

**ФГАОУ ВПО НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МИСиС»**

На правах рукописи

Клементьева Инна Николаевна

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ТРАНСМИССИИ ПРИВОДА ШНЕКА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук,
профессор Еленкин В.Ф.

МОСКВА 2015

Содержание

Введение.....	3
1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования.....	9
1.1 Современное состояние конструкций очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами.....	9
1.1.1 Перспективы развития конструкций очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами.....	14
1.2 Основные результаты исследований нагрузок в трансмиссиях приводов очистных комбайнов.....	21
1.3 Цель, задачи и алгоритм исследования.....	27
Выводы по главе.....	29
2 Закономерности формирования сил сопротивления в основных механизмах очистного комбайна.....	30
2.1 Кинематические особенности процесса выемки угля из угольного пласта.....	30
2.2 Исследование параметров нагружения приводов шнековых исполнительных органов очистного комбайна.....	40
2.3 Исследование параметров нагружения приводов механизма перемещения очистного комбайна.....	48
2.4 Исследование влияния характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, силовых и динамических параметров приводов очистного комбайна на его весовую производительность.....	53
Выводы по главе.....	62
3 Исследование динамики процесса выемки угля двух шнековым очистным комбайном.....	67
3.1 Особенности взаимодействия опережающего и отстающего шнеков очистного комбайна в зонах их фрикционного контакта с угольным пластом.....	67
3.2 Исследование влияния эффективного коэффициента сухого трения на момент сопротивления вращению шнеков очистного комбайна при вынужденных гармонических колебаниях движущего момента	74
3.3 Современное состояние и перспективы развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах исполнительных органов горных машин	78
3.4 Уравнения движения электромеханической системы привода шнека очистного комбайна.....	87
3.5 Анализ результатов моделирования уравнений движения опережающего (отстающего) шнека очистного комбайна.....	99
Выводы по главе.....	105
Заключение.....	109
Список использованных источников информации.....	113
Приложение.....	123

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Правительством РФ принята «Энергетическая стратегия России на период до 2030 г.» и утверждена 21.06.2014 г. «Долгосрочная программа развития угольной промышленности до 2030 г.», в которых планируется увеличение добычи угля до 430 млн. тонн. Одной из важнейших задач, решение которой будет способствовать увеличению добычи угля до запланированных объемов, является, в частности, совершенствование существующего и разработка нового очистного и горнопроходческого оборудования.

Существующие технологии подземной добычи угля позволяют добывать уголь, практически не нарушая поверхности земли и ее экологии. В будущем подземному способу добычи угля не будет альтернативы. В ближайшие 10 – 15 лет добыча угля будет производиться на пластах средней мощности и мощных пластах, где комбайновый способ добычи станет преобладающим как по объему добычи, так и по качеству добываемого угля. Подземный способ добычи угля в настоящее время ориентирован на использование очистных механизированных комплексов, в которых очистной комбайн выполняет основную функцию – резание угля и его погрузку на забойный конвейер. От совершенства конструкции очистного комбайна зависит эффективность и экономичность подземной выемки угля. В забое около 70% энергии, расходуемой на добычу угля, связано с работой очистного комбайна.

Длительный опыт проектирования очистных комбайнов и их эксплуатации на угольных шахтах РФ показал их недостаточно высокую производительность при выемке угля в сложных горно-геологических условиях. Это объясняется тем, что современные методики расчета трансмиссий приводов шнеков не позволяют количественно установить влияние на уровень производительности комбайна динамических параметров, к которым относятся и виброреологические параметры взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта в заданном спектре физико-механических свойств разрушаемого угля.

Поэтому разработка комплекса научно-технических мероприятий для обоснования и выбора динамических параметров трансмиссии привода шнеков очистного комбайна является **актуальной научной задачей.**

Степень научной разработанности темы исследования. Вопросы рационального проектирования трансмиссий приводов очистных комбайнов при заданных характеристиках угля и параметрах отработки пласта нашли широкое отражение в научных трудах докторов технических наук чл.-корр. АН СССР Докукина А.В., профессоров Солода В.И., Красникова Ю.Д., Бреннера В.А., Горбатова П.А. и многих других. В результате выполненных ими исследований были предложены различные пути повышения производительности горных машин за счет снижения динамических нагрузок в их металлоконструкциях и приводах.

Однако сегодня в технической литературе практически не нашли отражения вопросы, связанные с установлением влияния на уровень производительности комбайна динамических параметров, к которым относятся и виброреологические параметры взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта в заданном спектре физико-механических свойств разрушаемого угля.

В связи с этим исследования, направленные на обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнеков очистного комбайна, по-прежнему остаются актуальными.

Целью работы является обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна при гармонических колебаниях амплитуды его движущего момента в заданном частотном спектре.

Основная идея работы заключается в снижении момента трения на шнековых исполнительных органах об угольный массив за счет оснащения их приводов центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** источников информации аналитических и экспериментальных исследований нагрузок и динамических параметров трансмиссий приводов шнеков и механизма перемещения очистного комбайна и влияния вынужденных гармонических колебаний движущего момента шнека при его взаимодействии в зоне фрикционного контакта с угольным пластом;
- **установлением** основных кинематических и силовых параметров приводов

вращения шнеков и перемещения очистного комбайна;

- **установлением зависимостей** снижения момента трения при действии на шнек очистного комбайна колебаний его движущего момента от эффективного коэффициента сухого трения и высоты слоя разрушаемого угля;
- **разработкой** принципиальной схемы и математического аналога центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента привода шнека очистного комбайна;
- **разработкой** многопараметрической математической модели отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном, учитывающей влияние на уровень его весовой удельной производительности характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров приводов шнеков;
- **моделированием** многопараметрической математической модели отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном;
- **установлением** особенностей и схемы взаимодействия опережающего и отстающего шнеков при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зонах их фрикционного контакта с восстающим и падающим угольным пластом;
- **установлением** зависимости снижения момента трения при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зоне фрикционного контакта при одновременной выемке угольного пласта опережающим и отстающим шнеками;
- **разработкой** трех массовой эквивалентной динамической модели электромеханической системы привода шнека очистного комбайна
- **моделированием** (интегрированием уравнений движения элементов трансмиссии) привода шнеков очистного комбайна в процессе их взаимодействия с угольным пластом с учетом виброреологического эффекта.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- многопараметрическая математическая модель отработки угольного пласта двух

шнековым очистным комбайном, учитывающая влияние на уровень его весовой удельной производительности характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических, силовых, динамических и виброреологических параметров взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта в заданном спектре физико-механических свойств разрушаемого угля;

- максимальное снижение момента трения при действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента может быть достигнуто только при минимальной величине отношения относительной к тангенциальной скорости вращения шнеков.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью постановки задач исследований. Научные положения, выводы и рекомендации обоснованы достаточным объемом **аналитических исследований**, базирующихся на апробированных положениях теоретической механики и математического моделирования. Достоверность принятых допущений и проверка корректности аналитических моделей выполнена моделированием на ЭВМ. Относительная ошибка результатов математического моделирования с использованием пакета прикладной программы Math CAD составила по амплитуде колебаний шнека не более 8 %, а по вынужденным и собственным частотам не более 0,5 %.

Научное значение работы заключается в установлении:

- зависимости эффективного коэффициента трения и снижения момента трения (в процентах) в зоне фрикционного контакта витков шнека с угольным пластом от угла сдвига фазы между нормальной и тангенциальной скоростью вращения шнеков и от отношения последних;
- зависимости изменения весовой удельной производительности двух шнекового очистного комбайна при отработке им угольного пласта от характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров приводов шнеков;
- изменения структуры трех массовой эквивалентной динамической модели

электромеханической системы привода шнека очистного комбайна от амплитуды и частоты гармонических колебаний движущего момента в заданном спектре.

Соответствие паспорту специальности. Работа посвящена обоснованию и выбору динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна при эксплуатации в различных горнотехнических условиях и соответствует: п.1 «Изучение закономерностей внешних и внутренних рабочих процессов в горных машинах, комплексах и агрегатах с учетом внешней среды»; п.2 «Изучение и оптимизация динамических процессов в горных машинах» и п.3 «Обоснование и оптимизация параметров и режимов работы машин и оборудования и их элементов» области изучения закономерностей формирования сил трения в зоне фрикционного контакта шнекового исполнительного органа очистного комбайна.

Научная новизна состоит в:

- **установлении** кинематических особенностей процесса взаимодействия вооружения опережающего и отстающего шнеков очистного комбайна с угольным пластом;
- **обосновании** рационального отношения скорости скольжения шнека очистного комбайна к тангенциальной скорости его вращения при выемке крепких и хрупких, связных и пластичных углей при действии гармонических колебаний движущего момента;
- **разработке** математической модели электромеханической системы привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента с учетом взаимодействия шнека с угольным массивом в зоне фрикционного контакта;
- **моделировании** процесса динамического взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта с угольным массивом.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

- **методики и программного обеспечения** для моделирования и расчета рациональных динамических параметров трансмиссии их приводов.
- **принципиальной схемы** центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента шнеков очистного комбайна;

Реализация выводов и рекомендаций работы. В плановых научно-технических разработках 2015–16гг. ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» на контрактной основе с ОАО «СУЭК» приняты следующие результаты работы:

- **технические требования** на создание трансмиссии блока привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента;
- **инженерная методика расчета и выбор рациональных статических и динамических параметров** трансмиссии привода шнека комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента;
- **программное обеспечение** для моделирования динамических характеристик трансмиссии привода шнека комбайна в режиме номинального нагружения.

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены на: Международных научных симпозиумах «Неделя Горняка» – в 2010, 2011, 2012, 2013 гг. (МГГУ), 2014 г. (НИТУ «МИСиС»), Москва; на 9-ой Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 г. (г. Москва, ИПКОН РАН); на Международной научно-практической конференции «Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития» – в 2013г. (г. Тамбов); на Международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» – в 2013 г. (Республика Узбекистан, г. Навои); на научных семинарах кафедры «Горные машины и оборудование» 2013 гг. (МГГУ), 2014 г. (НИТУ «МИСиС»), г. Москва.

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

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, приложения, списка использованных источников информации из 116 наименований и включает 50 рисунков и 5 таблиц.

1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования

1.1 Современное состояние конструкций очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами

Запасы твердого топлива в Европе, расположенные на глубине не более 1200 м, эквивалентны глобальному потреблению Европой энергетического топлива более чем на 500 лет. Преимущество угля как основы энергетики то, что он залегает в земле в концентрированном виде.

Если все количество мировых энергоресурсов приравнять к 100%, то на долю каменного угля приходится 70 %, нефти – 18 %, газа – 7 %, гидроэнергетики – 5 %.

В последние годы экономика топливно-энергетических ресурсов, в частности углей, в европейской части России не улучшилась, а при подземной их разработке – ухудшилась. При подземных разработках себестоимость угля зависит, в основном, от затрат на рабочую силу. Рост производительности не смог компенсировать повышение материальных затрат, заработной платы и социальных расходов, европейский уголь становится одним из самых дорогих источников энергии [1].

Мировой опыт свидетельствует, что подземная выемка угля только до 40 – 60 % запасов с оставлением поддерживающих целиков (то есть потери заведомо планируются) во многом упрощает подземную угледобычу, особенно на пластах мощностью 1,5 м и выше, и делает ее в несколько раз экономичнее и безопаснее. Производительность труда растет в 2 – 4 раза. При этом необходимы принципиально новые решения по вскрытию пластов с целью резкого сокращения сети подземных выработок (в частности, предложен способ разработки эксплуатационными блоками) и новая технология и техника для очистных работ. Такая мера резко сократит сроки окупаемости капитальных затрат и эксплуатационные затраты на добычу угля [1].

Существующие технологии подземной добычи угля позволяет вынимать уголь, практически не нарушая поверхности земли и ее экологии. В будущем подземному способу добычи коксующегося угля не будет альтернативы.

