие силы, создаваемые электродвигателем привода, а с другой стороны – внешние сопротивления гусеничному движителю.

Под динамикой трансмиссии ходового механизма понимается изменение во времени деформаций, обусловленных упругостью и инерционностью её отдельных элементов. Следовательно, для решения задач по анализу динамических нагрузок в трансмиссии ходового механизма экскаватора в первую очередь необходимо проанализировать её конструкцию как упругую динамическую систему и характер изменения во времени внешних нагрузок.

Составим кинематическую схему трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора имеющую минимальное значение критерия сравнения ($\xi = 0{,}259 \cdot 10^5$) и состоящую:

- из приводного электродвигателя;
- из цилиндрического редуктора с передаточным отношением $i_1 = 18{,}41$, передающего крутящий момент эпициклам правого и левого дифференциалам;
- из двух дифференциалов (с двумя сателлитами каждый) с передаточным отношением $i_2 = 9$ каждый, передающими крутящий момент правой и левой бортовым передачам. Тормозным элементом каждого дифференциала служит коронное колесо (эпицикл), в заторможенном состоянии замкнутое на металлоконструкцию ходовой тележки посредством УДЭ;
- из двух бортовых передач с передаточным отношением $i_3 = 2{,}666$ каждая, передающих крутящий момент правой и левой ведущим звездочкам гусеничного движителя ходового тележки.

Принципиальная кинематическая схема трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора подлежащая последующему динамическому исследованию приведена на рисунке 3.1.

Следует отметить, что изменение динамических характеристик привода ходовой тележки карьерного экскаватора, в части крутильных и продольных колебаний гусеничных лент, оказывает существенное влияние на ее скорость, как при прямолинейном движении, так и при повороте экскаватора в забое.

Известно, что целенаправленное формирование рациональных динамических характеристик колебательной системы любого привода горной машины может быть достигнуто применением корректирующих звеньев, вводимых в его электромеханическую систему. Так в МГИ в период с 1969 по 1984 гг. были разработаны и внедрены различные конструкции приводов рабочего органа роторных экскаваторов с упругими и упругодемпфирующими устройствами [34,45], воспринимающими реактивные колебания от сил черпания.

Следует отметить, что при проектировании УДЭ для установки в электромеханическую систему ходового механизма карьерного экскаватора с

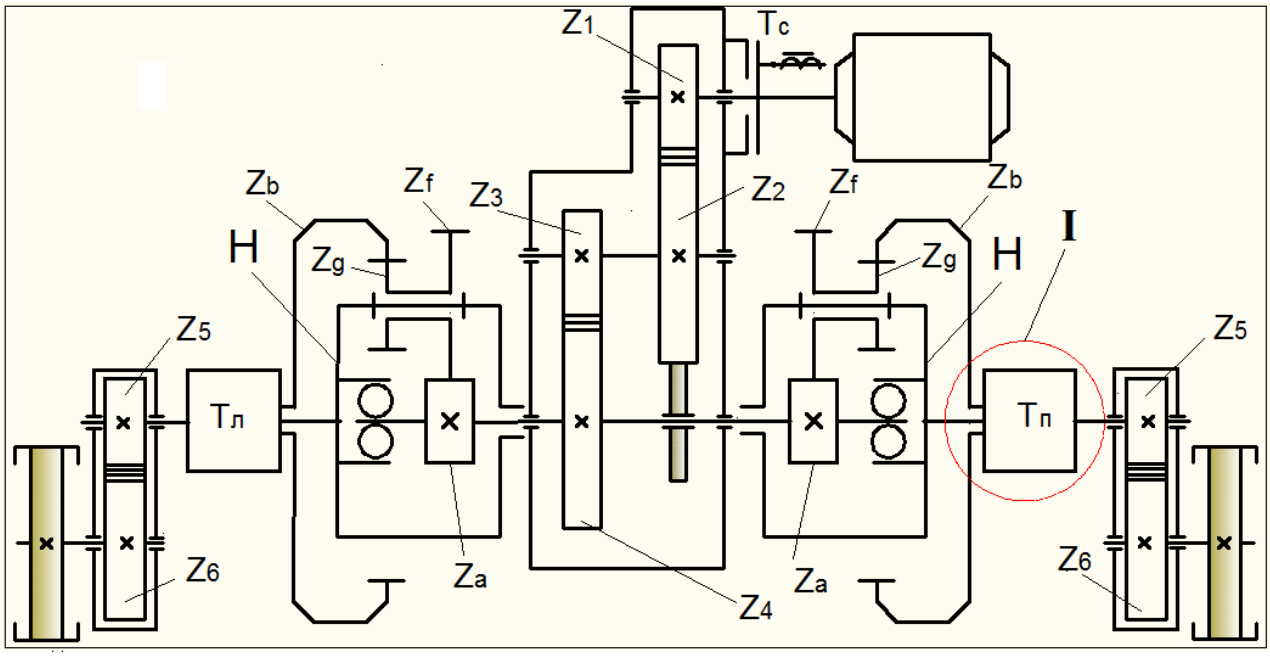


Рисунок - 3.1 Принципиальная кинематическая схема трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора с минимальным критерием сравнения $\xi = 0{,}259 \cdot 10^5$

однодвигательным приводом необходимо решить, как минимум три технические задачи [77]:

первую – **обеспечить эффективное снижение динамических нагрузок** в элементах привода ходовой тележки экскаватора как при её перемещении вперед/назад так и при её повороте в забое;

вторую - **определить место установки** упругодемпфирующего элемента в приводе ходового механизма карьерного экскаватора;

третью - **установить** (на основе динамической модели электромеханической системы привода ходового механизма карьерного экскаватора) **рациональные параметры** (жесткость и демпфирование) упругодемпфирующего элемента.

В нашем случае корректирующими звеньями электромеханической системы привода ходового механизма служат УДЭ – ты установленные в реактивных звеньях дифференциалов, которые через нормально замкнутые тормоза воспринимают статические и динамические нагрузки:

- от продольных колебаний тяговых усилий гусеничных лент как при их огибании ведущих зубчатых колес, так и при передвижении экскаватора по подошве уступа с большой гипсометрией;

- от крутильных колебаний движущего момента обусловленных нерациональностью динамических характеристик электромеханической системы привода ходового механизма экскаватора, как при его передвижении в забое вперед/назад, так и при его повороте.

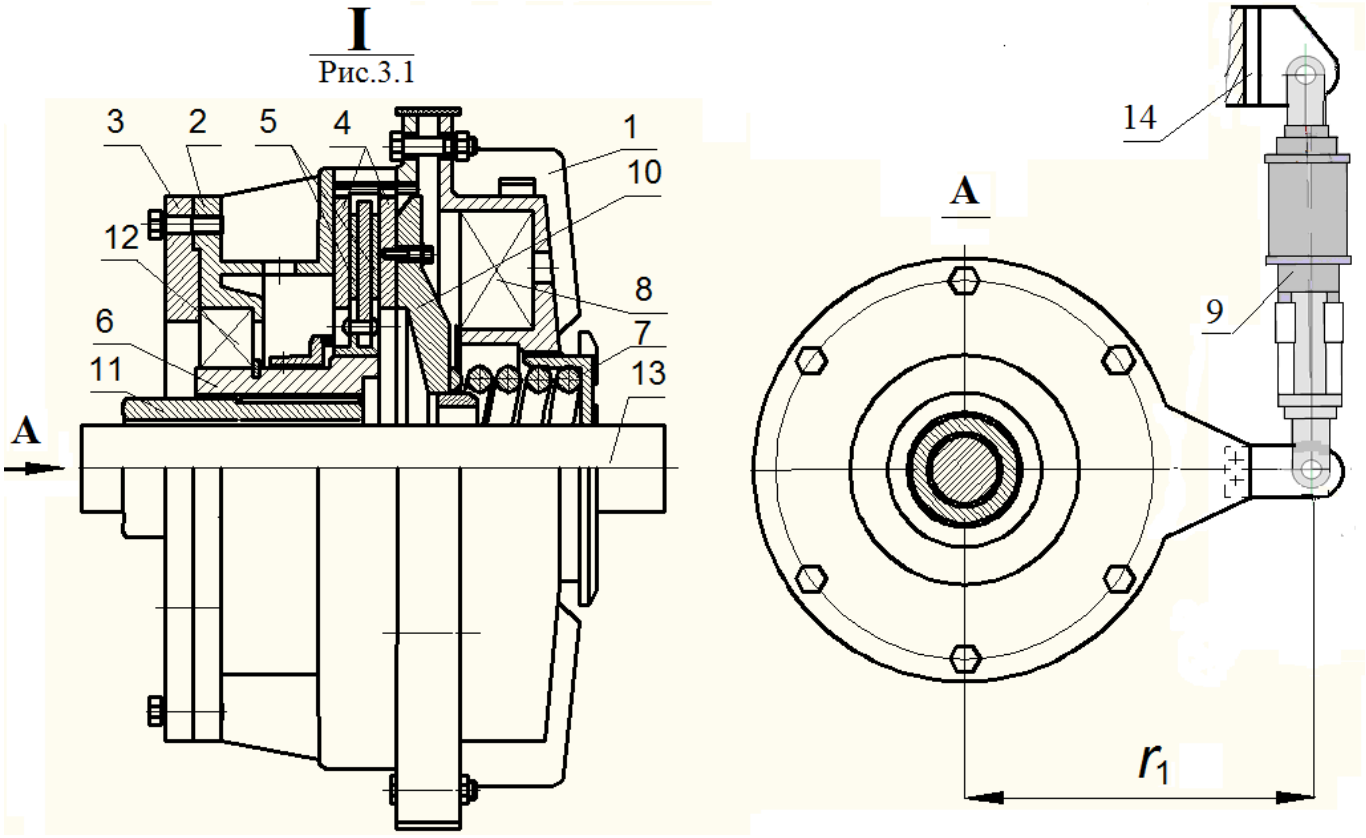


Рисунок - 3.2 Нормально замкнутый электромагнитный тормоз дифференциала с упруго демпфирующим элементом

Задача **установления** (на основе динамической модели электромеханической системы привода ходового механизма карьерного экскаватора) **рациональных параметров** (жесткости и демпфирования) будет рассмотрена в нижеследующем параграфе.

Вместе с тем, следует отметить, что известные на сегодняшний день конструкции пневмогидравлических упругодемпфирующих устройств [30, 34, 43,

73] 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.

Конструкция нормально замкнутого электромагнитного тормоза (позиция I рис.3.1) дифференциала с УДЭ показана на рисунке 3.2.

Нормально замкнутый тормоз состоит из корпуса – 1, который крепится фланцем - 2, к рычагу УДЭ – 3 (см. рис. 3.2 *б*). Корпус - 1 посредством внутреннего зубчатого зацепления связан с дисками – 4, между которыми расположены фрикционные диски – 5, находящиеся в зацеплении со ступицей – 6. Диски 4,5 под действием пружины – 7 (см. рис. 3.2 *а*) при обесточенном соленоиде - 8 находятся в прижатом состоянии, замыкая корпус -1 через УДЭ – 9 на металлоконструкцию - 14 ходовой тележки (см. рис. 3.2 *б*).

При активации соленоида – 8, нажимной диск – 10 отходит, сжимая пружину – 7 образуя зазор между дисками 4 и 5, и тормоз растормаживается. При этом ступица – 6, связанная посредством шлицов с эпициклом дифференциала – 11 получает возможность свободно вращаться на подшипнике – 12 относительно корпуса – 1, исключая из силовой цепи привода УДЭ – 9. В это время водило - 13 заторможено сопротивлением зубчатого ведущего колеса отстающей ($\omega_1 = 0$) гусеничной ленты имеющей нулевую скорость – $v_{l.}$

Таким образом, перемещение ходовой тележки вперед/назад в забое осуществляется реверсом приводного электродвигателя и УДЭ – ты каждого дифференциала трансмиссии через нормально замкнутые тормоза – $\boldsymbol{T_Л}$ и $\boldsymbol{T_П}$ воспринимают статические и динамические нагрузки от крутильных колебаний движущего момента.

Поворот ходовой тележки в забое вправо осуществляется активацией правого тормоза - $\boldsymbol{T_П}$, а вправо/вперед (назад) реверсом приводного электродвигателя.

В свою очередь поворот ходовой тележки в забое влево осуществляется активацией левого тормоза - $\boldsymbol{T_Л}$, а влево/вперед (назад) реверсом приводного электродвигателя. При этом УДЭ воспринимают статические и динамические нагрузки от крутильных колебаний движущего момента, только со стороны не активированного тормоза дифференциала бортовой передачи забегающей гусеничной ленты.

Скорость прямолинейного перемещения и поворота экскаватора в забое регулируется частотой вращения приводного двигателя.