В ближайшие 10...15 лет добыча угля будет производиться на тонких, пластах

средней мощности и мощных пластах, где комбайновый способ добычи станет преобладающим как по объему добычи, так и по качеству добываемого угля.

Подземный способ добычи угля в настоящее время ориентирован на использование очистных механизированных комплексов, в которых очистной комбайн – это машина, отделяющая механическим путем уголь от массива пласта, дробящая его до кусков транспортабельного размера и наваливающая уголь на забойный конвейер.

От совершенства конструкции очистного комбайна зависит эффективность и экономичность подземной выемки угля. В забое около 70 % энергии, расходуемой на добычу угля, связано с работой очистного комбайна [2].

В настоящее время существует ряд различных схем комбайнов со шнековыми исполнительными органами, нашедшими применение, как в Российской Федерации, так и за рубежом.

Так схема комбайна с одним шнеком, рассчитанным на полную мощность пласта и расположенным стационарно и несимметрично относительно корпуса комбайна [3, 4, 5, 6], показана на рисунках 1.1 и 1.2.



Рисунок 1.1 – Очистной комбайн с одним шнеком

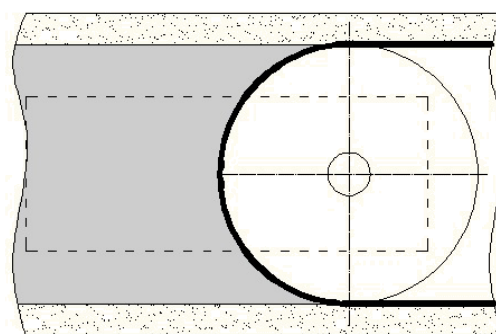


Рисунок 1.2 – Схема выемки угольного пласта комбайном с одним шнеком

Регулирование по мощности пласта осуществляется за счет сменных шнеков различного диаметра, регулирование по гипсометрии пласта – подъемом или опусканием комбайна. Эта машина одностороннего действия, однако, возможно обеспечение ее челноковой работы с помощью переставляемых зачистных устройств. Основными достоинствами данной схемы являются ее малые габаритные размеры по длине, предельная простота конструкции, возможность челноковой

работы. Недостатки схемы – отсутствие плавного регулирования шнека по мощности пласта и невозможность полной выемки лавы. Подобную схему имеют комбайны KSV-60 (Чехия), EW 60–G, EW 100–G (ФРГ), SE–IV (ФРГ), SL 250 (США) и другие, получившие ограниченную область распространения.

Схема комбайна с одним шнеком, установленным на качающейся рукояти [7, 8] показана на рисунках 1.3 и 1.4.



Рисунок 1.3 – Очистной комбайн с одним шнеком на качающейся рукояти

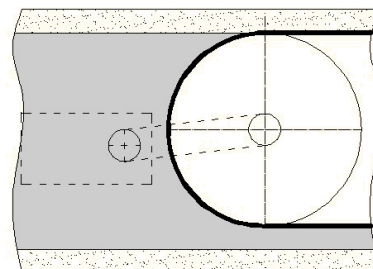


Рисунок 1.4 – Схема выемки угольного пласта комбайном с одним шнеком на качающейся рукояти

Эти очистные комбайны имеют двустороннюю схему работы. При прямом ходе комбайна его шнек вынимает: – верхнюю пачку пласта, а при обратном ходе – нижнюю. Комбайны с подобной компоновкой просты по конструкции. Основными недостатками этой конструктивной схемы являются: невозможность одновременной выемки угля по всей мощности пласта и необходимость в наличии одной ниши в конце лавы. Эти недостатки сказываются на производительности всего комплекса оборудования. Подобную схему имеют комбайны KSV–33 (Чехия), KWB (Польша), EW 130–L (ФРГ) и другие. Такие машины также получили весьма ограниченное применение.

В комбайнах с тремя шнеками (см. рис. 1.5; 1.6) два нижних шнека стационарно закрепляются на корпусе комбайна, а один – верхний шнек – размещается на качающейся рукояти [9, 10]. Трехшнековые комбайны обеспечивают выемку угля по всей мощности пласта. Основными достоинствами такой схемы являются возможность самозарубки комбайна и при необходимости получение ступенчатой формы забоя, увеличивающей устойчивость последнего. Из-за своего недостатка – затрудненность доступа в зону между нижними шнеками – схема распространения не получила (комбайны типа K58).

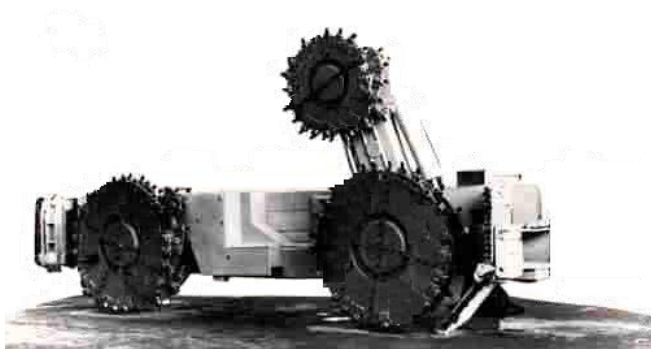


Рисунок 1.5 – Очистной комбайн с тремя шнеками

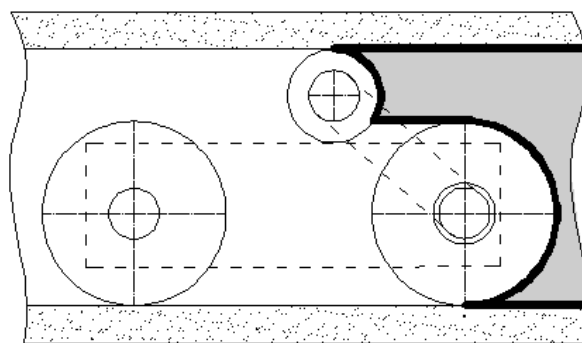


Рисунок 1.6 – Схема выемки угля комбайном с тремя шнеками

Симметричная схема комбайна с четырьмя шнеками, попарно расположенными по концам машины (см. рис. 1.7; 1.8), обеспечивает выемку угля по всей мощности пласта, а также самозарубку комбайна (комбайны 4К52, К105, К120).

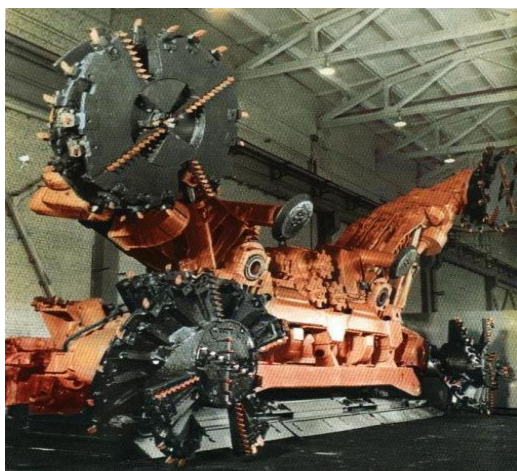


Рисунок 1.7 – Очистной комбайн с четырьмя шнеками

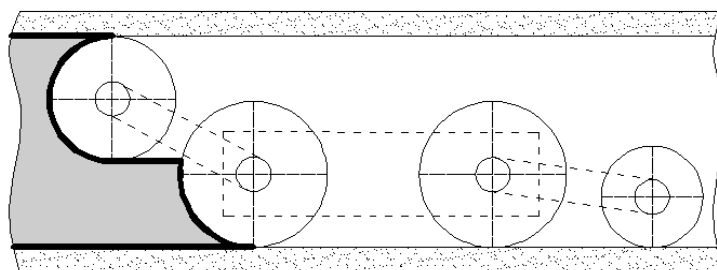


Рисунок 1.8 – Схема выемки угольного пласта комбайном с четырьмя шнеками

Недостатками подобной схемы являются: сложная конструкция комбайна и затрудненный доступ в зону между шнеками. Машины, как правило, применяются на пластах средней мощности и мощных [11, 12].

Наибольшее распространение имеют комбайны с двумя шнековыми исполнительными органами (см. рис. 1.9 – 1.16).

Шнеки могут располагаться несимметрично или симметрично относительно корпуса комбайна [13, 14, 15]. При несимметричном расположении один из шнеков может быть закреплен стационарно на корпусе, а другой – на качающейся рукояти, обеспечивающей регулирование по мощности пласта, как показано на рисунках 1.9

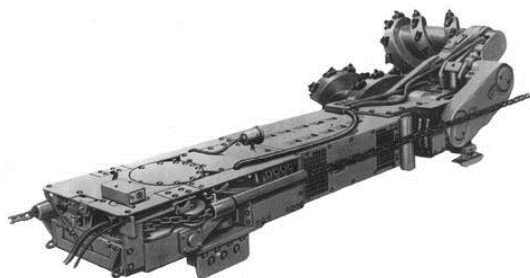


Рисунок 1.9 – Очистной комбайн с несимметрично расположенными двумя шнеками

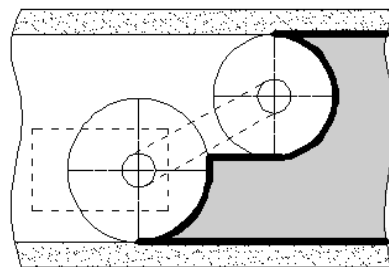


Рисунок 1.10 – Схема выемки угольного пласта очистным комбайном с несимметрично расположенными двумя шнеками

и 1.10 – комбайны 2K52M, ЕНW 100–G (ФРГ).

Возможно закрепление обоих шнеков на качающихся рукоятях, например, как у комбайна 1K101 (см. рис. 1.11; 1.12). При такой схеме обеспечиваются хорошая отработка угля по всей мощности пласта, челноковая схема работы, хорошие условия для погрузки угля. Однако на одном конце лавы требуется ниша.



Рисунок 1.11 – Очистной комбайн с несимметрично расположенными двумя шнеками, закрепленными на качающихся рукоятях

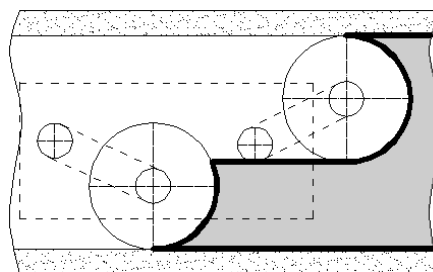


Рисунок 1.12 – Схема выемки угля комбайном с несимметрично расположенными двумя шнеками, закрепленными на качающихся рукоятях

Несимметричная схема комбайна с двумя шнеками показана на рисунках 1.13 и 1.14 [16]. Оба шнека расположены на качающихся рукоятях. Шнеки сближены, благодаря чему обеспечивается меньшая длина незакрепленной полосы в зоне самозарубки, и смещены к одному из концов машины. В отличие от схемы 1.10 шнеки обращены в разные стороны. При такой компоновке машины на одном конце лавы требуется ниша. Подобную схему имеют комбайны КШ1КГ, КШ3М и др. Широкого применения эта схема не получила.