3.2 Инерциальные, жесткостные и демпфирующие параметры трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора

Любой механизм, в том числе и ходовой механизм карьерного экскаватора, можно представить [69] как сумму механических моделей, состоящих из отдельно сосредоточенных масс m_1, m_2,...,m_i,...,m_n (или моментов инерции I_1, I_2,…,I_i,…,I_n), соединенных упругими связями. При этом допускается, что упругие связи невесомы и характеризуются постоянными коэффициентами жесткости κ_1, κ_2,…,κ_i,…,κ_n. В результате реальная динамическая модель ходового механизма экскаватора заменяется приведенной эквивалентной схемой.

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

В настоящем исследовании, определение моментов инерции элементов вращающихся частей трансмиссий ходового механизма карьерного экскаватора, выполнено с учетом выше изложенных раннее принципов по известным зависимостям [69, 70].

$$I_j = \gamma \frac{\pi \cdot l_j}{32} \left(D_{jmax}^4 - D_{jmin}^4\right), \text{кг м}^2 \qquad (3.1)$$

где: γ – удельная масса материала элемента трансмиссии, *кг*/м^3, для стали γ = 7.8·10^4 *кг*/м^3;

l_j – ширина j-го элемента трансмиссии, м;

D_{jmax}, D_{jmin}– 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.

Приведение моментов инерции ответвлений, кинематической схемы (см. рис.3.1) включающей n последовательно и n^* параллельно соединённых передач связанных с одним приводным электродвигателем, выполняется из условия равенства кинетической энергий эквивалентной и действительной систем. Так, приведенный к валу электродвигателя привода ходового механизма карьерного экскаватора динамический момент инерции j – го элемента трансмиссии будет составлять величину:

$$I_{\text{пр}i} = \sum_{j=1}^{n} I_j i_j^{-2}, \text{ кг м}^2, \quad (3.2)$$

где: i_j – передаточное отношение элемента трансмиссии к валу электродвигателя;

n – число элементов трансмиссии привода, ед.

Блок - схема приведения моментов инерции элементов, кинематической схемы (см. рис.3.1) к валу приводного электродвигателя постоянного тока ДПЭ -52 привода ходовой тележки карьерного экскаватора производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» с моментом инерции ротора: $I_{\text{дв}}$ = 750 к*г* м^2 [76] показана на рисунке 3.3.

Расчёты по выше приведенным зависимостям (3.1) и (3.2) инерциальных параметров трансмиссии (см. рис.3.3) ходового механизма карьерного экскаватора показали, что приведенные к валу электродвигателя моменты инерции ее элементов (при её общем передаточном отношении $i_{\text{т}} = 441{,}96$):

- конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» « ротор электродвигателя – цилиндрический редуктор (с передаточном отношением $i_{\text{ру}} = 165{,}71$) – две бортовых передач – два ведущих колеса с гусеничными лентами» в процентном

соотношении определились, как: 80: 17: 2:1;

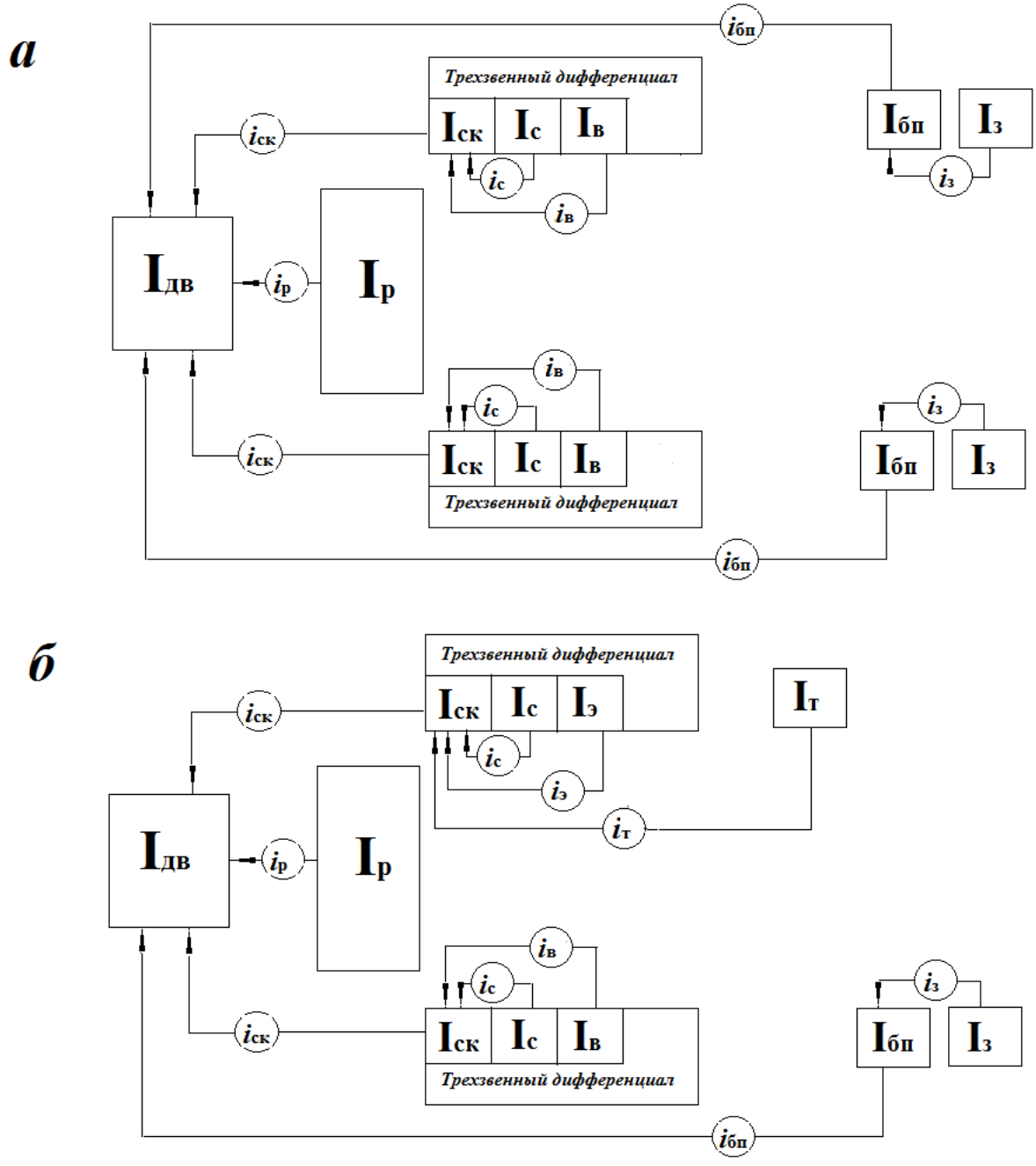


Рисунок - 3.3 Блок - схема приведения моментов инерции элементов инновационной трансмиссии к валу приводного электродвигателя: *а*- при движении ходовой тележки экскаватора вперед/назад; *б* – при её повороте вправо/влево. $I_{дв}$, $I_р$ $i_р$, $I_{ск}$ $i_{ск}$, $I_с$ $i_с$, $I_э$ $i_э$, $I_в$ $i_в$, $I_т$ $i_т$, $I_{бп}$ $i_{бп}$, $I_з$ $i_з$ - момент инерции и передаточные отношение ротора электродвигателя; цилиндрического редуктора; солнечного колеса, сателлита, эпицикла, водила дифференциала; вращающихся элементов тормоза; бортовой передачи и

ведущего колеса с гусеничной лентой, соответственно

- инновационной конструкции «ротор электродвигателя – цилиндрический редуктор – два трехзвенных дифференциала – два тормоза – две бортовых передач – два ведущих колеса с гусеничными лентами» в процентном соотношении определились, как: 69: 12: 10: 6: 2:1

Таким образом, приведенные моменты инерции составляют у:

- конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»:

- цилиндрического редуктора - $I_{ру} = 0{,}209\ I_{дв}$, кг м^2;

- бортовой передачи - $I_{бп} = 0{,}012\ I_{дв}$, кг м^2;

- ведущего колеса с гусеничной лентой - $I_з = 0{,}006\ I_{дв}$, кг м^2.

- инновационной конструкции:

- цилиндрического редуктора - $I_{ри} = 0{,}174\ I_{дв}$, кг м^2;

- трехзвенного дифференциала - $I_{ди} = 0{,}072\ I_{дв}$, кг м^2;

- тормоза - $I_т = 0{,}043\ I_{дв}$, кг м^2;

- бортовой передачи - $I_{бп} = 0{,}014\ I_{дв}$, кг м^2;

- ведущего колеса с гусеничной лентой - $I_з = 0{,}007\ I_{дв}$, кг м^2.

При вынужденных колебаниях элементов электромеханической системы ходового механизма карьерного экскаватора с трением влияние последнего сказывается не только на затухании собственных колебаний, но и на изменении характера установившихся колебаний систем [34,43,70,71,72,]. Влияние трения становится заметным при резонансных явлениях [74], поскольку оно ограничивает амплитуду колебания масс до некоторой конечной величины.

Коэффициент жесткости 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.

$$K_i = \frac{\pi G_{сд}}{32} \cdot \frac{D_{imax}^4 - D_{imin}^4}{l_i},\ \text{Нм/рад}, \qquad (3.3)$$

где: $G_{c\partial}$ – модуль сдвига, Н/м^2, равный:

$$G_{c\partial} = \frac{E_c}{2(1+\nu_П)},\ \text{Н/м}^2 \qquad (3.4)$$

здесь: E_C – модуль упругости материала стального элемента трансмиссии, $E_C = 2{,}1\cdot10^{11}$ Н/м^2 [75];

$\nu_П$ – коэффициент Пуассона, равный для стали $\nu_П = 0{,}3$ Н/м^2 [75].

Определение суммарной жесткости механической трансмиссий – K_Σ привода ходового механизма карьерного экскаватора, приведенной к валу двигателя ходового механизма карьерного экскаватора, осуществлялась с учетом передаточных отношений – i_i ее элементов (без учета потерь на трение) посредством определения ее податливости по формуле:

$$\frac{1}{K_\Sigma} = \sum_i^n \frac{1}{K_i},\ \text{рад/Нм}, \qquad (3.5)$$

откуда $$K_\Sigma = 1/\sum_i^n \frac{1}{K_i},\ \text{Нм/рад}, \qquad (3.6)$$

Приведение коэффициентов жесткости ответвлений, кинематической схемы (см. рис.3.1) включающей n последовательно и n^* параллельно соединённых элементов к валу приводного электродвигателя, выполняется из условия равенства потенциальной энергии эквивалентной и действительной систем.

Блок - схема приведения жесткостей элементов, кинематической схемы (см. рис.3.1) к валу приводного электродвигателя постоянного тока ДПЭ -52 привода ходовой тележки карьерного экскаватора показана на рисунке 3.4.

Из рисунка 3.4 следует, что суммирование приведенных к валу электродвигателя привода жесткостей параллельно соединённых элементов осуществляется их суммированием, а последовательно соединённых элементов суммированием их податливостей.

И приведенный к валу электродвигателя привода ходового механизма карьерного экскаватора коэффициент жесткости j – го элемента трансмиссии будет составлять величину:

$$K_{\text{пр}i} = \sum_{j=1}^n K_j i_j^{-2},\ \text{Нм/рад}, \qquad (3.7)$$

где: i_j – передаточное отношение элемента трансмиссии к валу электродвигателя;

n – число элементов трансмиссии привода, ед.

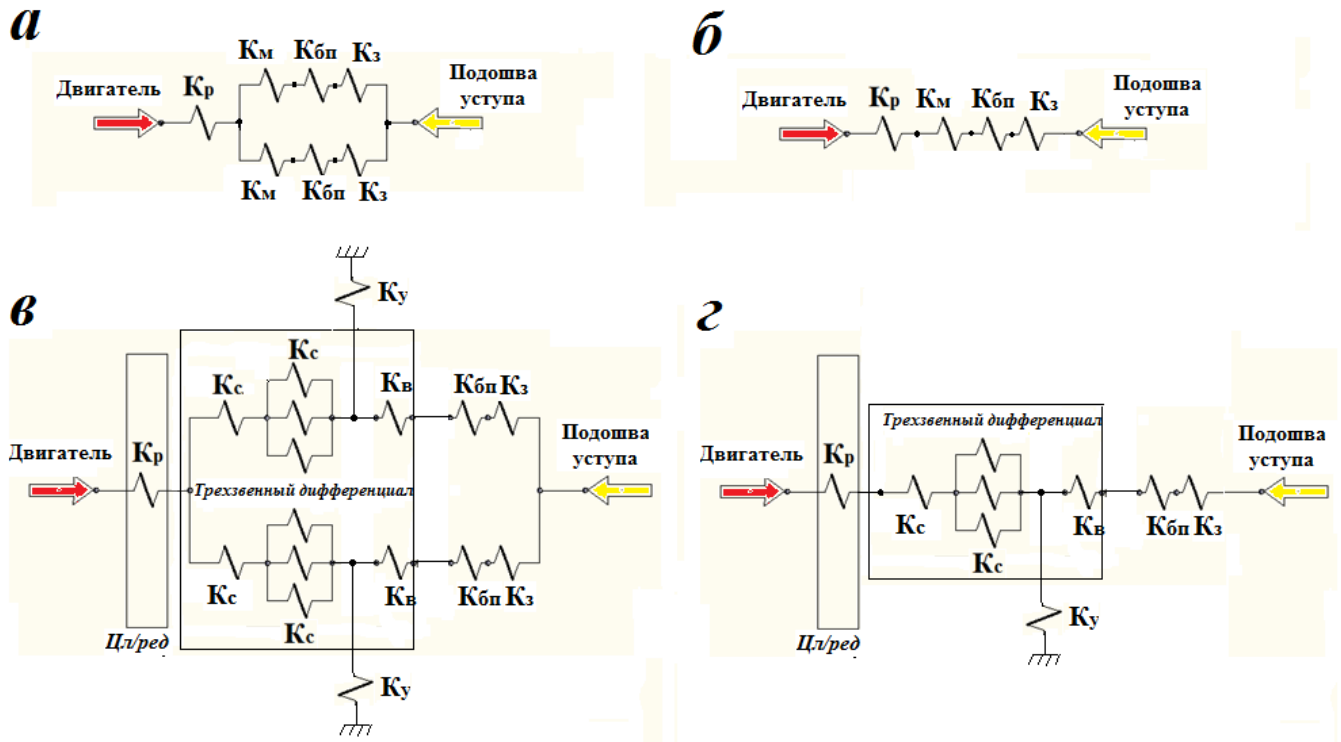


Рисунок - 3.4 Блок - схема приведения жесткостей элементов трансмиссии к валу приводного электродвигателя: $К_р$ $i_р$, $К_с$ $i_{ск}$, $К_с$ $i_с$, $К_э$ $i_э$, $К_в$ $i_в$, $К_у$, $К_{бп}$ $i_{бп}$, $К_з$ $i_з$ – жесткость и передаточные отношение цилиндрического редуктора; солнечного колеса, сателлита, эпицикла, водила дифференциала; бортовой передачи и ведущего колеса с гусеничной лентой, соответственно

- с **упругим элементом**, включающим две параллельно установленные винтовые пружины (наружная с диаметром проволоки 42 мм, внутренняя с диаметром проволоки 32 мм, номинальное осевое усилие на сжатие 84 кН);

- с **демпфирующим элементом**, включающим четыре параллельно установленных гидравлических амортизаторов передней подвески автомобиля КрАЗ (с коэффициентом демпфирования $\mu_a = 2{,}87 \cdot 10^4$ Нс каждый).

Конструкция упругодемпфирующего элемента показана на рисунке 3.5. Его конструкцией обеспечивается работа пружин на сжатие вне зависимости от направления реактивного усилия при удлинении (укорочении) на величину хода 90мм.

Линейная жёсткость УДЭ - $C_у$, определяется из условия:

$$C_{\text{у}} = \frac{F_{\text{о}}}{x_{max}}, \text{ Н/м} \quad (3.7)$$

где $F_{\text{о}}$ – номинальное осевое усилие на сжатие, Н, $F_o = 83{,}8 \cdot 10^3$, Н;

x_{max} – максимальная осадка (ход) упругого элемента УДЭ, м, $x_{max} = 0{,}09$ м

Линейная жёсткость одного УДЭ составить величину $C_{\text{у}} = 0{,}931 \cdot 10^6$ Н/м.

Суммарная приведенная жесткость – K_Σ трансмиссии инновационной схемы (см. рис. 3.1) привода ходового механизма карьерного экскаватора определится из известного нижеследующего уравнения:

$$K_\Sigma = \frac{K_T C_{\text{у}} r_1^2}{K_T + C_{\text{у}} r_1^2}, \text{ Нм/рад} \quad (3.8)$$

где: K_T– приведенная крутильная жесткость трансмиссии (зубчатых передач редуктора и его валов без учета податливости УДУ) привода ходового механизма карьерного экскаватора, Нм/рад;

r_1 – длина плеча колебания УДЭ, м, $r_1 = 0{,}68$ м (см. рис. 3.1).

В свою очередь расчёты по выше приведенным зависимостям (3.3), (3.6) и (3.7) податливостей элементов трансмиссии ходового механизма карьерного экскаватора с учетом блок – схемы (см. рис. 3.4) показали, что приведенные к валу электродвигателя податливости ее элементов – $1/K_i$ дали, ниже следующие величины суммарной жесткости механической трансмиссий – K_T для:

- конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»:

• перемещение ходовой тележки вперед/назад - $K_{T\text{у}1} = 2{,}52 \cdot 10^6$ Нм/рад;

• поворот ходовой тележки вправо/влево - $K_{T\text{у}2} = 2{,}09 \cdot 10^6$ Нм/рад;

- инновационной конструкции (без учета податливости УДУ):

• перемещение ходовой тележки вперед/назад - $K_{T1} = 2{,}83 \cdot 10^6$ Нм/рад;

• поворот ходовой тележки вправо/влево - $K_{T2} = 2{,}18 \cdot 10^6$ Нм/рад.

Суммарная приведенная жесткость – K_Σ трансмиссии инновационной схемы (см. рис. 3.1) привода ходового механизма карьерного экскаватора определится из выражения (3.8) с учетом:

- двух параллельно работающих УДЭ (перемещение ходовой тележки вперед/назад)

$$K_{\Sigma 1} = \frac{K_{T1} C_y r_1}{0{,}5 arctg\left(\frac{x_{max}}{r_1}\right) K_{T1} + C_y r_1} = 2{,}194 \cdot 10^6, \text{ Нм/рад} \quad (3.9)$$

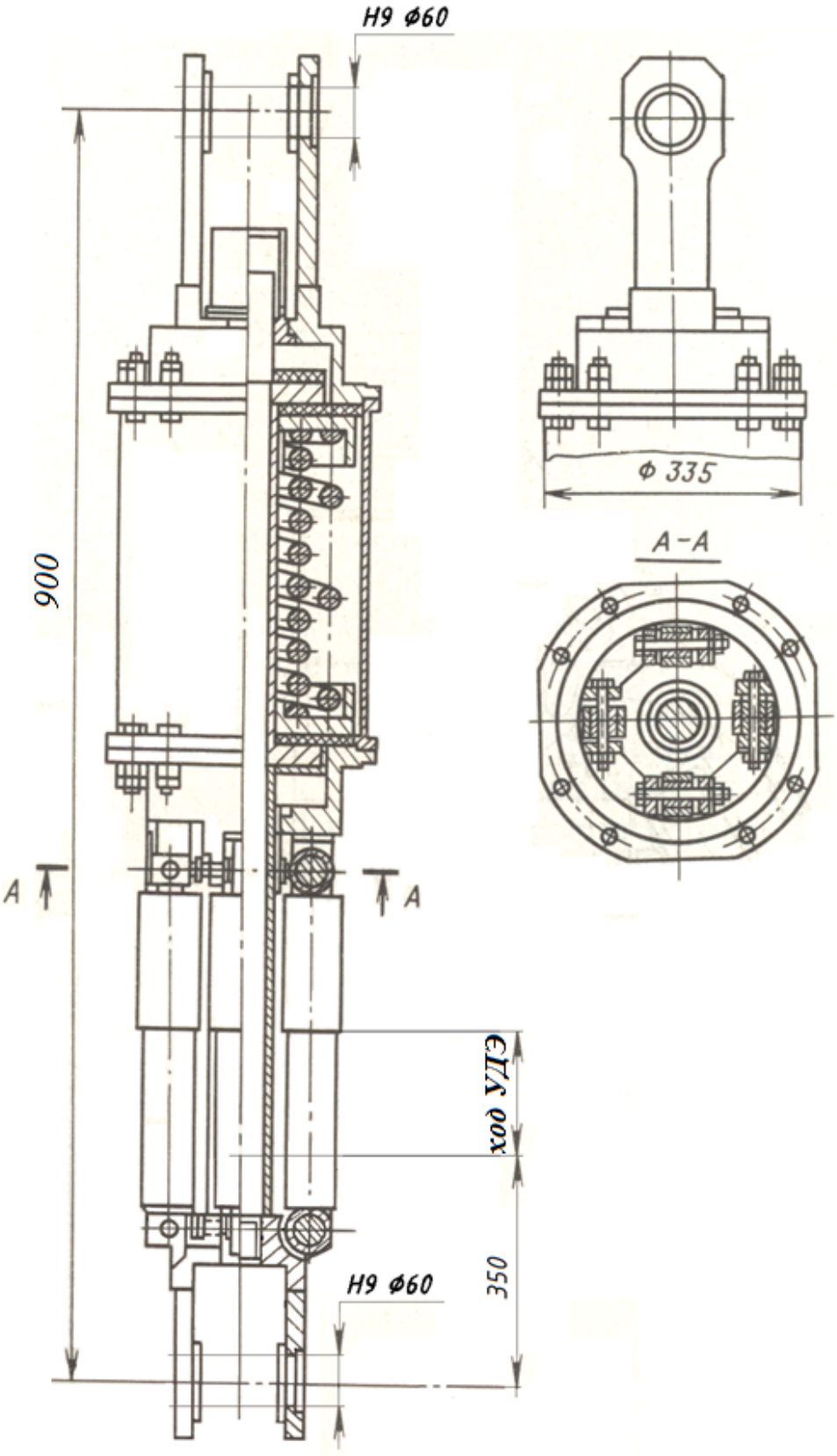


Рисунок 3.5 – Упругодемпфирующий элемент реактивного звена (эпицикла) дифференциала
- одного работающего УДЭ (поворот ходовой тележки вправо/влево)

$$K_{\Sigma 2} = \frac{K_{T2} C_y r_1}{arctg\left(\frac{x_{max}}{r_1}\right) K_{T2} + C_y r_1} = 1{,}506 \cdot 10^6, \text{ Нм/рад} \quad (3.10)$$

Выполненные расчеты свидетельствует, что применение УДЭ в трансмиссии ходовой тележки экскаватора снижают её крутильную жесткость:

• при перемещении ходовой тележки вперед/назад - в 1,15 раза;

• при повороте ходовой тележки вправо/влево - в 1,4 раза.

В свою очередь коэффициент демпфирования трансмиссии привода ходового механизма [78] составляет:

$$\mu_т = \sum_{i=1}^{k} \frac{M_{тр\,i}}{\omega_i R_i^2}, \text{ Нмс/ рад} \quad (3.11)$$

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

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

$M_{тр\,i}$ – момент, затраченный на трение i - ым элементом трансмиссии привода, Нм, определяемый потерями:

- в эвольвентном прямозубом зацеплении зубчатых передач трансмиссии:

$$M_{тр\,з} = (1 - \eta_з^n) \cdot M_з, \text{ Нм} \quad (3.12)$$

- в подшипниках крепления валов зубчатых передач трансмиссии:

$$M_{тр\,п} = (1 - \eta_в^{2(n+1)}) M_п, \text{ Нм} \quad (3.13)$$

где $\eta_з, \eta_в$ – КПД прямозубой передачи и подшипника крепления её вала, соответственно;

n – число ступеней редукции, ед;

$M_{тр\,з}$, $M_{тр\,п}$ – момент затраченный на трение в прямозубой передаче и в подшипниках крепления валов трансмиссии, соответственно, Нм;

$M_з$, $M_п$ – момент сил, действующих в прямозубом зацеплении передачи и в подшипниках крепления валов трансмиссии, соответственно, Нм.

Расчёты, выполненные нами по зависимостям (3.10), (3.11) и (3.12) показали, что коэффициент демпфирования трансмиссии ходовой тележки экскаватора конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» составляет величину $\mu_{ту} = 22{,}8 \cdot 10^4$Нмс/ рад, а инновационной конструкции трансмиссии с учетом демпфирования УДЭ составит:

$$\mu_{\text{т}} = \frac{4\mu_a}{arctg\left(\frac{x_{max}}{r_1}\right)} = 88{,}3 \cdot 10^4, \text{ Нмс/ рад} \qquad (3.14)$$

3.3 Математическая модель электромеханической системы привода (уравнения движения) ходового механизма карьерного экскаватора

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 [34]**;** д-р техн. наук Ю.Д. Красникова - ИГД им. А.А. Скочинского [71]; д-р техн. наук Н.Г. Домбровского**,** д-р техн. наук Д.П. Волкова**,** канд. техн. наук В.И. Черкасова **-** МИСИ [79, 57, 82, 26, 83]**;** д-р техн. наук В.М. Владимирова, канд. техн. наук В.В. Гужовского **-** УкрНИИПроект [80]; д-р техн. наук Ю.А. Ветрова - КИСИ [81].