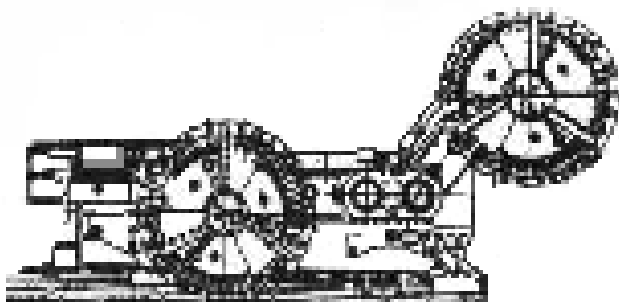


Рисунок 1.13 – Очистной комбайн с двумя несимметрично расположенными шнеками

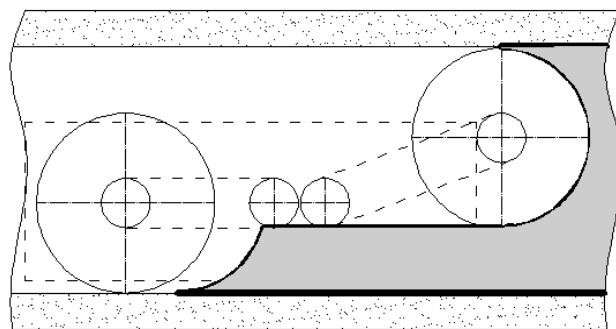


Рисунок 1.14 – Схема выемки угля комбайном с двумя несимметрично расположенными шнеками

На рисунках 1.15 и 1.16 показан комбайн с двумя шнеками, расположенными симметрично относительно корпуса комбайна на качающихся рукоятях [17, 18].



Рисунок 1.15 – Очистной комбайн с двумя симметрично расположенными шнеками

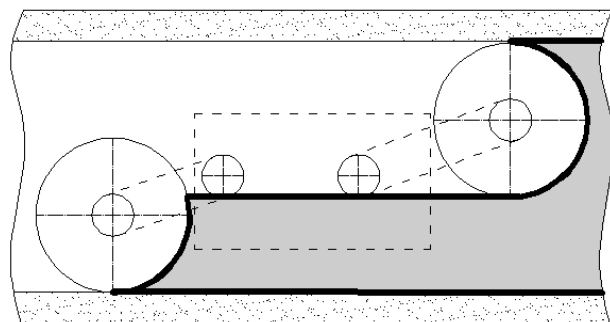


Рисунок 1.16 – Схема выемки угля комбайном с двумя симметрично расположенными шнеками

В этом случае комбайн работает по челноковой схеме и вынимает уголь на всю мощность пласта – комбайны АТ-1, К103, 1ГШ68, К128П, КWB-6 (Польша), KSW-200(Чехия), DTS-300 (Франция), AB16/200 (Англия), EDW-300L (ФРГ) и др.

1.1.1 Перспективы развития конструкций очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами

Практика подтвердила оптимальность и перспективность симметричной схемы расположения органов выемки по концам корпуса машины. Такая схема комбайна

имеет большие возможности для высокой степени унификации функциональных узлов (сборочных единиц) комбайна: электродвигателей, основных редукторов режущей части, поворотных редукторов-рукоятей, шнековых органов выемки, механизмов подачи с колесными движителями цевочно-реечного типа, блоков управления, опорно-направляющих механизмов, механизмов подъема и опускания шнеков, создания на их основе унифицированного ряда оригинальных конструкций двух шнековых машин, которые охватывают весь диапазон (по мощности) разрабатываемых пластов угля.

На основе получивших наибольшее распространение в РФ и за рубежом угольных комбайнов с двумя шнеками, расположенными симметрично относительно корпуса комбайна, в ОАО «ОМТ» («Гипроуглемаш») разработан ряд таких комбайнов.

Угольный комбайн K500 конструкции ОАО «ОМТ» (см. рис. 1.17) является машиной, выполненной по перспективной блочно-модульной схеме (см. рис. 1.18) с поперечным расположением всех электродвигателей, исключающей применение конических зубчатых передач в редукторах блоков приводов шнеков и редукторах безцепных механизмах подачи [21].

Комбайн предназначен для механизированной выемки угля в длинных очистных забоях пологих и полого-наклонных пластов мощностью 1,6 – 3,5 м при работе по простиранию с углом падения до 35° при сопротивляемости угля резанию до 360 кН/м. Впервые в отечественном выемочном комбайне применены: - в поворотных рукоятях вращающиеся погрузочные щиты с гидромеханическим управлением; – гидроуправляемые верхние оградительные щиты, а также высоконапорное орошение. В блоке привода шнеков установлены торсионные валы, снижающие низкочастотные колебания нагрузки и одновременно являющиеся предохранительными элементами.

Нижегородский завод ОАО «НМЗ» изготовил первый опытный образец комбайна в 1996 г. который прошел полный объем стендовых испытаний на Малаховском экспериментальном заводе, был принят приемочной комиссией и направлен для эксплуатационных испытаний на шахту «Западная» ПО «Интауголь».



Рисунок 1.17 – Очистной комбайн К500 конструкции ОМТ

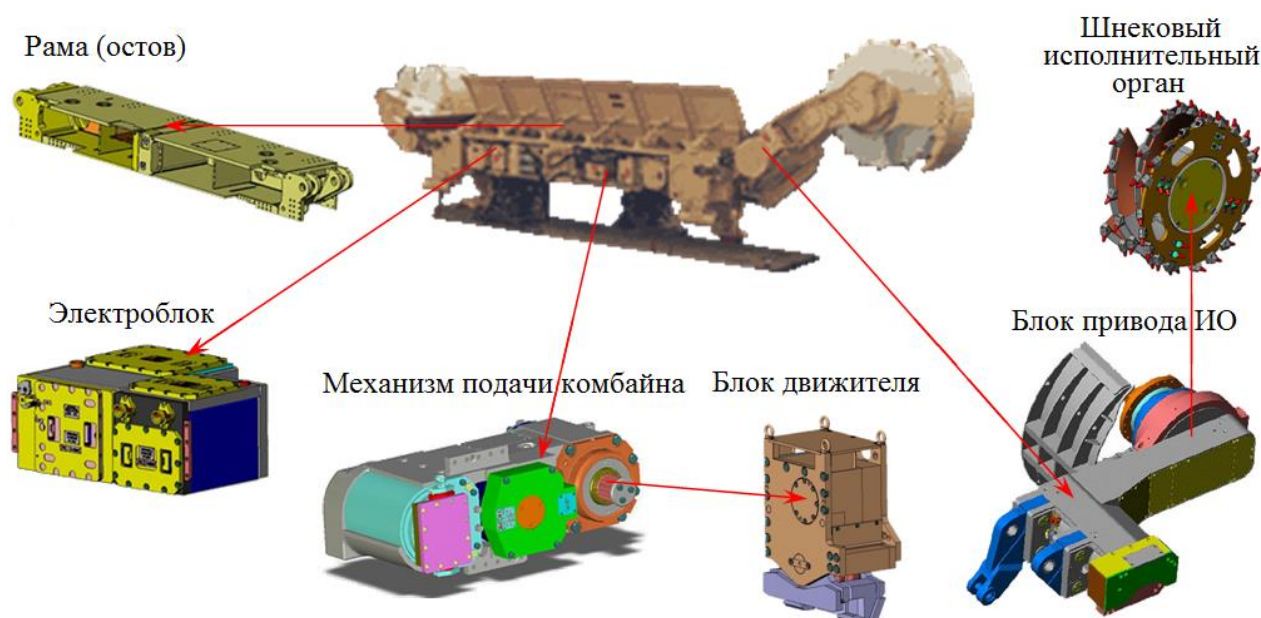


Рисунок 1.18 – Блочно-модульная схема очистного комбайна (основные узлы и механизмы)

Испытания проводились в 1997 г. на пласте мощностью 1,6 – 1,7 м с углом залегания до 19° в составе комплекса ЗКМ138И.

В результате проведенных испытаний полностью подтвердились преимущества конструктивной схемы комбайна с поперечным расположением электродвигателей, которая обеспечивает доступ к оборудованию со стороны выработанного пространства, а также ряд основных технических решений.

После проведения испытаний Гипроуглемашем была произведена корректировка чертежей. Кроме упрочнения деталей ряда узлов на модернизированном комбайне была установлена новая аппаратура управления – КУУК500, созданная Тульским машзаводом под руководством заведующего

отделом АиЭ Гипроуглемаша Г.Д. Мисаилова. Модернизированный комбайн был приобретен в 2000 г. шахтой «Воргошорская» и прошел промышленные испытания. После чего комбайн оставлен на шахте для дальнейшей эксплуатации. Приемочная комиссия рекомендовала комбайн К500, систему управления КУУК500 и все электротехнические изделия к промышленному производству. Последующие комбайны этой серии, изготовленные по заказам шахт Нижегородским машзаводом, эксплуатируются в Печорском угольном бассейне и постоянно совершенствуются Гипроуглемашем и заводом.

ОАО «ОМТ» совместно с ООО «Юргинский машзавод» разработал рабочий проект комбайна К500. Впоследствии Юргинский завод принял решение заниматься комбайном самостоятельно и первый опытный образец комбайна своего производства К500Ю (см. рис. 1.19) направил в 1997 г. на шахту «Зыряновская» в г. Новокузнецк.



Рисунок 1.19 – Очистной комбайн К500Ю конструкции Юргинского машзавода

За последние годы в российском угольном машиностроении произошли существенные изменения, в результате которых изменился объем и номенклатура выпускаемого очистного оборудования. Производство машин становится индивидуальным, учитывающим конкретные горно-геологические и горнотехнические условия эксплуатации. На современных высокопроизводительных угольных предприятиях проявилась тенденция к концентрации горных работ, уменьшению количества добычных забоев вплоть до организации работ по системе

«шахта-пласт» или «шахта-лава». Осуществление этой идеи невозможно без увеличения производительности угледобывающих комплексов, а, следовательно, и отдельных машин, в том числе угледобывающих комбайнов.

Изучение требований эксплуатационников на передовых предприятиях показало необходимость создания отечественного комбайна в первую очередь для пластов средне мощности и мощных, обеспечивающих стабильную нагрузку на уровне 10 тыс. тонн в сутки и способных конкурировать по техническому уровню, надежности и цене с комбайнами ведущих зарубежных фирм.

На основе вышеизложенного ОАО «ОМТ» в 2003 г. приняло решение о создании новой модели комбайна для отработки пластов мощностью 2,2 – 4,3 м – К600.

При разработке комбайна К600 (см. рис. 1.20) использовался опыт создания комбайна К500 блочно-модульной компоновки, находящегося в производстве на Нижегородском и Юргинском машиностроительных заводах. При создании комбайна Гипроуглемашем использовался также опыт эксплуатации в России комбайнов иностранных фирм: – JOY; – Eickhoff и других.



Рисунок 1.20 – Очистной комбайн К600 конструкции ОМТ

Сегодня поставщиком комбайна К600 является ОАО «ОМТ». Все комплектующие узлы и детали поступают в г. Киселевск, где на заводе горно-шахтного оборудования «ОМТ» осуществляется сборка комбайна, и проводятся стендовые испытания узлов и машины в целом. Первый образец комбайна К600 был

изготовлен в 2005 г.

Следующий экземпляр доработки конструкции комбайна К600 – очистной комбайн К700 (см. рис. 1.21). Очистные комбайны типа К700/1140 ОМТ предназначены для отработки угольных пластов мощностью 1,8...4,2 м с углами наклона до 35° по простиранию и до 10° по восстанию и падению, с сопротивляемостью угля резанию до 420 кН/м, опасных по пыли и газу. Комбайны оснащены механизмами подачи с электроприводом на базе электромагнитных тормозов. Редукторы резания и подачи защищены от динамических нагрузок [19, 20].



Рисунок 1.21 – Очистной комбайн К700/1140 конструкции ОМТ

Комбайны имеют блочную конструкцию основных узлов, местное и дистанционное управление по радиоканалу, аппаратуру управления, обеспечивающую:

- контроль питающего напряжения и правильность чередования фаз;
- диагностику механизмов и режимов работы комбайна;
- хронологическую информацию (по кодовому запросу) о режимах работы;
- фиксирование аварийных режимов в блоке “Черный ящик”.

В январе 2012 года в Киселевском филиале ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» состоялась презентация нового очистного комбайна К800/3300 (см. рис. 1.22), разработанного, сконструированного и изготовленного на этом заводе. Уникальность очистного комбайна К800/3300

заключается в том, что здесь применяется напряжение 3300 В, которое позволяет повысить надежность работы коммутационного электрооборудования за счет снижения токовых нагрузок.