Так же эта 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.

Опыт исследования динамических процессов в упругих системах приводов рабочего оборудования и трансмиссий горных машин [35, 57, 25, 71] 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) привода ходового

механизма экскаватора на много больше жесткости, упругодемпфирующего элемента (УДЭ) вводимого в электромеханическую систему карьерного экскаватора [82, 26, 71, 45, 73].

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 [44].

Для уменьшения ошибки моделирования динамических систем ходового механизма без упругодемпфирующего элемента (конструкция производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД») и с ним (предлагаемая конструкция ходового механизма) их модели должны быть аутентичны.

Для решения задач динамики, в частности исследования колебаний элементов привода ходового механизма, необходимо схематизировать и физические явления, происходящие в элементах его трансмиссии. 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 приводном электродвигателе постоянного тока.

С учетом результатов выполненных ранее исследований [84, 73, 85, 86, 87, 88], в которых установлено отсутствие инфронизкочастотных резонансных колебаний гусеничного движителя экскаватора на подошве уступа, модель двух массной динамической системы привода ходового механизма с обобщёнными координатами – $\boldsymbol{\varphi_{\partial}}$, $\boldsymbol{\varphi_{\text{зв}}}$ можно представить в виде, показанном на рисунке 3.6.

Что касается упруго демпфирующей связи (крутильной жёсткости - $\mathrm{C}_{\partial}r$ и коэффициента демпфирования - μ_{∂}) между ротором и статором электродвигателя привода ходовой тележки экскаватора, то тут следует отметить, что для электродвигателя постоянного тока податливость между ротором и электрической

сетью равна бесконечности [69].

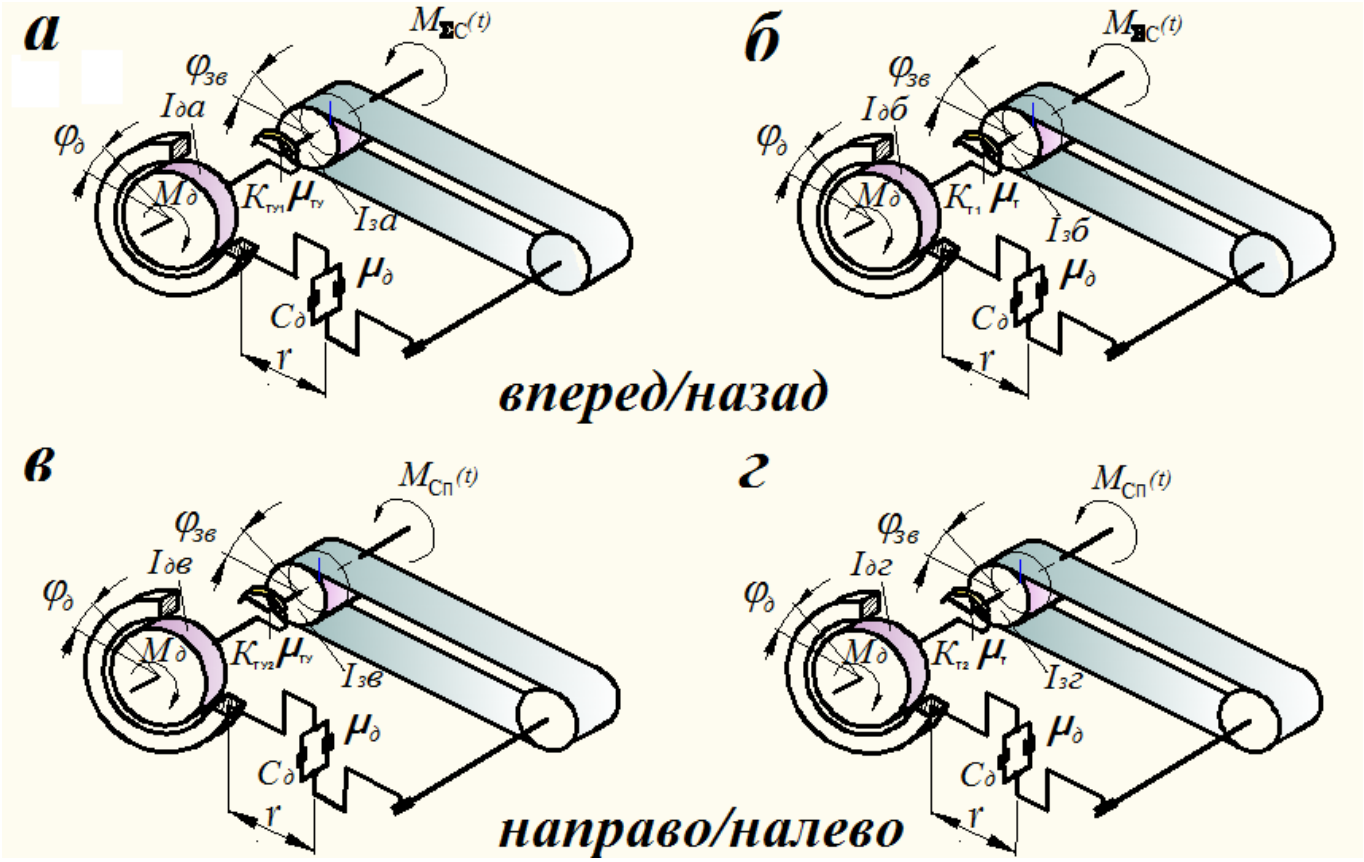


Рисунок 3.6 – Двух массная динамическая модель привода ходового механизма экскаватора конструкции: *а, в* - ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»; *б, г* - инновационной конструкции. C_∂, μ_∂ – жесткость и коэффициент демпфирования системы «ротор электродвигателя – электрическая сеть», соответственно; I_∂ – динамический момент инерции ротора электродвигателя, *кг* м^2; M_∂- движущий момент электродвигателя; $I_з$ – динамический момент инерции приводного зубчатого колеса и трансмиссии привода приведенный к валу электродвигателя, *кг* м^2; K_T, μ_T - крутильная жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии привода приведенные к валу электродвигателя; момент сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса бортовой передачи: $M_{\Sigma C}(t)$ - при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа; $M_{\text{сп}}(t)$- забегающей гусеничной ленты.

То есть статор электродвигателя можно отнести в заделку и рассматривать колебания элементов динамической системы привода ходовой тележки относительно вала ротора приводного электродвигателя.

Далее в соответствии с результатами, полученными в работах [89, 90, 91], номинальное скольжение – S_∂ электродвигателей постоянного тока определяется по формуле:

$$S_{\partial} = \frac{\omega_C - \dot{\varphi}_{\partial}}{\omega_C} = \nu_{\text{у}}\left[M_{\partial}(t) + T_{\partial}\dot{M}_{\partial}\right] \quad (3.15)$$

где: ω_C – скорость вращения электродвигателя постоянного тока при нулевой нагрузке, рад/с;

T_{∂} – постоянная времени, с, T_{∂} = 2 секунды [90];

$\nu_{\text{у}}$ – условный коэффициент крутизны статической механической характеристики электродвигателя постоянного тока, 1/Нм,:

Решая уравнение (3.15) относительно движущего момента электродвигателя – $M_{\partial}\,(t)$, Нм привода ходовой тележки экскаватора имеем:

$$M_{\partial}(t) = \frac{\omega_C - \dot{\varphi}_{\partial}}{\nu_{\text{у}}\omega_C} - T_{\partial}\dot{M}_{\partial}, \text{ Нм} \quad (3.16)$$

Учитывая изложенное, выше на основе уравнений Лагранжа второго рода [74] получим математическую модель электромеханической системы - уравнения движения элементов двух массной динамической модели привода:

- при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа вперед/назад (см. рис. 3.6 *а, б*)

$$\frac{d}{dt}\left[\frac{\partial T(\varphi)}{\partial \varphi_i}\right] + \frac{\partial \Pi(\varphi)}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi(\varphi)}{\partial \dot{\varphi}_i} = M_{\partial}(t) - M_{\Sigma C}(t) \quad (3.17)$$

- при повороте ходовой тележки экскаватора вправо/влево (см. рис. 3.6 *в, г*)

$$\frac{d}{dt}\left[\frac{\partial T(\varphi)}{\partial \varphi_i}\right] + \frac{\partial \Pi(\varphi)}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi(\varphi)}{\partial \dot{\varphi}_i} = M_{\partial}(t) - M_{C\Pi}(t) \quad (3.18)$$

где $T(\varphi)$ - кинетическая энергия электромеханической колебательной системы привода ходовой тележки экскаватора, Нм определяемая по зависимости:

$$T(\varphi) = 0{,}5\left(I_{\partial}\dot{\varphi_{\partial}}^{2} + I_{\text{з}}\dot{\varphi_{\text{зв}}}^{2}\right), \text{ Нм ;} \quad (3.19)$$

$\Pi(\varphi)$ - потенциальная энергия электромеханической колебательной системы привода ходовой тележки экскаватора, Нм определяемая по зависимости:

$$\Pi(\varphi) = 0{,}5K_{\text{т}}(\varphi_{\partial} - \varphi_{\text{зв}})^2, \text{ Нм} \quad (3.20)$$

здесь $K_{\text{т}}$ – суммарная крутильная жёсткость трансмиссии привода ходовой тележки экскаватора, Нм/рад;

$\Phi(\varphi)$ – диссипативная функция Релея электромеханической колебательной системы привода ходовой тележки экскаватора, Нм/с определяемая по зависимости:

$$\Phi(\varphi) = 0{,}5\mu_{\text{т}}(\dot{\varphi}_{\partial} - \dot{\varphi}_{\text{зв}})^2, \text{ Нм/с} \qquad (3.21)$$

здесь $\mu_{\text{т}}$ – приведенный к валу электродвигателя коэффициент демпфирования трансмиссии привода ходовой тележки экскаватора, Нмс/ рад;

$M_{\Sigma C}(t), M_{C\text{П}}(t)$ - момент сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса бортовой передачи при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа и при её повороте, соответственно, Нм.

Выполняя процедуру (3.17) с учётом зависимостей (3.19), (3.20) и (3.21) после соответствующих алгебраических преобразований получим уравнения движения элементов электромеханической системы привода ходовой тележки экскаватора:

- при перемещении по подошве уступа вперед/назад

$$I_{\partial}\ddot{\varphi}_{\partial} + I_{\text{з}}\ddot{\varphi}_{\text{зв}} + \mu_{\text{т}}(\dot{\varphi}_{\partial} - \dot{\varphi}_{\text{зв}}) + K_{\text{т}}(\varphi_{\partial} - \varphi_{\text{зв}}) = M_{\partial}(t) - M_{\Sigma C}(t) \qquad (3.22)$$

- при повороте вправо/влево

$$I_{\partial}\ddot{\varphi}_{\partial} + I_{\text{з}}\ddot{\varphi}_{\text{зв}} + \mu_{\text{т}}(\dot{\varphi}_{\partial} - \dot{\varphi}_{\text{зв}}) + K_{\text{т}}(\varphi_{\partial} - \varphi_{\text{зв}}) = M_{\partial}(t) - M_{C\text{П}}(t) \qquad (3.23)$$

Уравнения (3.22) и (3.23) в соответствии с ранее установленными инерциальными, жесткостными и демпфирующими параметрами трансмиссии схемы ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и инновационной схемы ходового механизма с учетом результатов (2.56), (2.61) и (3.16) после соответствующих алгебраических преобразований принимают вид:

при перемещении ходовой тележки вперед/назад по подошве уступа:

- с приводом конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\partial} + 8\cdot10^{-3}\ddot{\varphi}_{зв} + 2\cdot10^{2}\left(\dot{\varphi}_{\partial} - \dot{\varphi}_{зв}\right) + 2{,}28\cdot10^{3}\left(\varphi_{\partial} - \varphi_{зв}\right) = 0{,}89\cdot10^{-3}\left[M_{\partial}(t) - M_{\Sigma C}(t)\right]; \\ M_{\partial}(t) = \left(\omega_{C} - \dot{\varphi}_{\partial}\right)/\nu_{y}\omega_{C} - T_{\partial}\dot{M}_{\partial}; \\ M_{\Sigma C}(t) = \left[fG_{э}\left(1 \pm \sin\varphi\right) + p^{2}{}_{\max}b_{гл}/p_{o}\right]\Delta h\cos\omega_{Д}t; \end{cases} \qquad (3.24)$$

- с инновационным приводом

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\partial} + 10^{-2}\ddot{\varphi}_{зв} + 8{,}6\left(\dot{\varphi}_{\partial} - \dot{\varphi}_{зв}\right) + 2{,}2\left(\varphi_{\partial} - \varphi_{зв}\right) = 0{,}95 \cdot 10^{-3}\left[M_{\partial}(t) - M_{\Sigma C}(t)\right]; \\ M_{\partial}(t) = \left(\omega_C - \dot{\varphi}_{\partial}\right)/\nu_y\omega_C - T_{\partial}\dot{M}_{\partial}; \\ M_{\Sigma C}(t) = \left[fG_э\left(1 \pm \sin\varphi\right) + p^2{}_{\max} b_{гл} / p_o\right]\Delta h \cos\omega_Д t; Нм \end{cases} \quad (3.25)$$

при повороте ходовой тележки вправо/влево:

- с приводом конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\partial} + 4{,}8 \cdot 10^{-3}\ddot{\varphi}_{зв} + 2{,}4 \cdot 10^{2}\left(\dot{\varphi}_{\partial} - \dot{\varphi}_{зв}\right) + 2{,}2 \cdot 10^{3}\left(\varphi_{\partial} - \varphi_{зв}\right) = 1{,}059 \cdot 10^{-3}\left[M_{\partial}(t) - M_{СП}(t)\right]; \\ M_{\partial}(t) = \left(\omega_C - \dot{\varphi}_{\partial}\right)/\nu_y\omega_C - T_{\partial}\dot{M}_{\partial}; Нм \\ M_{СП}(t) = \mu\left(G_э LD/16B\right)k_м \Delta h \cos\omega_Д t; Нм \end{cases} \quad (3.26)$$

с инновационным приводом

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\partial} + 0{,}5 \cdot 10^{-2}\ddot{\varphi}_{зв} + 84{,}6 \cdot 10^{2}\left(\dot{\varphi}_{\partial} - \dot{\varphi}_{зв}\right) + 20{,}9 \cdot 10^{2}\left(\varphi_{\partial} - \varphi_{зв}\right) = 0{,}94 \cdot 10^{-3}\left[M_{\partial}(t) - M_{СП}(t)\right]; \\ M_{\partial}(t) = \left(\omega_C - \dot{\varphi}_{\partial}\right)/\nu_y\omega_C - T_{\partial}\dot{M}_{\partial}; Нм \\ M_{СП}(t) = \mu\left(G_э LD/16B\right)k_м \Delta h \cos\omega_Д t; Нм \end{cases} \quad (3.27)$$

Анализ систем уравнений (3.24), (3.25), (3.26) и (3.27) двух массной модели привода свидетельствует, что эти уравнения движения элементов ходового механизма карьерного экскаватора представляют собой системы однородных дифференциальных уравнений третьего порядка.

3.3.1 Моделирование динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора

При вынужденных колебаниях элементов системы привода ходового 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, определяемый как амплитудо - частотная характеристика (АЧХ) её электромеханической системы,

который в соответствии с полученными результатами в работах [71, 91] с учетом полученных раннее результатов (1.12), (1.13) и (2.8) имеет вид:

$$k_{\partial}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}}) = k_{\text{д1}}[1 + \text{АЧХ}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}})] \quad (3.28)$$

где $\text{АЧХ}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}})$ – амплитудо-частотная характеристика динамической системы привода ходового механизма экскаватора по обобщённой координате φ_{∂} в функции отношения вынужденной - $\omega_{\text{в}}$ и собственной - $\omega_{\text{с}}$ частот колебаний;

$k_{\text{д1}}$ - коэффициента динамичности гусеничной ленты, у карьерного экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» $k_{\text{д1}} = 1{,}16$

Интегрирование уравнений (3.24), (3.25), (3.26) и (3.27) при установившемся движении динамической системы (см. рис. 3.6) было выполнено методом Рунге – Кутта по алгоритму, разработанному кандидатом технических наук С.В. Соловьевым на кафедре Горные машины 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 ходового механизма экскаватора по амплитуде не более 5 %, а по частоте не более 0,3 % при нижеследующих:

• ***начальных условиях*: $\ddot{\varphi}_{\partial} = \dot{\varphi}_{\partial} = 0$; $\omega_{\text{С}} = 125{,}6$ рад/с;**

• ***константах***: - условном коэффициенте крутизны статической характеристики электродвигателя постоянного тока – $\nu_{\text{у}} = 0{,}7 \cdot 10^{-6}$ 1/Нм; - постоянной времени – $T_{\partial} = 2$ с; динамическом моменте инерции ротора приводного электродвигателя – $I_{\text{д}}$ =750 *кг* м^2, приведенных к валу электродвигателя:

- динамических моментах инерции цилиндрических редукторов ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и инновационной конструкции - $I_{\text{ру}}$ =156,75, *кг* м^2, $I_{\text{ри}}$ = 130,5, *кг* м^2, соответственно, дифференциала - $I_{\text{д}}$ = 54,01 *кг* м^2, тормоза дифференциала - $I_{\text{т}}$ = 32,25 *кг* м^2, бортовой передачи - $I_{\text{бп}}$ = 9,0 *кг* м^2, ведущего зубчатого колеса с гусеничной лентой - $I_{\text{з}}$ = 4,5 *кг* м^2;

- крутильных жесткостей трансмиссии при перемещении ходовой тележки вперед/назад $K_{TУ1}$ = 2,52·10^6 Нм/рад, K_{T1} = 2,83·10^6 Нм/рад ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и инновационной конструкции, соответственно; при перемещении вправо/влево $K_{TУ2}$ = 2,09·10^6 Нм/рад, K_{T2} = 2,18·10^6 Нм/рад ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и инновационной конструкции, соответственно;

- коэффициенте демпфирования трансмиссии привода ходовой тележки экскаватора $\mu_{\text{ту}} = 22{,}8 \cdot 10^4$Нмс/ рад, $\mu_{\text{т}} = 88{,}3 \cdot 10^4$Нмс/ рад ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и инновационной конструкции, соответственно;

коэффициенте сопротивления перекатыванию экскаватора - f = 0,05; весе экскаватора – $G_{\text{э}} = 19600$ Н; наибольшем угле уклона экскаватора на подъеме (спуске) – $\varphi = 0$; максимальном давлении под гусеничными лентами - $\text{p}_{max} = 0{,}03 \cdot 10^6$ Н/м^3; коэффициенте сопротивления смятию грунта – $\text{p}_{\text{o}} = 0{,}04\ 10^6$ Н/м^3; ширина гусеничной лены - $b_{\text{гл}} = 0{,}9$ м; относительной амплитуде гипсометрии подошвы уступа - $\Delta h = 0{,}325$; коэффициенте сопротивления повороту – μ = 0,62, [52]; длине прямолинейного участка гусеничной ленты - L = 6,08 м; наружном диаметре ведущего зубчатого колеса - D = 0,85 м, расстоянии между продольными осями гусеничных лент ходовой тележки – B = 5,2 м; коэффициенте сопротивления повороту – $k_{\text{м}}$ = 0,92;

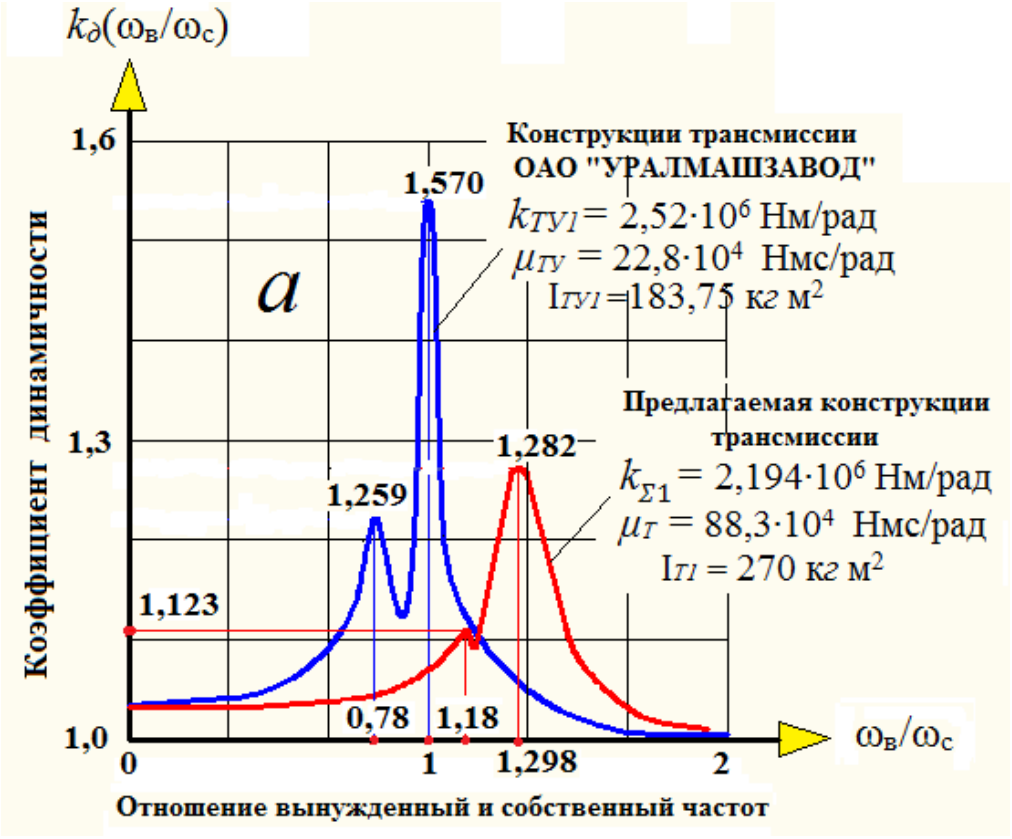
• ***вариативном параметре:*** отношении вынужденной – $\omega_{\text{в}}$ к собственной частоте - $\omega_{\text{с}}$ колебаний обобщённой координаты - φ_{∂} в диапазоне $0 \le \omega_{\text{в}}/\omega_c \le 2{,}0$.

Результаты моделирования коэффициентов динамичности – $k_{\partial}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}})$ в функции отношения вынужденных и собственных частот колебаний нагрузки – $\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}}$ электромеханических систем привода ходовой тележки конструкций ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и предлагаемой нами при её перемещении вперед/назад по подошве уступа и повороте вправо/влево приведены на рисунке 3.7.

Анализ зависимостей, приведенных на рисунке 3.7, свидетельствует, что:

- электромеханическая система привода ходового механизма с предлагаемой нами конструкцией трансмиссии позволила ***сместить координаты резонансной зоны*** колебаний ротора приводного электродвигателя и ведущего колеса с гусеничной

лентой в сторону больших значений отношения вынужденной и собственной частот. Изменение собственных частот колебаний ротора приводного электродвигателя и ведущего колеса с гусеничной лентой позволило снизить коэффициент динамичности:



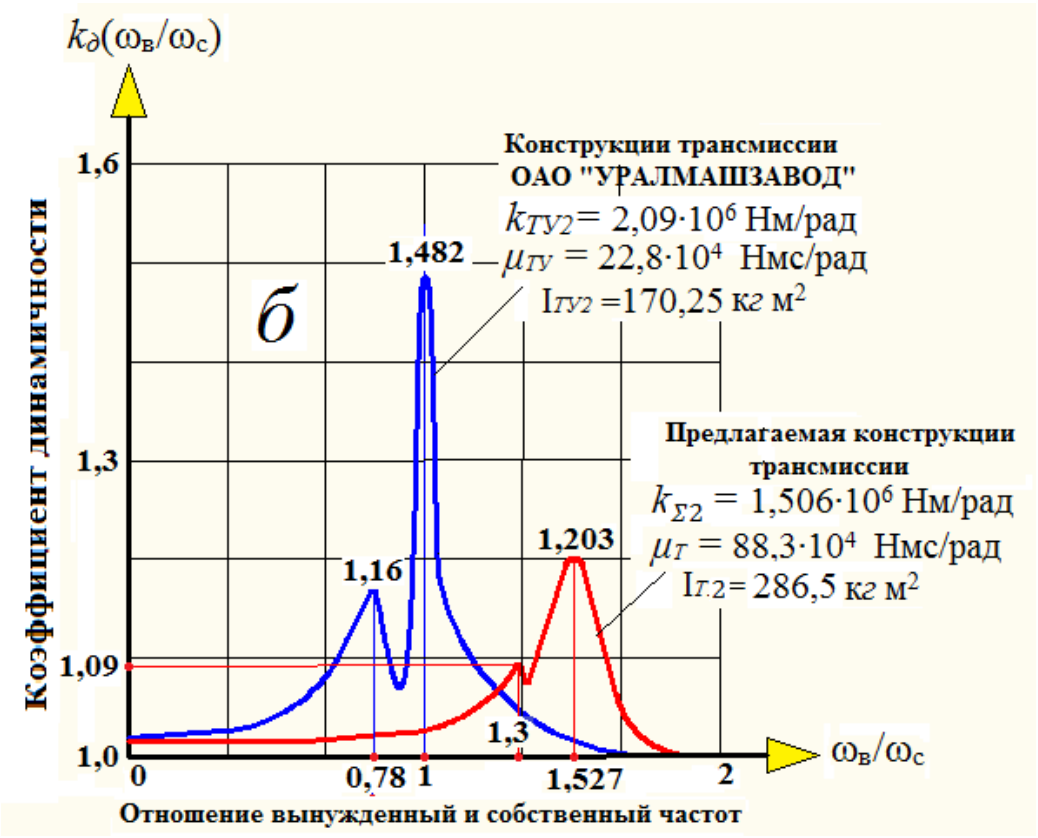


Рисунок 3.7 – Зависимость коэффициента динамичности - $k_д(\omega_в/\omega_с)$ электромеханической системы привода ходовой тележки экскаватора от отношения вынужденных и собственных частот при: *а* - перемещении ходовой тележки по подошве уступа вперед/назад; *б* - её повороте вправо/влево

- при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа ***вперед/назад*** с 1,57 до 1,282 и с 1,259 до 1,123 (см. рис. 3.7 *а*) соответственно;

- при её ***повороте вправо/влево*** с 1,482 до 1,203 и с 1,16 до 1,09 (см. рис. 3.7 *б*), соответственно ***за счёт снижения*** крутильной жесткости трансмиссии при одновременном увеличении её динамического момента инерции и коэффициента демпфирования, по сравнению с трансмиссии конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД».