Рисунок 1.22 – Очистной комбайн K800/3300 конструкции ОМТ

Данный образец был доставлен для последующего использования на шахту в Ростовской области. Анализ современного состояния конструкций и перспектив развития очистных комбайнов показал, что:

- высокий уровень унификации, возможность компоновки и ремонта агрегатно-узловым методом обеспечиваются рамными конструкциями машин при их симметрии;

- оптимальными по компоновке являются двух шнековые очистные комбайны с расположением шнеков с индивидуальным электрическим приводом по концам корпуса и электрической бесцепной системой подачи с частотным регулированием скорости;

- для надежного удержания очистных комбайнов на пологих и наклонных пластах при вынужденных остановках или аварийном обесточивании электросети блоки движителя должны оснащаться нормально замкнутыми тормозами;

- двух шнековые очистные комбайны с оптимальной компоновкой практически не имеют ограничения по энерговооруженности до 1000 кВт/т;

- в перспективе целесообразно повышать их энерговооруженность с учетом резервирования от 15 до 30% мощности их приводов [22].

1.2 Основные результаты исследований нагрузок в трансмиссиях приводов очистных комбайнов

Изучению и совершенствованию горных машин как динамических объектов посвящены работы ряда организаций и предприятий, среди которых можно отметить ИГД им. Скочинского, Гипроуглемаш, Донгипроуглемаш, ПНИУИ, ДонУГИ, Горловский машзавод им. С.М. Кирова, МГГУ, ТулГУ, КузПИ. Значительный вклад в эту область горного машиностроения внесли: чл. – корр. АН СССР Докукин А.В. [23], [24], [25], [26]; действительный член НАН Потураев В.Н. [27]; доктора технических наук: Берман В.М. [28]; Бреннер В.А. [29]; Гетопанов В.Н. [3]; Горбатов П.А. [30], [31]; Гребенкин С.С. [32]; Гуляев В.Г. [13], [31]; Кантович Л.И. [33], [34]; Картавый Н.Г. [35]; Козлов С.В. [14], [22], [36], [37]; Красников Ю.Д. [23], [24], [25], [38]; Миничев В.И. [7]; Мышляев Б.К. [39]; Нестеров В.И.; Позин Е.З. [11]; Рачек В.М. [3]; Рогов А.Я. [38]; Семенча П.В. [40]; Сидоров П.Г. [37]; Солод В.И. [3], [10]; Солод С.В. [38]; Ушаков Л.С.; Франчук В.П. [27]; Хорин В.Н. [5], [12] и многие другие.

Общие вопросы конструирования редукторов исполнительных органов, выбора типов и схем соединений зубчатых колес с валами, типов и размеров подшипников, конструкций опорных узлов, уплотнений и других элементов подробно рассмотрены в работе [7].

По мнению авторов работы [3] при выборе передаточных чисел трансмиссии – i_{mp} исполнительного органа выбираемых из соотношения:

$$i_{mp} = \frac{\sum M_{с.и.о.}}{\alpha M_{уст} \eta_{mp}}, \quad (1.1)$$

где $\sum M_{с.и.о.}$ – суммарный момент сил сопротивления на исполнительном органе, Нм;

α – коэффициент, характеризующий часть мощности, используемой на отделение и погрузку угля исполнительным органом;

$M_{уст}$ – устойчивый момент двигателя (наибольшее среднее значение крутящего момента, развиваемого двигателем без опрокидывания), Нм;

η_{mp} – КПД трансмиссии.

Также, по их мнению, необходимо исходить из того, чтобы технические, конструктивные и режимные параметры комбайна увязывались между собой из условия получения максимальной производительности – Q_{max} при полном использовании устойчивой мощности двигателя и минимальной энергоемкости процесса разрушения пласта – $H_{w\ min}$.

С учетом диапазонов изменения глубины резания – h и сопротивляемости пласта разрушению – $\bar{A}_p$ исполнительный орган очистного комбайна должен иметь не менее двух скоростей резания – $n_{u.o.}$. А передаточные числа трансмиссии – i_{mp} исполнительного органа должны определяться с учетом оптимальной глубины резания – h_{opt} по зависимости:

$$i_{mp} = 0,392 m_{\lambda} \frac{h_{cp.opt}}{V_n} \quad (1.2)$$

где $h_{cp.opt}$ – средняя глубина резания, см;

V_n – скорость подачи комбайна, м/с;

m_{λ} – число резцов в забойной линии резания.

В работе [22] проф. Козлов С.В. исследовал многоскоростные стационарные режимы работы очистного комбайна и меры по стабилизации режимов его эксплуатации. По его мнению, регулирование производительности может быть достигнуто фиксированным изменением уровней скорости резания за счет размещения электродвигателя привода шнека вместо трансмиссий на качающейся рукояти.

В работе [3] максимальная (теоретическая) производительность комбайна – Q_{max} выражена через устойчивый момент двигателя – $M_{уст}$:

$$Q_{max} = 0,0026 \frac{\alpha M_{уст} \eta_{mp}}{H_w} \quad (1.3)$$

где H_w – удельная энергоемкость процесса разрушения угольного пласта, кВт·ч/т.

С другой стороны

$$Q_{max} = 3600 B H V_n \gamma, \text{ т/ч} \quad (1.4)$$

где B – ширина захвата, м;

H – мощность угольного пласта, равная

$$H = D(1 + k_2), \text{ м} \quad (1.5)$$

здесь k_2 – отношение высот слоев вынимаемых каждым шнеком;

γ – удельный вес угля, т/м³.

Выражение (1.4) с учетом (1.5) принимает вид

$$Q_{\max} = 3600BD(1 + k_2)V_n\gamma, \text{ т/ч} \quad (1.6)$$

Решая совместно уравнения (1.3) и (1.6) относительно скорости подачи комбайна – V_n , имеем:

$$V_n = \frac{0,0026\alpha M_{\text{ycm}}\eta_{\text{mp}}}{3600H_w BD(1 + k_2)\gamma}, \text{ м/с} \quad (1.7)$$

Переходные режимы в приводе горных машин достаточно полно изучены в работах Докукина А.В. [23], [24], [25], [26], Красникова Ю.Д. [23], [24], [25], [38], Хургина З.Я. [23], [24], [25], [38] и других. Максимальные нагрузки в приводе возникают в переходных режимах в момент встречи исполнительного органа с жестким препятствием и характеризуются быстрым протеканием во времени (см. рис. 1.23).

Регистрация крутящего момента в трансмиссии привода шнека (см. рис. 1.23) свидетельствует, что максимальная нагрузка в приводе в момент встречи режущего инструмента исполнительного органа с твердым включением может быть более чем в два раза выше максимального момента привода.

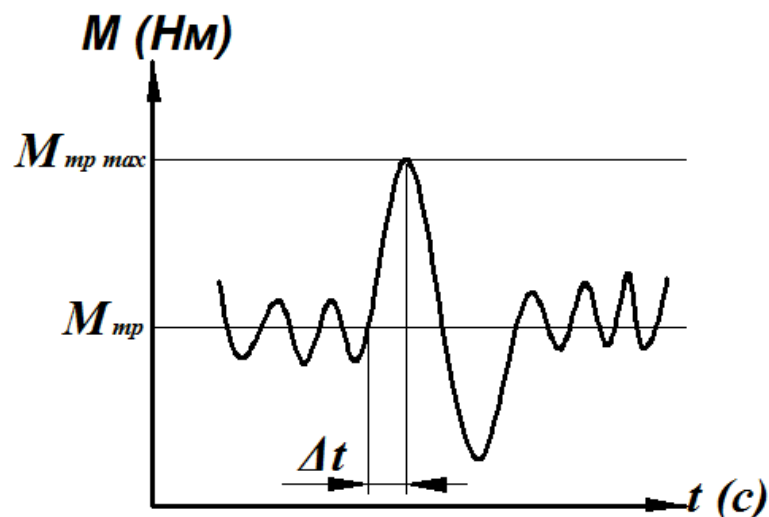


Рисунок 1.23 – Реализация крутящего момента в трансмиссии привода шнека

При определении максимальной нагрузки в трансмиссии привода шнека авторы работ [23], [24], [25], [38] с целью упрощения задачи перемещения машин в пространстве при встрече с препятствием не учитываются. В действительности часть энергии в момент столкновения исполнительного органа может быть израсходована на перемещение машины.

С целью построения эквивалентной расчетной схемы и проведения расчета величины, относящиеся к различным валам трансмиссий и определяющие динамические нагрузки, – моменты инерции, коэффициенты жесткости, скорости и упругие моменты приводят к валу двигателя [38].

Уравнение движения вала ротора двигателя привода шнека (см. рис. 1.24) имеет вид:

$$I\ddot{\varphi} + k\varphi = M_{\partial\partial}(\dot{\varphi}) - M_n \quad (1.8)$$

где φ – угловая обобщенная координата поворота ротора электродвигателя, рад;

$M_{\partial\partial}(\dot{\varphi})$ – движущий момент электромотора привода шнека, Нм;

I – динамический момент инерции системы, приведенный к валу электродвигателя, кг м²;

M_n – стопорный момент электродвигателя, Нм;

k – приведенный коэффициент жесткости трансмиссии и внешнего сопротивления, Нм/рад.

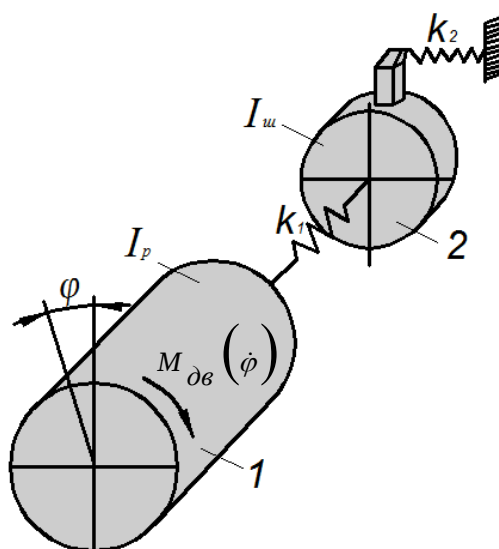


Рисунок 1.24 – Эквивалентная расчетная схема привода шнека: 1 – ротор электродвигателя; 2 – шнек очистного комбайна

Величина приведенного коэффициента жесткости – k определяется из суммы податливостей трансмиссии – $1/k_1$ и внешнего сопротивления – $1/k_2$:

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_2 + 4k_1 i_{mp}^2 / D^2}, \text{ Нм/рад} \quad (1.9)$$

где D – диаметр шнека, м.

Анализ полученных рядом авторов осциллограмм [23, 38] регистрации моментов в трансмиссии привода шнека показал, что при возникновении пиковых нагрузок, не вызывающих опрокидывания двигателя, время их преодоления – Δt находится в диапазоне 0,015 – 0,050 секунды. Это время сопоставимо по величине с периодом собственных колебаний трансмиссии привода шнека очистного комбайна $T = 0,025 – 0,035$ секунды. В то же время известно, что реакция динамической системы при действии на нее импульса силы небольшой продолжительности зависит от соотношения – $\Delta t / T$.

Частота собственных колебаний – f_c системы «ротор двигателя – шнек» определяется зависимостью

$$f_c = 0,5 \sqrt{\frac{k_1 (I_p + I_{ш})}{\pi^2 I_p I_{ш}}}, \text{ Гц} \quad (1.10)$$

Метод определения текущего значения толщины среза на резцах исполнительного органа очистного комбайна, изложенный Докукиным А.В., Берманом В.М. и Роговым А.Я. в работе [26], хотя обеспечивает достаточно высокую точность расчета, однако предполагает использование цифровой вычислительной техники и поэтому непригоден в аналитических исследованиях. Упрощенное решение подобной задачи путем замены исходной автономной системы системой с внешним возмущением не отражает реальной физической картины формирования динамических нагрузок и может быть использовано лишь в качестве первого приближения. Наиболее удачной следует считать зависимость, предложенную Кухтенко А.И. в работе [41]

$$h = \int_{t-\tau}^t \dot{x}(t) dt \quad (1.11)$$

где h – толщина среза, м;

$\dot{x}(t)$ – скорость подачи, м/с;

τ – постоянная времени формирования стружки (запаздывание), с.