В свою очередь в соответствии с усталостной теорией износа, особенно для его видов: упругий и пластический контакты; микро резание характерных для эвольвентных зубчатых зацеплении трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора мощность работы трения по М. М. Хрущову пропорциональна давлению - P_y на поверхности трения

$$N_{\text{т}} = V_{\text{т}} P_y^m, \text{ Вт} \quad (3.29)$$

где $V_{\text{т}}$ – линейная скорость трущихся поверхностей, м/с;

m – показатель степени давления - P_y, $1 < m < 3$, для приработанных поверхностей $m \approx 1$ [92].

При расчетах долговечности трансмиссии привода ходового механизма экскаватора можно принять линейную зависимость между временем изнашивания до предельного состояния - T_R сопряжений и мощностью трения [92].

Это обстоятельство с учетом (3.29) позволяет нам записать уравнение равенства работ - A_i до предельного состояния сопряжений трансмиссии ходового механизма:

$$V_{\text{тУ}} k_{\partial\text{У}}(\frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{с}}} = 1) P_{y\text{У}} T_{R\text{У}} = V_{\text{тИ}} k_{\partial\text{И}}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}}) P_{y\text{И}} T_{R\text{И}} = const \quad (3.30)$$

где $T_{R\text{У}}, T_{R\text{И}}$ – ресурс трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора до предельного состояния сопряжений её зубчатых пар конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и инновационной конструкции, соответственно, машино-часов.

Решая равенство (3.30) относительно отношения ресурсов трансмиссии привода ходового механизма инновационной конструкции и конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» получаем:

$$T_{R\text{И}}/T_{R\text{У}} = \frac{k_{\partial\text{У}}\left(\frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{с}}}=1\right)}{k_{\partial\text{И}}\left(\frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{с}}}\right)} \quad (3.31)$$

Далее подставляя в уравнение (3.31) значения полученных нами выше значений коэффициентов динамичности имеем отношения ресурсов трансмиссии привода ходового механизма: - при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа ***вперед/назад*** - $(T_{R\text{И}}/T_{R\text{У}})_{\text{в/н}} = 1{,}226$, (3.32); - при её ***повороте вправо/влево*** - $(T_{R\text{И}}/T_{R\text{У}})_{\text{в/в}} = 1{,}232$, (3.33).

Средне взвешенное значение - $T_{R\text{И}}/T_{R\text{У}}$ отношения ресурсов работы до придельного состояния трансмиссии привода ходового механизма инновационной конструкции и конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» с учетом результатов, полученных профессором Н.Г. Домбровским в работе [93] составит:

$$T_{RИ}/T_{RУ} = 0{,}88(T_{RИ}/T_{RУ})_{в/н} + 0{,}12(T_{RИ}/T_{RУ})_{в/в} = 1{,}225 \qquad (3.34)$$

То есть, ресурс работы до придельного состояния трансмиссии привода ходового механизма инновационной конструкции по сравнению с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» на 22,5 % выше.

Далее для уяснения влияния коэффициента динамичности - k_{∂} на скорость передвижения ходовой тележки экскаватора при её движении по подошве уступа с большой гипсометрией (на коэффициент - $k_{\text{г}}(k_{\partial})$ учитывающий уменьшение скорости хода за счет гипсометрии подошвы уступа) и, в конечном счете, на забойную производительность карьерного экскаватора - $П$ определяемой уравнением (1.22) нами установлена зависимость коэффициента - $k_{\text{г}}(k_{\partial})$ учитывающего уменьшение скорости передвижения ходовой тележки экскаватора за счет гипсометрии подошвы уступа от коэффициента динамичности ***характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров*** электромеханической системы привода:

$$k_{\text{г}}(k_{\partial}) = k_{\text{у}}/[2 + k_{\partial}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}})], \qquad (3.35)$$

Подставляя результат (3.35) в уравнение (1.22) получим многопараметрическую математическую модель уровня технической производительности карьерного экскаватора ЭКГ-5А в функции коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки

$$П = \frac{1.8\cdot 10^3 E k_н}{\left[\frac{2T_{цп}}{3k_m}\left(1-\frac{1}{\pi}\arccos\frac{a_2+c_2}{R_1}\right)+E\frac{2+k_{\partial}(\omega_в/\omega_c)}{a_1 h k_y^2 V_x\cos\varphi_o}\right]k_p}, \text{ м}^3/\text{час} \qquad (3.36)$$

Моделирование зависимости (3.36) выполненное с использованием пакета прикладной программы Math CAD позволило установить числовые значения технической производительности карьерного экскаватора ЭКГ-5А в зависимости от изменения коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходового тележки (см. рис. 3.8) при ниже следующих:

• ***константах***: - геометрической вместимости ковша E = 5,2 м^3; - коэффициенте его наполнения $k_н$ =1,0; - коэффициенте разрыхления породы в ковше k_p= 1,35; –

продолжительности цикла работы экскаватора при его повороте на паспортный угол $\varphi_n \leq \pi/2$, - $T_{цп}$ = 23 с; - расстоянии от оси хода экскаватора до нижней бровки экскаваторной внутренней заходки a_1 = 9,3 м; - расстоянии от оси хода экскаватора до нижней внешней бровки экскаваторной заходки a_2 = 4,7 м; - расстоянии от оси автодороги до нижней бровки навала горной массы после взрыва c_2 = 3,5 м; - наибольшем радиусе разгрузки R_1 = 12,65 м; - высоте уступа - h = 10 м; - паспортной скорости движения экскаватора V_x = 0,15 км/час; - коэффициенте управления, учитывающего квалификацию машиниста $k_y = 0{,}8$; - угле естественного откоса навала $\varphi_o = 45^0$; - коэффициенте учитывающего готовность транспортной системы - k_m = 0,3;

• ***вариативном параметре:*** коэффициенте - $k_\partial(\omega_в/\omega_с)$ динамичности электромеханической системы привода его ходового тележки в диапазоне от 1,2 до 1,6.

Анализ результатов моделирования забойной производительности экскаватора ЭКГ-5А в функции коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки (см. рис. 3.8) с учетом результатов (3.34)

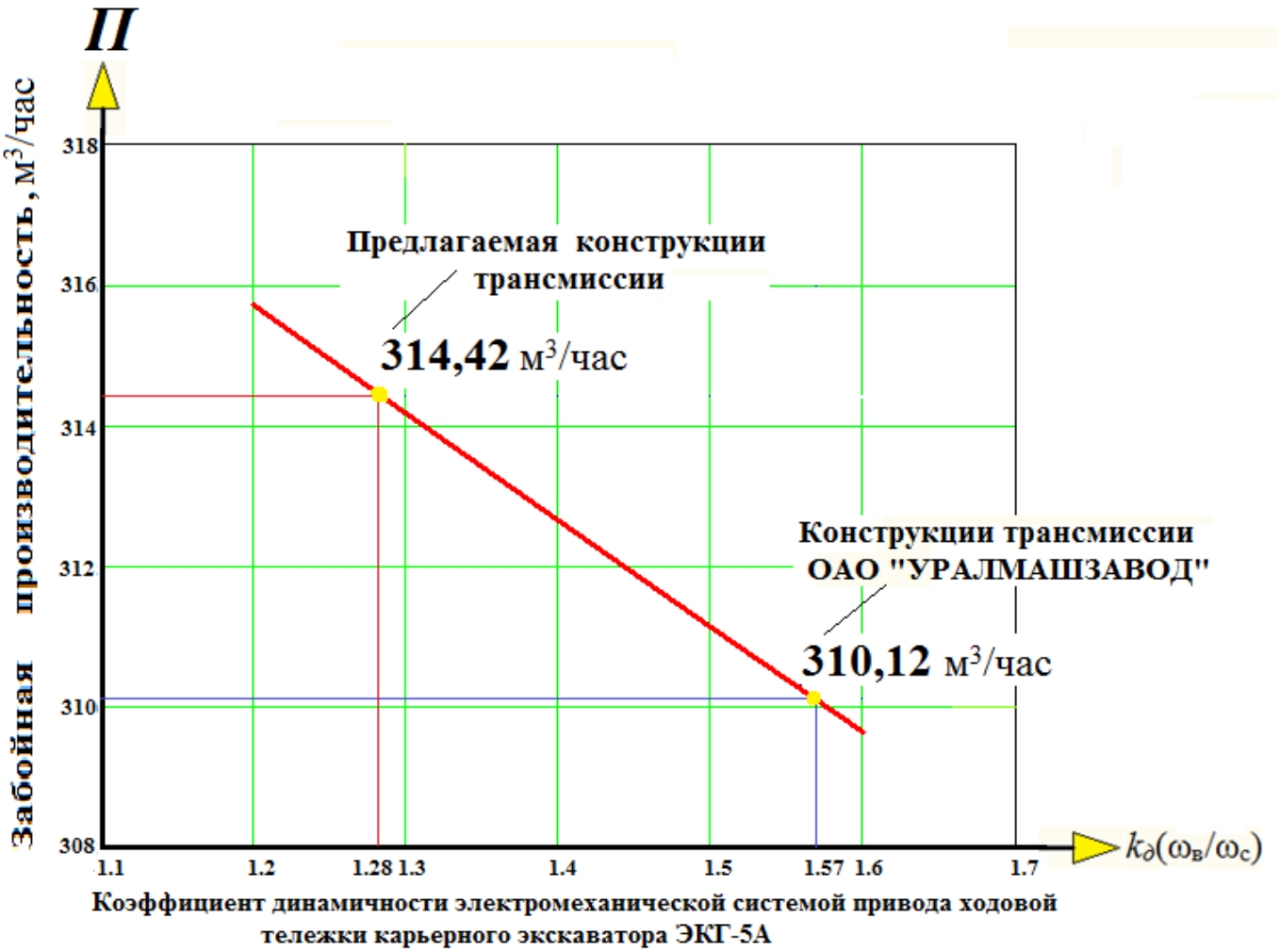


Рисунок 3.8- Зависимость забойной производительности экскаватора ЭКГ-5А от коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки

свидетельствует, что эксплуатация ходовой тележки с инновационной трансмиссией позволит увеличить:

- ***забойную производительности экскаватора ЭКГ-5А*** с 310,12 м^3/час до 314.42 м^3/час (на 1,4%) по сравнению с эксплуатацией ходовой тележки с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»;

- ***ресурс работы трансмиссии до придельного состояния*** по сравнению с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» на 22,5 %.

Выводы по главе

1. Разработана принципиальная конструкция инновационной трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора, позволяющая осуществлять:

- перемещение и поворот ходовой тележки в забое активацией тормозов - $\boldsymbol{T_Л}$ или $\boldsymbol{T_П}$ эпициклов дифференциалов;

- эффективную коррекцию динамических параметров электромеханической системы привода ходового механизма упругодемпфирующими элементами (УДЭ), воспринимающими статические и динамические нагрузки от крутильных колебаний движущего момента привода.

2. Установлено, что применение УДЭ в трансмиссии ходовой тележки экскаватора снижают её крутильную жесткость:

• при её перемещении вперед/назад - в 1,15 раза;

• при её повороте вправо/влево - в 1,4 раза.

При одновременном увеличении коэффициента демпфирования крутильных колебании трансмиссии ходовой тележки экскаватора с $\mu_{\text{ту}} = 22{,}8 \cdot 10^4$Нмс/ рад до $\mu_{\text{т}} = 88{,}3 \cdot 10^4$, Нмс/ рад.