Зависимость (1.11), применяемая в работе [25] Докукиным А.В. и Красниковым Ю.Д. и другими [42, 43] при исследовании движения выемочных машин, описывает, по их мнению, реальный физический процесс формирования стружки, причем здесь определяется максимальное значение среза в направлении подачи. Серповидность среза в выражении (1.11) ими приближенно учитывается посредством дополнительного сомножителя – k_u , учитывающего положение резцов исполнительного органа

$$F_u = k_u [x(t) - x(t - \tau_u)] \quad (1.12)$$

В то время как реальная траектория вооружения шнека очистного комбайна представляет собой удлиненную трохоиду [44]. Даже с нерегулируемым по скорости электромеханическим приводом шнека скорость резания не может быть постоянна, что утверждается этими авторами [25, 41, 42].

В свою очередь, наличие запаздывания в уравнениях движения системы приводит к значительным трудностям в аналитическом исследовании, поэтому широкое применение получили различные методы аппроксимации функций, содержащих запаздывание [45].

Сложные колебательные процессы, возникающие в приводе, можно разделить на быстрые движения (область высоких частот) [23, 24, 25] и медленные (область низких частот) [26, 27, 28]. Быстрые движения, определяемые колебаниями координат привода и корпуса машины в рабочем режиме, по мнению авторов означенных работ, могут быть исследованы при постоянных параметрах системы. Медленные движения характеризуются в основном изменением сопротивляемости массива разрушению и жесткостью механизма перемещении машины в забое. Эти факторы определяют систему как нестационарную и требуют применения специальных методов исследования [29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40].

В настоящее время для снижения динамических нагрузок в соответствующем частотном диапазоне применяются главным образом пассивные средства [41, 42, 43,

45]: рациональная расстановка режущего инструмента на исполнительных органах очистных комбайнов; введение в систему демпферов и другие конструктивные решения. Активные средства воздействия на динамику процессов в области высоких частот (автоматическое регулирование, параметрическая коррекция) еще не нашли широкого применения из-за сложности получения и переработки информации о состоянии системы, то есть измерения текущих значений необходимых координат, сложности реализации и высокого быстродействия управления силовой системы.

Приведенный выше обзор основных результатов исследований нагрузок в трансмиссиях приводов очистных комбайнов не претендует на полноту изложения затронутых вопросов, а преследует лишь цель осветить основные направления в исследованиях динамических процессов современных выемочных машин, а также наметить основные задачи исследования параметров привода как элемента системы – «машина – забой». Существенную роль при этом могут сыграть идеи и методы теории оптимизации параметров динамических систем. Исследования в данном направлении, очевидно, целесообразно разграничить для быстрых и медленных движений в соответствии с предложенной рядом авторов [33, 34, 35, 36, 37] классификацией.

Таким образом, для анализа и синтеза динамических характеристик системы «машина – забой» требуется использование современных методов исследования на основании корректного математического описания ее основных динамических свойств.

Следует отметить, что понятия и формулы в выше выполненном обзоре источников информации по исследуемому вопросу приведены в стилистике авторов [46].

1.3 Цели, задачи исследования

Анализ основных источников информации аналитических и экспериментальных исследований [14, 16, 17, 22, 23, 24, 25, 29, 31, 32, 38] нагрузок и динамических параметров трансмиссии привода шнеков очистного комбайна

свидетельствует, что в ранее выполненных работах практически не нашли отражения вопросы, связанные с особенностями взаимодействия шнеков с угольным пластом в зоне фрикционного контакта.

Целью работы является обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна при гармонических колебаниях амплитуды движущего момента в заданном частотном спектре.

Выполненный нами анализ современного состояния конструкций очистных комбайнов дает возможность сформулировать задачи настоящего исследования.

Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** источников информации аналитических и экспериментальных исследований нагрузок и динамических параметров трансмиссий приводов шнеков и механизма перемещения очистного комбайна;
- **анализом** источников информации аналитических и экспериментальных исследований влияния вынужденных гармонических колебаний движущего момента шнека при его взаимодействии в зоне фрикционного контакта с угольным пластом;
- **исследованием** основных кинематических и силовых параметров приводов вращения шнеков и перемещения очистного комбайна;
- **установлением зависимостей** снижения момента трения при действии на шнек очистного комбайна колебаний движущего момента от эффективного коэффициента сухого трения и высоты слоя разрушаемого угля;
- **разработкой** принципиальной схемы и математического аналога центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента привода шнека очистного комбайна;
- **разработкой** многопараметрической математической модели процесса взаимодействия шнека очистного комбайна с угольным пластом с учетом виброреологического эффекта;
- **моделированием** динамических параметров трансмиссии привода шнеков очистного комбайна в процессе их взаимодействия с угольным пластом с учетом

виброреологического эффекта;

- **разработкой** комплекса научно – технических мероприятий по повышению уровня адаптации очистного комбайна к технологическим нагрузкам при выемке пологих, полого – и круто наклонных угольных пластов.

Выводы по главе

1. Опыт эксплуатации очистных комбайнов [7, 15], анализ работы ведущих предприятий [12] по подземной добыче угля показывает, что в ближайшее время наиболее емкими потребителями очистных комплексов в РФ [2] будут являться угольные шахты Кузнецкого, Печорского, Минусинского, Иркутского и Южно-Якутского угольных бассейнов.
2. Анализ современного состояния конструкций и перспектив развития очистных комбайнов показал, что:
 - оптимальными по компоновке являются двух шнековые очистные комбайны с расположением шнеков с индивидуальным электрическим приводом по концам корпуса и электрической бесцепной системой подачи с частотным регулированием скорости;
 - двух шнековые очистные комбайны с оптимальной компоновкой практически не имеют ограничения по энерговооруженности до 1000 кВт/т;
 - целесообразно повышать их энерговооруженность с учетом резервирования от 15 до 30% мощности их приводов.
3. В работах [14, 16, 17, 22, 23, 24, 25, 29, 31, 32, 38] сформулированы общая теоретическая и методологическая проблемы, которые определяют задачи ближайших исследований для целенаправленного обоснования и выбора динамических параметров трансмиссий проводов шнеков очистного комбайна.

2 Закономерности формирования сил сопротивления на шнековых исполнительных органах очистного комбайна

2.1 Кинематические особенности процесса выемки угля из угольного пласта

На современном этапе угледобычи в Российской Федерации использованию шнековых исполнительных органов, оснащенных тангенциальными поворотными резцами, альтернативы не просматривается. Так, по данным работы [47], не менее 95% действующих очистных забоев оснащены именно узкозахватными комбайнами со шнековыми исполнительными органами, при этом явно просматривается тенденция увеличения мощности приводов исполнительных органов комбайна [48, 49, 50, 51, 52]. На некоторых последних модификациях очистных комбайнов применен привод мощностью в 2150 кВт [47].

Известно, что основными достоинствами шнековых исполнительных органов являются: совмещение функций отбойки угля от массива пласта и погрузки его на конвейер; удобство регулирования по мощности пласта; возможность осуществления самозарубки; надежность и долговечность.

Траектория движения тангенциальных резцов каждого шнека комбайна диаметром – D (позволяющих обеспечить глубину резания до 0,06 м на оборот при радиальном вылете резца в 0,09 м), по мнению ряда авторов [2, 3], имеет форму близкую к серповидной траектории (см. рис. 2.1).

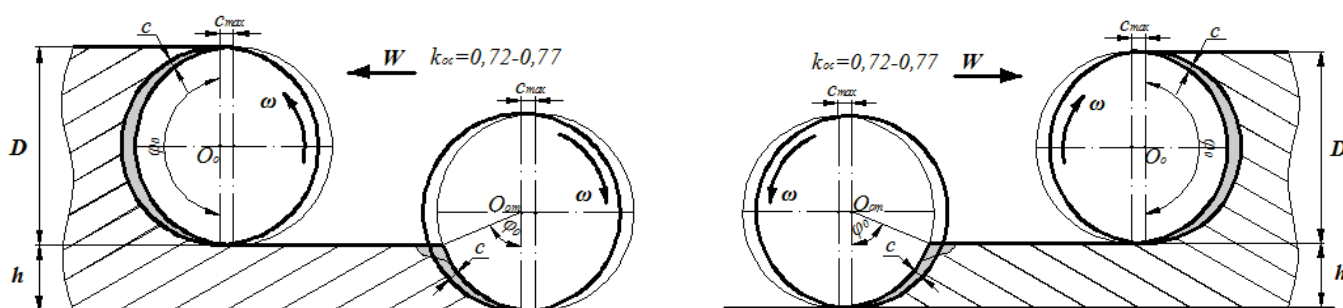


Рисунок 2.1 – Форма резов, образуемых резцами опережающего и отстающего шнеков очистного комбайна при челноковой схеме отработки угольного пласта (по В.И. Солоду, В.Н. Гетопанову и В.М. Рачеку)

Ее толщина (глубина резания – c) не остается постоянной, а зависит от угла контакта исполнительного органа со слоем угля – φ_0 и изменяется в пределах от 0

до $C_{\max}$.

В работах [2, 3] величина суммарной средней касательной составляющей (силы резания – F_u) на каждом шнеке очистного комбайна представлена как

$$F_u = 0,5k_{oxв}k_{oc} \sum_{j=1}^{N_r} z_{cpj} n_j, \text{ Н} \quad (2.1)$$

где z_{cpj} – средняя сила резания на тангенциальном резце шнека, Н, равная

$$z_{cpj} = 2\bar{A}_p / l_j, \text{ Н} \quad (2.2)$$

здесь $\bar{A}_p$ – сопротивляемость угля резанию по ОСТ 12.47.001 – 73, Н/м;

l_j – длина реза j -ого тангенциального резца, м;

n_j – число резцов в группе, одновременно разрушающих забой, ед.;

N_r – число рассматриваемых групп резцов шнека, ед.;

$k_{oxв}$ – коэффициент влияния угла контакта исполнительного органа со слоем угля – φ_0 на среднюю силу резания, в соответствии с результатами, приведенными в работе [3] (см. табл. 2.1), составляет:

Таблица 2.1

φ_0	<i>градус</i>	30	60	90	120	150	180
	<i>рад</i>	0,523	1,047	1,570	2,094	2,617	3,141
$k_{oxв}$		0,1	0,3	0,5	0,7	0,9	1,0

k_{oc} – коэффициент, учитывающий ослабление угольного массива опережающим шнеком и направление его вращения относительно напластования.

Так, при разрушении слоя угля снизу вверх по сравнению с его разрушением сверху вниз уменьшает расход энергии на 5 – 15% за счет образования так называемого «скола». Величина этого коэффициента в соответствии с результатами, приведенными в работе [3], в зависимости от положения опережающего шнека (нижнее или верхнее) составляет от 0,64 до 0,9.

Для двух шнековых очистных комбайнов типоразмеров К500, К500Ю, К600, К700, К800, работающих по челноковой схеме, наиболее предпочтительной является

схема работы комбайна с опережением верхним исполнительным органом нижнего, поскольку в этом случае часть угля грузится с уступа забоя, а часть его попадает в зону работы отстающего шнека. Таким образом, положение опережающего шнека всегда верхнее, отстающего – нижнее и направление его вращения всегда снизу вверх (см. рис. 2.1). Поэтому коэффициент, учитывающий ослабление угольного массива для отстающего шнека – опережающим и направление его вращения, для комбайнов указанных выше типоразмеров, составляет $k_{oc} = 0,77$ для угла контакта исполнительного органа со слоем угля $0 < \varphi_0 \leq 0,5\pi$ и $k_{oc} = 0,72$ для угла контакта $0,5\pi < \varphi_0 \leq \pi$ [3].

Еще общим для всех выше перечисленных комбайнов является бесцепная система подачи с двумя приводами (переменного тока с частотным регулированием скорости вращения), позволяющая работать без специальных тормозных устройств на пластах наклонного падения (восстания).

Известно, что траектории взаимодействия вооружения шнеков очистного комбайна с угольным массивом образуются в результате сочетания его поступательного движения вдоль лавы со скоростью – W и вращательного движения шнеков со скоростью – $\omega = d\varphi / dt = const$, рад/с (2.3), здесь φ – угловая координата при вращении шнека, рад [53, 54, 55]. Отсчет текущего значения угла поворота – φ как у опережающего, так и у отстающего шнеков начинается с точки касания – C их вооружения с угольным пластом (см. рис. 2.2).

Здесь следует отметить, что *при челноковой схеме работы* очистного комбайна при смене направления его движения опережающий начинает выполнять функции отстающего шнека, а отстающий опережающего. Поскольку шнеки комбайна имеют строго заданное направление вращения, то отбитый уголь располагается определенным образом в зависимости от совпадения или несовпадения направления вращения шнекового исполнительного органа и направления движения комбайна по лаве. Так, при встречном вращении (от почвы к кровле) относительно направления движения комбайна, *в шнеке, выполняющем функции отстающего* (см. рис 2.2 а), основная масса отбитого угля падает вниз и подается шнеком на забойный конвейер,

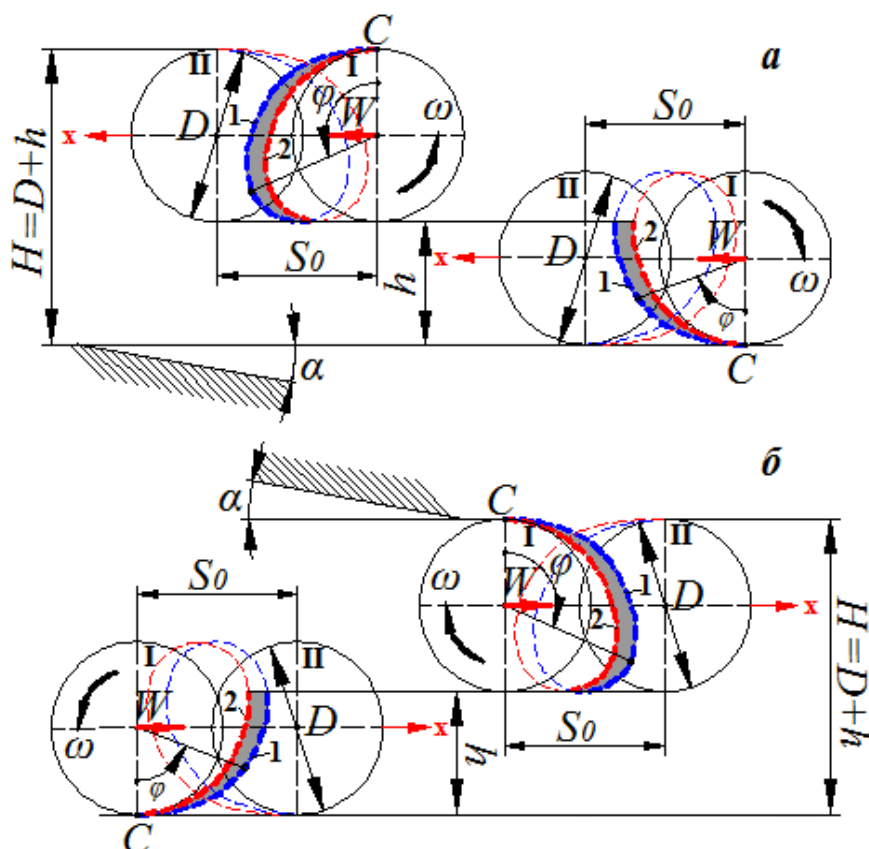


Рисунок 2.2 – Траектории движения режущих элементов опережающего (а) и отстающего (б) шнеков очистного комбайна при челноковой схеме обработки угольного пласта: H – мощность, м; α – угол падения (восстания) угольного пласта, °; h – высота вынимаемого слоя угля отстающим шнеком, м оставаясь в рабочем пространстве. В этом случае устраняется излишнее переизмельчение угля.

При попутном вращении (от кровли к почве) относительно направления движения комбайна, в шнеке, выполняющем функции опережающего (см. рис 2.2 б), основная масса отбитого угля располагается со стороны погрузочного щита.

В последнее время появились работы [47, 53, 54, 55, 56, 57], в которых траектории движения режущих элементов шнека комбайна представлены идентичными удлинненными циклоидами (трохоидами), описываемые системой параметрических уравнений [58]

$$x = 0,5D(\varphi - \sin \varphi), \text{ м} \quad (2.4)$$

$$y = 0,5D(1 - \cos \varphi), \text{ м} \quad (2.5)$$

расположенными в плоскости вращения шнека, причем траектория – 2 (см. рис. 2.2) образуется с опережением траектории – 1.

После прохода вооружения шнеков по всей дуге забоя, оно отделит от последнего элемент угольного пласта, ограниченный линиями 1 и 2. При этом подача шнеков на один радиан составит:

$$S = W / \omega, \text{ м/рад} \quad (2.6)$$

Шнеки оснащены лопастями с углом захода в плоскости вращения, равным

$$\alpha_0 = 2\pi / z, \text{ рад} \quad (2.7)$$

В свою очередь подача на виток шнека за один его оборот – S_0 с учетом выражений (2.6) и (2.7) определится как:

$$S_0 = \alpha_0 S = \frac{2\pi}{z} \frac{W}{\omega}, \text{ м/об} \quad (2.8)$$

где z – число заходов витков шнека, ед.

Максимальная скорость движения очистного комбайна вдоль угольного пласта – $W_{\max}$ определяется из уравнения (2.8) при условии, что за один оборот опережающего шнека его подача – S_0 позволит при радиальном вылете резца в 0,09 м обеспечить глубину резания $S_{0\max} = 0,06 \text{ м}$

$$W_{\max} = S_{0\max} z \frac{\omega}{2\pi}, \text{ м/с} \quad (2.9)$$

Угол наклона винтовых линий шнека – α_1 (угол подъема спирали лопастей) к плоскости ортогонального сечения его поперечной оси (см. рис. 2.3) определяется по зависимости, установленной в работе [7]:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{zB}{\pi D}, \text{ рад} \quad (2.10)$$

где B – ширина захвата шнека, м.

Для опережающего шнека угол контакта его витка со слоем угля – φ_0 всегда равен – π , а для отстающего определяется по зависимости, полученной в работе [53]:

$$\varphi_0 = \arccos\left(1 - \frac{2h}{D}\right) + \arcsin \frac{2\pi}{D} \frac{W}{\omega}, \text{ рад} \quad (2.11)$$

где h – высота слоя угля, разрушаемого отстающим шнеком, м, $0 \leq h \leq D$.

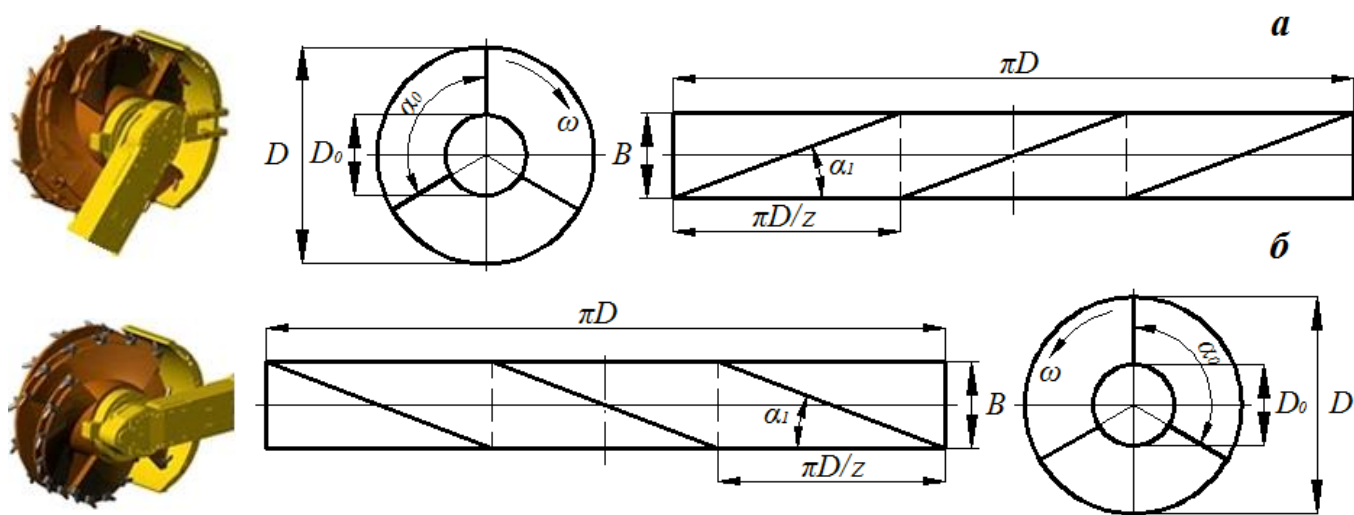


Рисунок 2.3 – Схема определения угла подъема спирали лопастей шнека по развертке его наружной поверхности: *a* – при вращении шнека от кровли к почве; *б* – при вращении шнека от почвы к кровле, D_0 – диаметр обечайки шнека, м

В выражении (2.11) числовое значение $2\pi W / \omega D$ является величиной второго порядка малости. С учетом этого, угол контакта витка отстающего шнека со слоем угля с достаточной степенью точности можно представить в виде:

$$\varphi_0 = \arccos\left(1 - \frac{2h}{D}\right), \text{ рад} \quad (2.12)$$

Для определения угловой координаты реакции слоя угля на шнек – φ_a (угловой координаты «центра тяжести» вертикального сечения стружки) с учетом опережения траекторией – 2 движения вооружения шнека траектории – 1 (см. рис. 2.4), запишем максимальную глубину резания – S_r в виде разности полярных радиусов $r_a(\varphi_a)$ и $r_b(\varphi_a + 2\pi)$:

$$S_r = r_b(\varphi_a + 2\pi) - r_a(\varphi_a), \text{ м} \quad (2.13)$$

где r_a , r_b – полярный радиус точки «a» и «b» соответственно, м.