3. Разработана двух массная динамическая модель однодвигательного привода ходового механизма экскаватора для инновационной конструкции трансмиссии и трансмиссии конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» с обобщёнными координатами – $\boldsymbol{\varphi_д}$, $\boldsymbol{\varphi}_{\text{зв}}$, на основе которой получены уравнения движения элементов ходового механизма карьерного экскаватора, представляющие собой системы однородных дифференциальных уравнений третьего порядка.

4. Для уяснения влияния жесткостных и демпфирующих параметров электромеханической системы привода на спектр её колебаний разработан критерий - коэффициент динамичности, определяемый как амплитудно - частотная характеристика (АЧХ) электромеханической системы привода ходовой тележки, с учетом неравномерности вращения ведущего колеса бортовой передачи гусеничного движителя экскаватора.

5. Интегрирование уравнений движения элементов трансмиссии привода ходовой тележки экскаватора позволило установить зависимость коэффициента динамичности – $k_{\partial}(\omega_{в}/\omega_{с})$ от отношения частот вынужденных и собственных колебаний нагрузки – $\omega_{в}/\omega_{с}$ для привода ходовой тележки при её перемещении вперед/назад и повороте вправо/влево с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и предлагаемой нами.

6. За счёт снижения крутильной жесткости предлагаемой в работе трансмиссии при одновременном увеличении её динамического момента инерции и коэффициента демпфирования, по сравнению с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» позволило снизить коэффициент динамичности:

- при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа вперед/назад с 1,57 до 1,282 и с 1,259 до 1,123 соответственно;
- при её повороте вправо/влево с 1,482 до 1,203 и с 1,16 до 1,09, соответственно.

7. Разработана многопараметрическая математическая модель определения уровня технической производительности карьерного экскаватора в функции коэффициента динамичности привода его ходовой тележки.

8. Моделированием зависимости уровня забойной производительности экскаватора ЭКГ-5А от коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки, с учетом неравномерности вращения ведущего колеса гусеничного движителя установлено, что эксплуатация ходовой тележки с инновационной трансмиссией по сравнению с эксплуатацией ходовой тележки с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» позволяет увеличить:

- забойную производительность экскаватора с 310,12 $м^3$/час до 314.42 $м^3$/час (на 1,4%);
- ресурс работы трансмиссии до придельного состояния на 22,5 %.

Заключение

В настоящей квалификационной научной работе дано новое решение актуальной научной задачи заключающейся в установлении зависимостей формирования рациональных динамических параметров трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора, при его эксплуатации в различных горнотехнических условиях, в зависимости от жесткостных и диссипативных характеристик электромеханической системы привода ходовой тележки.

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

1. ***Установлено, что***, в настоящее время, в связи с резким сокращением капитальных вложений в Республике Таджикистан из 30 единиц экскаваторов моделей ЭКГ - 4,6Б и ЭКГ - 5А, в основном, выпуска 70 - х 80 - х годов прошлого века (изготовитель ОАО « УРАЛМАШЗАВОД») около 30% простаивают только из-за нехватки запасных частей, в основном ходового оборудования, в то время как, опыт эксплуатации карьерных экскаваторов в СНГ и анализ деятельности ведущих производителей горного оборудования в РФ (ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», ООО ИЗ-КАРТЕКС им. П.Г. Коробкова») показывают, что в ближайшее время в Республике Таджикистан наиболее ёмкими потребителями карьерного оборудования могли бы быть предприятия по добыче и переработке угля на месторождениях: - («Назарайлок», «Зидди», «Фон-Ягноб»); - черных и цветных металлов (Шугнов, Чокадамбулок проявление Барч, Тарор Чоре, Джилау, Дуоба, Большой Канимансур, Джиджикрут, Акджилиг, Майхура); - строительных материалов (районы Республики: Варзобский, Яванский, Пенджикентский и др.), а также предприятия по сооружению гидроэнергетических объектов (АООТ «РогунГЭСстрой», АООТ «НоракБОЗСОЗ» и др.),

2. ***Установлено, что*** основным недостатком ходового механизма карьерных экскаваторов с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач является сложность и прерывистость управления потоками

мощности при его маневрах в забое. Это объясняется тем, что активацию зубчатых муфт управления потока мощности от однодвигательного привода к бортовым передачам можно осуществить только при неработающем электродвигателе.

3. ***Разработан и систематизирован*** массив принципиальных конкурентных схем трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя с имплантированными в их структуру трехзвенными дифференциалами.

4. ***Предложен*** четырех факторный критерий сравнения схем трансмиссий однодвигательного ходового механизма экскаватора - $\xi(i) \to min$ учитывающий: - суммарный вес трансмиссии; - момент на тормозном элементе дифференциала; - суммарный КПД; - число кинематических и силовых функции привода, включая возможность установки УДЭ и позволяющий осуществить однозначный выбор рациональной схемы трансмиссии из массива конкурентных схем на стадии проектирования.

5. ***Разработана*** принципиальная конструкция инновационной трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора, позволяющая осуществлять:

- перемещение и поворот ходовой тележки в забое активацией тормозов эпициклов дифференциалов;

- эффективную коррекцию динамических параметров электромеханической системы привода ходового механизма упругодемпфирующими элементами (УДЭ), воспринимающими статические и динамические нагрузки от крутильных колебаний движущего момента привода.

6. ***Разработана*** многопараметрическая математическая модель определения уровня технической производительности карьерного экскаватора в функции коэффициента динамичности привода его ходовой тележки, позволяющая установить уровень забойной производительности экскаватора от коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки, с учетом неравномерности вращения ведущего колеса гусеничного движителя.

7. ***Установлено***, что за счёт снижения крутильной жесткости предлагаемой в работе конструкции трансмиссии ходового механизма экскаватора (с увеличенными динамическим моментом инерции и коэффициентом демпфирования) по сравнению с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» позволило снизить коэффициент динамичности при его перемещении вперед/назад с 1,57 до 1,282, а при его повороте вправо/влево с 1,482 до 1,203, и увеличить:

- забойную производительность экскаватора ЭКГ - 5А с 310,12 $м^3$/час до 314.42 $м^3$/час (на 1,4%);
- ресурс эксплуатации трансмиссии привода ходового механизма экскаватора до придельного состояния на 22,5 %.

8. ***Основные результаты*** диссертационной работы на контрактной основе с ОАО «РогунГЭСстрой» (Республика Таджикистан) приняты к реализации в плановых проектно – конструкторских разработках на 2017 – 2018 г. ООО « МООГОРМАШ» по совершенствованию существующих и созданию инновационных конструкций однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:

Исследовать ресурс упругодемпфирующих элементов в двухветвевой трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

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 [94, 95, 97] личное участие автора состоит в разработке критериев надёжности привода ходового механизма карьерной мехлопаты, в разработке многопараметрической математической модели влияния конструктивных и технологических параметров на забойную производительность карьерной механической прямой напорной лопаты и в анализе опыта эксплуатации механической лопаты ЭКГ-5А на горнодобывающих предприятиях России, СНГ и Республики Таджикистан.

Список литературы

1		Указ № 596 от 07.05.2012 президента РФ «О долгосрочной государственной экономической политике».
2	Р. Ю. Подэрни	Угольная промышленность США. Изд-во «Недра», 1968 г,187 с.
3	Б. Ф. Братченко, В.Н. Хорин	Угольная промышленность США. Изд-во «Недра», 1971, 312 с.
4		Американская техника и промышленность. Сборник рекламных материалов.- выпуск IX. «Горная промышленность». Фирма «Чилтон Ко» (США) – М.: Изд- во В/О «Внешторгреклама» (СССР), 1978, 130 с.
5	А. В. Самолазов	Экскаватор ЭКГ-1500Р рекомендован к серийному производству // Горная Промышленность. - 2009. - №3, С. 52 – 53
6	Н.Г. Домбровский и др.	Оборудование для открытых горных разработок за рубежом // Под общ. ред. проф. Н.Г. Домбровского, изд-во «Машиностроение», Москва,1961, 199 с.
7	Д. И. Федоров, Б. А. Бондарович, В.И.Перепонов	Надежность металлоконструкций землеройных машин. Методы оценки и расчета. Москва, «Машиностроение», 1971, 216 с.
8	В.В. Ржевский, Ю.И. Анистратов, С.А. Ильин	Открытые горные работы в сложных условиях. Москва.: Изд-во «Недра», Москва – 1964, 194с.
9	Ю.Я. Вуль и др.	Одноковшовые экскаваторы НКМЗ, Москва, Из-во «Недра», Москва -1978, 189 с.
10	С.П.Решетняк, А.В.Самолазов, Н.И.Паладеева	Буровое и горнотранспортное оборудование железорудных карьеров России и стран СНГ // Горная Промышленность. - 2009. №5, С. 18 -25
11	Е.А. Козловский и др.	Российская угольная энциклопедия. В 3 т. Т.1. (А - И) // Под общ. ред. Е.А. Козловского и Е.Я. Диколенко – М.- СПб.: Издательство Санкт – Петербургской картографической фабрики ВСЕГЕИ, 2004.- 649 с.
12	К.Н. Трубецкой, М.Г. Потапов, К.Е. Виницкий и др.	Справочник. Открытые горные работы-Москва.: «Горное бюро», 1994. 590 с.: ил

13	В.И. Супрун и др.	Перспективная техника и технология для производства открытых горных работ: Учебн. Пособие // под общ. ред. проф. Л.А.Пучкова и В.Фотта Москва.: Изд. «МГГУ», 1996. 222 с.
14	Haddock Keith	Extreme mining machines: stripping shovels and walking draglines.- USA: MBI Publishing Company, 2001, pp. 123.
15	И.В. Александров, Н.А. Михайлов, В.А. Дзержинский	НКМЗ – 70: от идеи до реализации на рынке Горный журнал.- 2004. - №8, С. 28 – 30
16		www.omz.ru
17		www.mining-media.ru
18	Ю.Н. Малышев, К.Ю. Анистратов и др.	Мировая горная промышленность 2004-2005: история достижения, перспективы// Под.общ.ред.К.Ю. Анистратова – М.: НТЦ «Горное дело», 2005.- 376 с.: цв.ил.
19	В.С. Квагинидзе, В. Ф. Петров, В.Б. Корецкий	Эксплуатация карьерного оборудования. – М.: Изд-во МГГУ, «Горная книга», 2007. – 587 с: ил. (ОСВОЕНИЕ СЕВЕРНЫХ ТЕРРИТОРИЙ)
20	В.С. Квагинидзе, Ю.А. Антонов, В.Б. Корецкий, Н.Н.Чупейкина	Экскаваторы на карьерах. Конструкция, эксплуатация, расчет: Учебное пособие. - М.: Изд-во МГГУ «Горная книга», 2009, 409 с. с ил.
21	Е.С. Венцель	Теория вероятностей. – М.: «Наука», 1964, 576 с. ил.
22	С.А. Панкратов	Динамика машин для открытых горных и земляных работ (основы теории расчета), М.: «Машиностроение», 1967, 448 с. ил.
23	Н.Г. Домбровский, Ю.Л. Картвелишвили, М.И. Гальперин	Строительные машины. Учебник для вузов. В двух частях. Ч. 1-я, М.: «Машиностоение», 1976, 392 с.
24	Ю.А. Ветров, А.А. Кархов, А.С. Кондра и др.	Машины для земляных работ. Издательское объединение «Вища школа», 1976, 386 с.
25	Д.П. Волков и др.	Машины для земляных работ// Под общ. ред. проф. Д.П. Волкова, М.: «Машиностроение», 1992, 448 с
26	Д.П. Волков, Д.А. Каминская	Динамика электромеханических систем экскаваторов. М.: «Машиностроение»,– 1971.– 405 с.

27	В.П. Когаев	Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: «Машиностроение», 1977 (Библиотека расчетчика). 232 с. с ил.
28	И.В. Петров, А.А. Грабский, Ле Бинг Зыонг, А.А. Губенко	Современное состояние и перспективы развития конструкций карьерных комбайнов для без взрывной послойной выемки прочных пород // Сборник материалов XIV Международной конференции «Технологии, оборудование и сырьевая база горных предприятий промышленности строительных материалов». Москва, 8-10 сентября 2010. С. 168-174.
29	Н.П. Снитка, С.С. Коломников, Р.А. Рахманов	Особенности эксплуатации фрезерных комбайнов Wirtgen и Mantakraf на месторождении Джерой-Сардара // Материалы международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития», Республика Узбекистан, Навои, 12-14 мая 2010 г. С.172-173.
30	А.А. Губенко	Обоснование и выбор динамических параметров привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна. Автореферат канд. дисс., Москва, МГГУ, 2011, 137 с. с ил.
31	А.А. Грабский	Теория динамических и тепловых процессов карьерного комбайна.- М.: МГГУ, 204с.
32	Д.А. Кузиев	Обоснование и выбор параметров гидроимпульсного привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна Автореферат канд. дисс., Москва, МГГУ, 2007, 111 с. с ил.
33	А.И. Шендеров	Инновационная направленность технического развития открытого способа добычи угля. Науные сообщения ННЦГП-ИГД им.А.А.Скочинского.Техника и технология открытой и подземной разработки месторождений. -2006. - №332, С. 9 –29
34	Р.Ю. Подэрни	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.

35	Р. Ю. Подэрни	Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. 7-е изд., перераб. и доп.- М.: Изд. «Майнинг Медиа Групп», 2011 640 с.: ил.
36	И.Ф. Гончаревич, А.В. Докукин	Динамика горных машин с упругими связями. М.: «Наука», 1975. 212с.
37	В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек	Расчет и конструирование горных машин и комплексов. Учебное пособие.- М.: МГИ, 1975, 160с.
38	В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек	Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Учебник для вузов.- М.: «Недра», 1982, 350с
39	В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов	Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебник для вузов. – М., Недра, 1981, 503 с.
40	В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, И.Л. Шпильберг	Надежность горных машин и комплексов. Учебное пособие. – М.: Издательство МГИ, 1972. – 198 с.
41	Н.А. Филимонов	Выемочные и проходческие горные машины: Учебник для вузов. – М., Недра, 1958, 428 с.
42	В.И. Морозов, В.И. Чуденков, Н.В. Сурина	Очистные комбайны: Справочник / Под общей ред. В.И. Морозова. – М.: Издательство МГГУ, 2006. – 650 с.: ил.
43	С.В. Трофимов	Определение рациональных параметров вибро гасящего устройства для подвески стрелы рабочего органа роторного экскаватора. Канд. дисс., М., МГИ, 1980, 132 с. с ил.
44	В.П. Свинарчук	Обоснование и выбор динамических параметров рабочего оборудования карьерных экскаваторов. Автореферат канд. дисс., М., МГГУ, 2012, 24 с. с ил.
45	А.А. Губенко, В.П. Свинарчук	Обзор и анализ параметров конструкций упругодемпфирующих устройств // Научный вестник МГГУ.– 2011. – №1. – С. 9–19.
46	А.С.Антонов, М.М.Запрягаев, В.П.Хавханов	Армейские гусеничные машины. Ч. 1., М., «Воениздат», 1973, 122 с.
47	А.С.Антонов В.И. Белокосков, Л.К. Крылов и др.	Армейские гусеничные машины. Ч. 2., М., «Воениздат», 1974, 112 с.
48	В.А. Иванов	Основы теории, расчета и конструирования гусеничных машин. М.: ЦНИИ информации,1975 208 с. с ил.

49	В.Н.Попов, Е.Ф.Колесников, И.Я.Ничик и др.	Карьерные роторные экскаваторы. – М.: «Недра», 1994.- 287 с. ил.
50	М.И. Щадов и др.	Справочник механика открытых работ. Экскавационно - транспортные машины непрерывного действия / Под ред. М.И. Щадова, В.М. Владимирова.- М.: «Недра»,1989. 386 с.: ил.
51	М.И. Щадов и др	Справочник механика открытых работ. Экскавационно - транспортные машины цикличного действия / Под ред. М.И. Щадова, Р.Ю. Подэрни. - М.: «Недра»,1989. 374 с.: ил.
52	Н.Г. Домбровский, А.Г. Маевский, И.М. Гомозов, В.М. Гилис	Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин. Киев, изд-во «Техніка», 1970, 192 с.
53	Г.В. Мясников, Е.И. Моисенко	Многоскоростные планетарные механизмы в приводах горных машин. М., «Недра», 1975, 226 с.
54	В.А. Красношапка, Ю.И. Бережной	Исследование динамических моделей приводов и проектирование горных машин. Киев.; изд-во «Наукова думка»,1983, 184 с.
55	Д.П. Волков	Машины для земляных работ. Под общ. редакцией д-ра техн. наук Д.П. Волкова, М.: «Машиностроение»,1992,448 с. с ил.
56	Н.Н. Чулков, А.Н. Чулков	Расчёт приводов карьерных машин. – М.: «Машиностроение», 1979, 104 с., ил.
57	Н.Г. Домбровский, С.А. Панкратов	Землеройные машины. Ч 1.Изд-во ЛСА и СМ, Москва.: 1961, 652с. с ил.
58	Н.А. Филимонов	Горные машины для открытых работ. – Москва.: изд-во «Недра», 1967, 304с.
59	Б.И. Сатовский, Г.М. Ярцев, П.И. Полищук и др	Современные карьерные экскаваторы. М.: «Недра», 1971. 480 с.
60	В.Н. Кудрявцев, Ю.Н. Кирдяшев, Е.Н. Гинзбург и др.	Планетарные передачи. Под редакции д-ров техн. наук В.Н. Кудрявцева и Кирдяшева. Л.; «Машиностроение», 1977, 536 с. с ил.
61	В.М. Владимиров, А.И. Шендеров и др.	Карьерные роторные экскаваторы. Киев.; изд-во «Техніка», 1968, 282 с.
62	М.А. Крейнес, М.С. Розовский	Зубчатые механизмы. М.; изд. Московского университета. 1965, 333с.

63	В.Н. Кудрявцев	Планетарные передачи. М.; «Машиностроение», 1966, 307с.
64	Л.Н. Решетов	Конструирование рациональных механизмов. М.; «Машиностроение», 1967, 208с.
65	Persy H.Hill	The science of engineering design, Holt, Rinehart and Winston. Inc. New York, 1970, 263 pp.
66	C. Douglas	Montgomery Design and Analisis of Experiments. Georgia Institute of Technology New York Santa Barbara London Sydney Toronto, Tohn Wiley, inc. 1980. 384 pp.
67	А.В. Докукин, В.М. Берман, А.Я. Рогов и др.	Исследования и оптимизация гидропередач горных машин. М.: «Наука», 1978, 196 с., с ил.
68	М.Я. Выгодский	Справочник по элементарной математике. Москва, издательство «Наука»,1971, 416с.
69	Г.С. Маслов	Расчеты колебаний валов: Справочник.– 2–е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 151с., ил.
70	С.П. Тимошенко, А.К. Гудьер	Теория упругости. –М.: Наука, 1975. – 676 с.
71	А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин	Динамические процессы горных машин.-М.: «Наука», 1972, 212с.
72	Я.Г. Пановко, И.И. Губанова	Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки. – М.: «Наука», 1967, 420 с., с ил.
73	Н.М. Прямилов	Исследование упруго демпфирующего устройства исполнительного органа роторного экскаватора как средства стабилизации рабочего процесса. Канд. дисс., М.,МГИ, 1974, 150с. с ил.
74	J.P. Den Hartog	Mechanical Vibrations. Fourth Edition. New York Toronto London. Mc Grow-Hill Book Company, inc. 1956. 580 pp.
75	И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич и др	Расчет на прочность деталей машин: Справочник.– 3–е изд., перераб. и доп.– М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.
76		Двигатели постоянного тока металлургические и крановые. Техническая описание и инструкция по эксплуатации ОТМ.461.003 ТО, Москва.; «Внешторгиздат», 1986. - 36 с., ил.
77	В.Ф. Сандалов	Методическое указания по выполнению лабораторных работ по дисциплине «Горные

		машины и комплексы для открытых горных работ» для студентов специальности 0506. М.: МГИ – 1986. – 20с.
78	Я.Г. Пановко	Основы прикладной теории упругих колебаний ГНТ Москва. издательство «Машиностроительной литературы». 1957, 336 с. ил.
79	В.В. Ржевский	Технология, механизация и автоматизация процессов открытых горных разработок. М., «Недра», 1966, 653 с.
80	Ю.И. Беляков, В.М. Владимиров	Совершенствование экскаваторных работ на карьерах. М., «Недра», 1974, 304 с.
81	Ю.А. Ветров	Расчеты сил резания и копания грунтов. Киев, Изд-во Киевского госуниверситета, 1965
82	Д.П. Волков	Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. М.: «Машиностроения», 1965.- 465 с.
83	Д.П. Волков, В.А. Черкасов	Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. М., «Машиностроение», 1969. Стр. 408.
84	В.Ф. Сандалов	Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора. Канд.дисс. М.: МГИ,1977,143с.
85	И.Ю. Иванов	Обоснование рациональных параметров рабочего оборудования карьерных экскаваторов с замыканием рабочих нагрузок**.** Автореферат канд. дисс. 2011,14 с., ил.
86	И.Ю. Иванов, А.П. Комиссаров	Создание рабочих органов карьерных экскаваторов с замыканием внешних нагрузок– резерв повышения технического уровня оборудования // Горное оборудование и электромеханика.– 2009. – №8. – С. 17–19.
87	И.Ю. Иванов, А.П. Комиссаров	Оценка энергоемкости рабочего процесса гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок // Горное оборудование и электромеханика.– 2011. – №9. – С. 45–47.
88	В.Г. Дроворуб	Снижение виброударных нагрузок оборудования одноковшовых карьерных экскаваторов. Автореферат канд. дисс., 1989, Орджоникидзе (Владикавказ), 24 с., ил.
89	И.С. Пинчук	Переходные процессы в асинхронном двигателе при периодической нагрузке.

		Издательство «Электричество».– 1957.–№9
90	Л.Б. Гейлер	Основы электропривода. Мн., «Высшая школа», 1972, 608 с. с ил.
91	С.Н. Вешеневский	Характеристики двигателей в электроприводе. Изд. 6-е, исправленное. М., «Энергия», 1977 432 с. с ил.
92	Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина.	Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн./ Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. - М.; Машиностроение, 1978 – Кн.1. 400с., ил.
93	Н.Г. Домбровский	Экскаваторы. Издательство «Машиностроение», Москва.; 1969, 319 с., ил.
94	Л.И. Кантович, Х.Н. Султонов	Повышение надёжности привода ходового механизма карьерного механического мехлопаты, Москва.; изд-во «Уголь» №6 (1059) 2014, с.30-32
95	Л.И. Кантович, Х.Н. Султонов, Д.А.Кузиев	Влияние конструктивных и технологических параметров на забойную производительность карьерной механической прямой напорной лопаты, ГИАБ.- 2014.- №6.- с.271-274
96	Х.Н. Султонов	Усовершенствование привода механизма хода экскаватора – прямая мехлопата. Материалы Международной научной конференции акад. К.Н. Трубецкого « Проблемы и перспективы комплексного освоения и сохранения земных недр». ИПКОН РАН. – 2014. – с.181 – 182.
97	Л.И.Кантович, Х.Н.Султонов, М.Р. Хромой	Эксплуатации оборудования механической лопаты экскаватора ЭКГ-5А на горнодобывающих предприятиях России, стран СНГ и Республики Таджикистан: проблемы и меры по их эффективному использованию. Материалы 10-й Международной научной школы молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых». ИПКОН РАН. – 2014. – с.17- 22

Приложение

«УТВЕРЖДАЮ»
Генеральный директор
ОАО «Рогунская ГЭС»
_____ Х. Сафаров
«__» _____ 2016 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы **Султонова Хайдара Назаровича** на тему: **«Обоснование и выбор динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора»,** выполненной на кафедре Горного оборудования, транспорта и машиностроения ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС».

По результатам рассмотрения диссертационной работы соискателя **Султонова Х. Н.** на тему **«Обоснование и выбор динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора»**, выполненной на кафедре Горное оборудования, транспорт и машиностроение 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:

директора предприятия ДАО « Основного строительства » - **Х. Т. Имомова**,

заместитель директора предприятия ДАО « Основного строительства » - **М. С. Мирджонова**, главный механик ДАО « Основного строительства »- **Ш. Самиева** и профессора кафедры ГОТиМ НИТУ «МИСиС», доктора технических наук – **Л. И. Кантовича**,

после обмена мнениями приняла нижеследующее заключение:

результаты диссертационной работы Султонова Х. Н.:

- **технические требования** на модернизации трансмиссий однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора ЭКГ-5А (производства ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»), находящегося в эксплуатации на строительных объектах ОАО «Рогунская ГЭС» Республика Таджикистан;

- **инженерная методика расчета и выбора** рациональных параметров трансмиссий однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора ЭКГ-5А;

могут быть использованы конструкторским отделом ООО «МООГОРМАШ» г. Москва в плановых научно-технических разработках в 2017 – 2018 гг. на основании двухстороннего договора.

Использование указанных результатов позволяет:

- повысить качество проектирования и эффективность использования карьерных экскаваторов;
- сократить затраты на проведения опытно-конструкторских работ и натурных испытаний;
- повысить эксплуатационную производительность карьерных экскаваторов.

Директор предприятия Дочерного Акционерного Общество «Основного строительства» **Х. Т. Имомов**