Означенные выше полярные радиусы с учетом параметрического уравнения (2.4) и того, что текущее значение угла поворота витка шнека составляет

$$\varphi = \pi D W / z \omega, \text{ рад} \quad (2.14)$$

будут иметь вид:

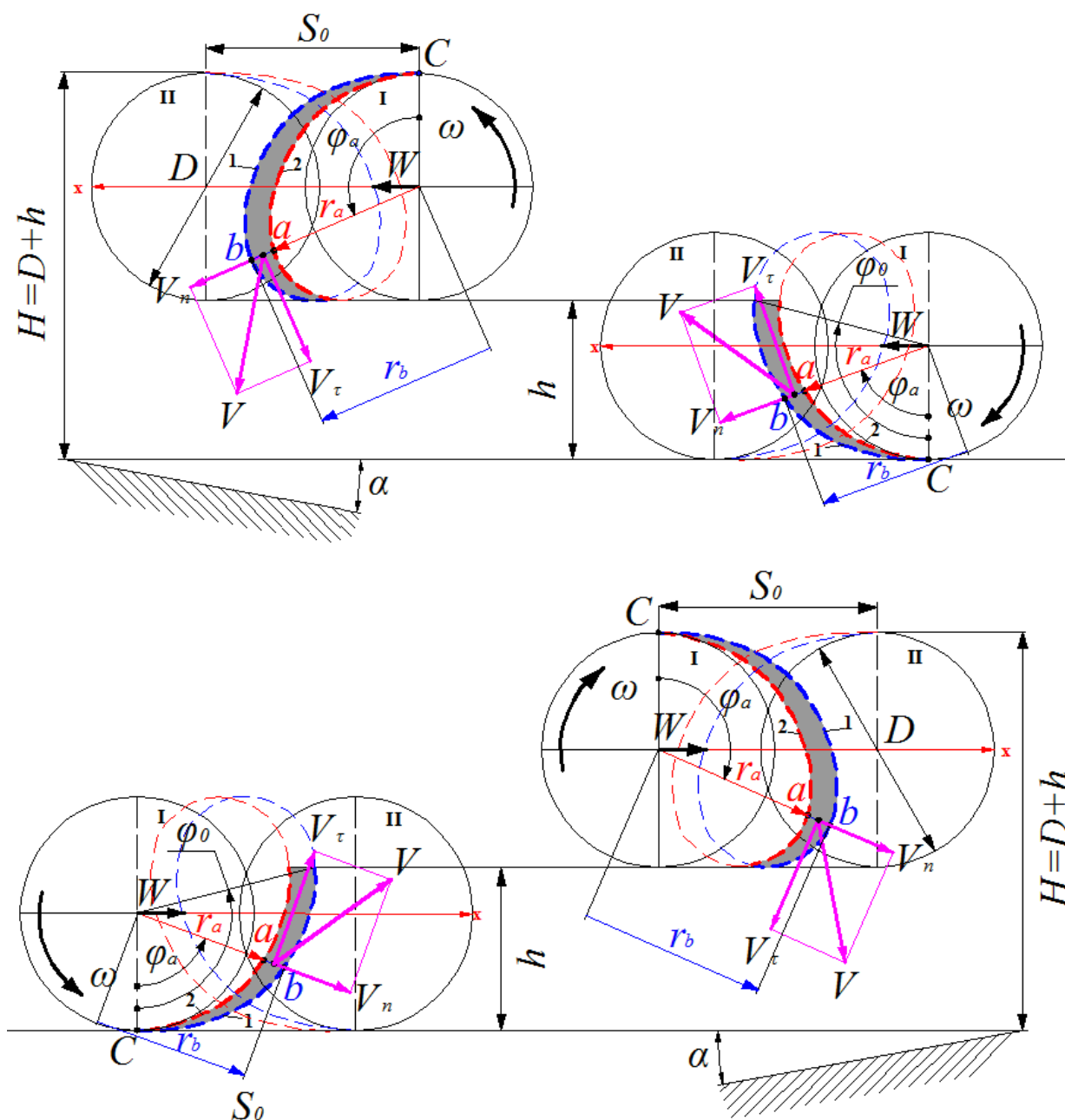


Рисунок 2.4 – Схема определения площади вертикального сечения стружки, срезаемой шнеками очистного комбайна при его движении вдоль восстающего и падающего угольных пластов

$$r_a = \frac{0,5D}{\cos \varphi_a} \left[\frac{\pi DW}{z\omega} - \sin \varphi_a \right], \text{ м}; \quad r_b = \frac{0,5D}{\cos(\varphi_a + 2\pi)} \left[\frac{\pi DW}{z\omega} + 2\pi - \sin(\varphi_a + 2\pi) \right], \text{ м} \quad (2.15)$$

Угловая координата реакции слоя разрушаемого угля – φ_a , соответствующая угловой координате «центра тяжести» вертикального сечения стружки, определится из условия:

$$\frac{d}{d\varphi} S_r(\varphi = \varphi_a) = 0 \quad (2.16)$$

или с учетом зависимостей (2.15) уравнение (2.16) для угла контакта витка шнека со слоем угля $0 \leq \varphi \leq \varphi_0$ принимает вид:

$$\pi D \frac{\sin \varphi_a}{\cos^2 \varphi_a} \Big|_0^{\varphi_0} = 0 \quad (2.17)$$

Решая уравнение (2.17) с учетом зависимости (2.14), имеем

$$\varphi_a = \frac{2}{3} \varphi_0 - \arcsin \frac{2\pi W}{zD \omega}, \text{ рад} \quad (2.18)$$

Учитывая, что второй член уравнения (2.18) в z раз меньше второго члена уравнения (2.11), он также является величиной второго порядка малости. Поэтому величина угловой координаты реакции слоя разрушаемого угля – φ_a с большой степенью точности составит:

$$\varphi_a = \frac{2}{3} \varphi_0, \text{ рад} \quad (2.19)$$

Здесь следует отметить, что угловая координата реакции слоя угля для опережающего шнека всегда составляет величину $\varphi_a = 2\pi/3$, рад (2.20), а для отстающего шнека определяется выражением (2.19).

Линейная скорость вооружения в плоскости вращения шнека – V определяется по двум ее ортогональным составляющим: V_τ – направленной по касательной к окружности шнека и V_n – нормальной составляющей, направленной по радиусу к оси вращения, по зависимости

$$V = [V_\tau^2 + V_n^2]^{0,5}, \text{ м/с} \quad (2.21)$$

$$\text{Здесь: модуль касательной составляющей } V_\tau = 0,5\omega D, \text{ м/с;} \quad (2.22)$$

$$\text{модуль нормальной составляющей } V_n = W / \sin \varphi_a, \text{ м/с.} \quad (2.23)$$

Суммарное сечение стружек, срезаемых вооружением шнека в горизонтальной плоскости – S_Σ составит:

$$S_\Sigma = z_i \delta \cdot B, \text{ м}^2 \quad (2.24)$$

где δ – среднее суммарное значение толщины стружки, м, [57] равно:

$$\delta = 2zS_0 h / D \cos \alpha_1 \varphi_0, \text{ м} \quad (2.25)$$

С учетом результатов (2.8) и (2.25) горизонтальное сечение стружки – $S_{\Sigma i}$ определяется как:

$$S_{\Sigma i} = \frac{4z_i B}{\cos \alpha_1} \frac{\pi}{\varphi_0} \frac{h}{D} \frac{W}{\omega}, \text{ м}^2 \quad (2.26)$$

Уравнение (2.26) справедливо для отстающего шнека ($z_i = z_{on}$) при изменении высоты вынимаемого слоя угля с 0 до $h = D$, причем для опережающего шнека ($z_i = z_{on}$) справедливо последнее условие с учетом того, что $\varphi_0 = \pi$, а уравнение (2.26) принимает вид:

$$S_{\Sigma on} = \frac{4z_{on} B W}{\cos \alpha_1 \omega}, \text{ м}^2 \quad (2.27)$$

При этом число витков шнека, контактирующих с угольным пластом – z_i , ед. (без учета расстановки вооружения на лобовине) определяется из выражения:

$$z_i = \text{ent} \left[\frac{\arccos \left(1 - \frac{2h}{D} \right)}{2\pi} z \right], \text{ ед} \quad (2.28)$$

Здесь символ «ent» (от слова «le entier») обозначает оператор выделения целочисленной части числа.

Максимальное суммарное сечение стружек, срезаемых вооружением опережающего шнека в горизонтальной плоскости – $S_{on \max}$, определится при $z_{on} = z_{on \max}$ (см. условие (2.28)), а минимальное сечение – $S_{on \min}$ из того же выражения при $z_{on} = z_{on \min}$.

При числе заходов, равном трем, минимальное и максимальное число витков опережающего шнека, разрушающих угольный массив, равно $z_{on \min} = 1$ ед. и $z_{on \max} = 1,5$ ед. с частотой входа (выхода) винтовых линий шнека в забой (из забоя) с учетом уравнения (2.7), составляющей:

$$f_z = z\omega / 2\pi, \text{ Гц} \quad (2.29)$$

При диапазоне изменения высоты слоя вынимаемого угля $0 \leq h \leq D$ число витков шнека в забое – z_{on} (ед.) с учетом результатов, полученных в работе [57], и

уравнения (2.12), определится как:

$$z_{om} = ent \left[\frac{\arccos \left(1 - \frac{2h}{D} \right)}{2\pi} z \right], \text{ ед} \quad (2.30)$$

При числе заходов равном трем, минимальное и максимальное число витков *отстающего* шнека, разрушающих угольный массив, равно $z_{om\min} = 0$ и $z_{om\max} = 1$ ед. с частотой входа (выхода) винтовых линий шнека в забой (из забоя), соответствующей уравнению (2.28).

Уравнение (2.26) с учетом (2.12) принимает вид:

$$S_{\Sigma i} = \frac{k_s k_h}{\arccos(1 - 2k_h)} z_i, \text{ м}^2 \quad (2.31)$$

где k_s – размерный коэффициент пропорциональности, м^2 , равный:

$$k_s = \frac{4\pi B}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega}, \text{ м}^2 \quad (2.32)$$

k_h – безразмерный коэффициент, равный отношению высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека:

$$k_h = h / D, \quad 0 \leq k_h \leq 1 \quad (2.33)$$

Анализ выражения (2.31) показывает, что амплитуда колебаний суммарного сечения стружек – $S_{\Sigma i}$, срезаемых вооружением шнека в горизонтальной плоскости при максимальной скорости движения очистного комбайна вдоль угольного пласта – $W_{\max}$, при всех других равных условиях определяется только числом витков шнека, контактирующих с угольным пластом – z_i и величиной безразмерного функционала

$$f(k_h) = \frac{k_h}{\arccos(1 - 2k_h)} \quad (2.34)$$

Зависимость величины безразмерного функционала $f(k_h)$ от отношения высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека $k_h = h / D$ в диапазоне $0 \leq k_h \leq 1$ представлена на рисунке 2.5.

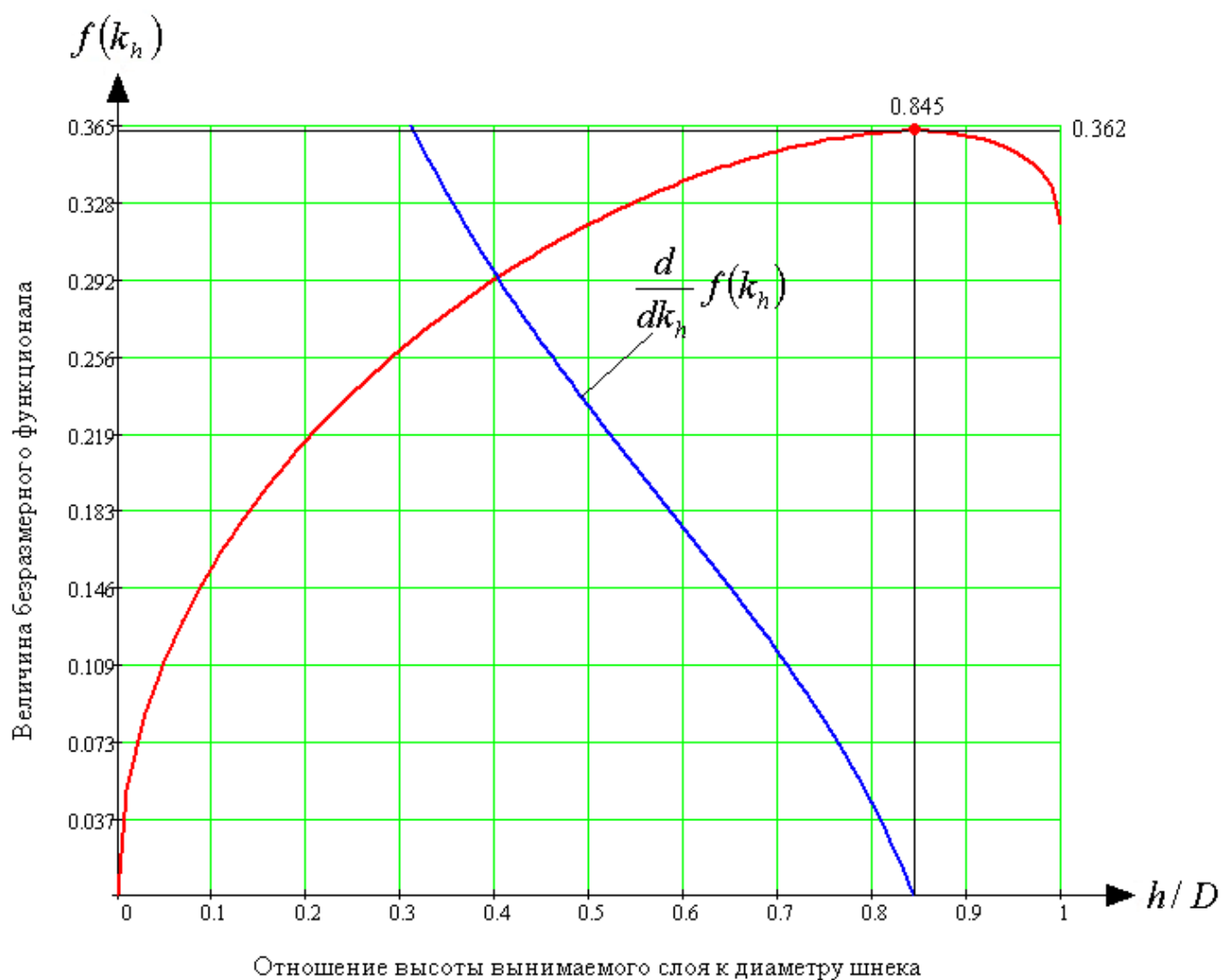


Рисунок 2.5 – Зависимость величины безразмерного функционала – $f(k_h)$ от отношения k_h высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека

Анализ зависимости (2.34) свидетельствует, что величина безразмерного функционала – $f(k_h)$ нелинейно возрастает от нулевого до максимального значения $f(k_h = 0,845)_{\max} = 0,362$ и нелинейно убывает от максимального значения до величины $f(k_h = 1,0) = 0,318$.

2.2 Исследование параметров нагружения приводов шнековых исполнительных органов очистного комбайна

Как было установлено ранее, рабочий процесс выемки угля очистным комбайном с двумя шнеками (расположенными симметрично относительно

корпуса) осуществляется путем сочетания его поступательного движения со скоростью – $W_{\max}$ (м/с) и вращательного движения шнеков с одинаковой угловой скоростью – $\pm \omega$ (рад/с) при челноковой схеме работы. И представляется удлиненными циклоидами (трохоидами), показанными на рисунке 2.4, для опережающего и отстающего шнеков на участке их взаимодействия с забоем.

Известно, что параметры нагружения приводов шнековых исполнительных органов очистного комбайна [59, 60, 61, 62, 63, 64] характеризуются:

- силами сопротивления угля разрушению, возникающими при внедрении вооружения шнека в анизотропный угольный массив, характеризуемый прочностью при сжатии $\sigma = const$ и сдвиге $k_{\sigma}\sigma = const$ ($k_{\sigma} = 0,15 \div 0,33$ – отношение прочности угля при одноосном сжатии к его прочности при сдвиге, причем большее значение отношения соответствует связным и пластичным, а меньшее крепким и хрупким углям [54]);

- силами трения, возникающими в зоне фрикционного контакта шнека с угольным пластом, препятствующими вращению шнека;

- силами инерции массы отбитого угля, препятствующими его перемещению вдоль оси вращения шнека.

В процессе выемки слоя угля на шнек действует сила реакции забоя – R (см. рис. 2.6). Эту силу можно представить двумя ортогональными составляющими: направленной по касательной к окружности вооружения шнека – F_{τ} (равной окружному усилию) и нормальной составляющей – F_n , направленной по радиусу к оси вращения шнека.

Величина реакции слоя угля при движении шнека по трохоидаальной траектории составит:

$$R = \sqrt{F_{\tau}^2 + F_n^2}, \text{ Н} \quad (2.35)$$

Определение окружного усилия – F_{τ} сопротивления угля разрушению по методике (рекомендованной отраслевым стандартом – ОСТ 24.070.03), использующей понятие «показатель сопротивляемости угля резанию», считаем не целесообразным. Поскольку, на основе полученных д-ром техн. наук, проф.

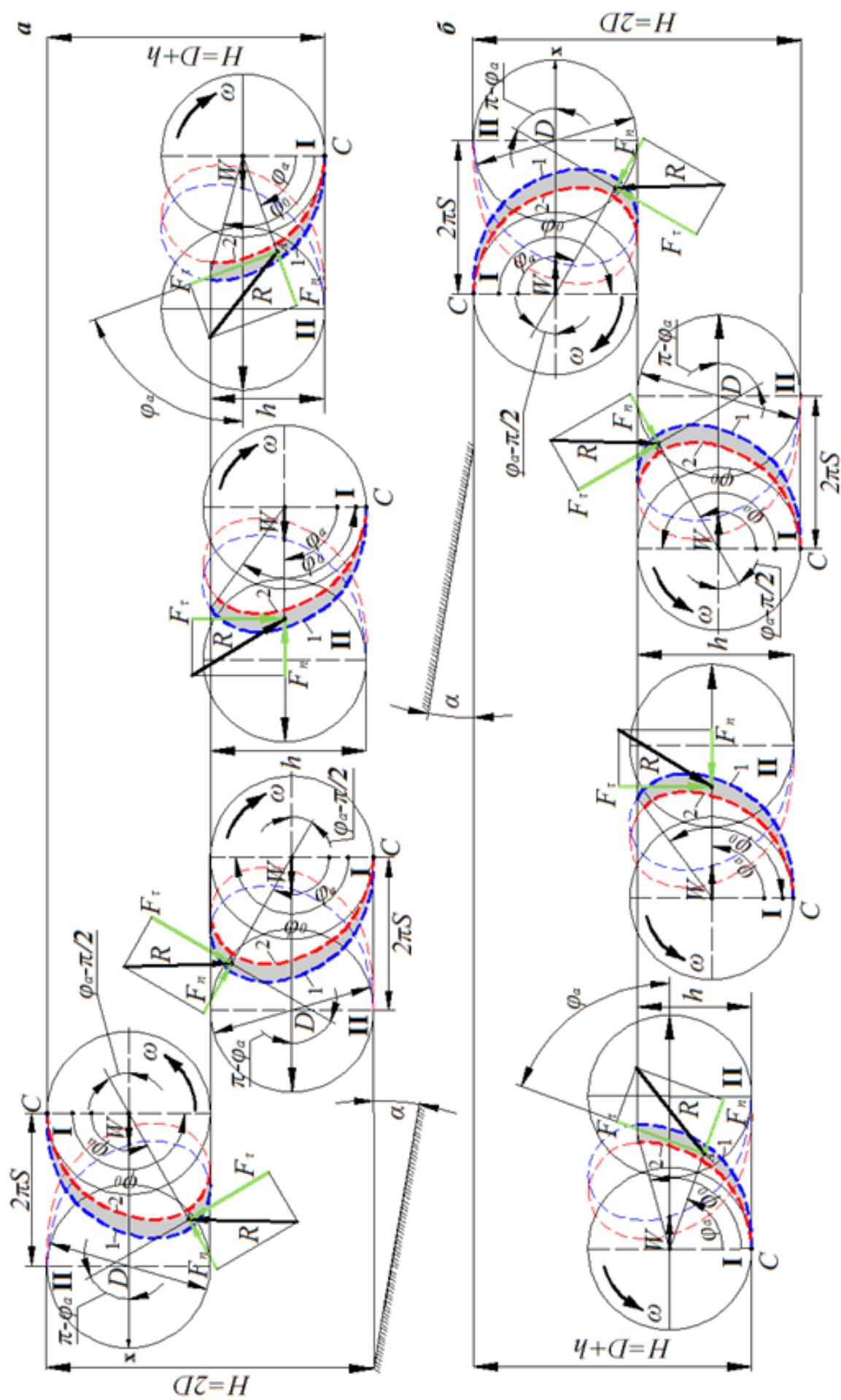


Рисунок 2.6 – Схема сил на опережающем и отстающем шнеках очистного комбайна при его движении: вдоль восстающего – *a* и падающего – *б* угольных пластов

Дворниковым Л.Т. и канд. техн. наук Крестовоздвиженским П.Д. экспериментальных данных установлено, что «одновременно на забой воздействует не более половины резцов, установленных на шнеке в каждой линии реза, и вся энергия привода, затраченная на разрушение угля, передается через вполне конкретное их число – от 15 до 30» [47]. Кроме того, к настоящему времени накоплено значительное количество теоретических и экспериментальных работ по определению оптимальных параметров стружки. Среди них в первую очередь следует отметить работы академика ВАСХНИЛ В. Н. Горячкина [65], Ю. А. Ветрова [66], Н. Г. Домбровского [67], А. И. Зеленина [68], Д. И. Федорова [69], А. И. Шендерова [70]. Из зарубежных работ можно назвать экспериментальные работы В. Марселли [71], Х. Майера [72], А. Вильмса [73].

На основе выполненного нами анализа выше перечисленных работ можно сделать вывод, что выбор методики определения усилия резания применительно к шнековым исполнительным органам очистных комбайнов остается открытым.

Проведенные рядом авторов (Н. Г. Домбровским, Ю. А. Ветровым и др.) исследования процесса резания грунтов показали, что, помимо абсолютного значения площади сечения стружки, усилие резания зависит от целого ряда дополнительных факторов.

Применение метода проф. Домбровского Н.Г. дает неплохие практические результаты для шнековых исполнительных органов, где отношение $S_{0\max}/B$ в процессе работы изменяется незначительно.

В немецкой практике, как и в РФ (см. ОСТ 24.070.03) уже давно укоренилась методика определения усилия резания, исходящая из пропорциональности усилия резания периметру режущей кромки шнека, соприкасающегося с угольным массивом. Такая методика до сих пор не нашла себе какого-либо серьезного физического обоснования и является весьма условной, особенно для лопастей шнека, оснащенных резцами [74].

В тоже время экспериментальные исследования [75, 76], выполненные профессорами, докторами технических наук Протасовым Ю.И. и Беляковым Ю.И., показывают, что для определения окружного усилия сопротивления угля

разрушению – F_τ с достаточной степенью точности можно использовать уравнение проф. Домбровского Н.Г., представляющее собой произведение прочности угля при его одноосном сжатии на площадь разрушаемой поверхности.

Учитывая выше сказанное и то, что при разрушении угольного пласта имеет место конверсия колебаний (возникновение вынужденных колебаний в приводе вращения шнека за счет неравномерности тягового усилия в бесцепной системе подачи), окружное усилие сопротивлению угля разрушению от одноосного сжатия определится, как:

– для опережающего шнека с учетом уравнений (2.31), (2.32) и (2.34):

$$F_\tau = \sigma k k_\delta k_s z_{on} f(k_h = 1), \text{ Н} \quad (2.36)$$

где k – коэффициент неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи (БСП) очистного комбайна. По данным канд. техн. наук Смирнова С.Н., приведенным в работе [77], коэффициент неравномерности тягового усилия БСП составляет величину, равную $k = 1,43$;

k_δ – коэффициент динамичности привода шнека. По результатам аналитических и экспериментальных исследований, выполненных под руководством д-ра техн. наук Красникова Ю.Д. и приведенных в работе [23], коэффициент динамичности очистных комбайнов с приводом шнека мощностью от 250 до 700 кВт составляет $k_\delta = 2 \div 2,3$;

– для отстающего шнека:

$$F_\tau = \sigma k k_\delta k_{oc} k_s z_{om} f(k_h = h/D), \text{ Н} \quad (2.37)$$

где k_{oc} – коэффициент уменьшения прочности слоя угля при его разрушении отстающим шнеком, учитывающий ослабление угольного массива опережающим шнеком.

Поскольку вращение отстающего шнека всегда направлено против направления скорости движения комбайна – W , то величина k_{oc} в соответствии с результатами, полученными в работе [3], имеет величину при работе комбайна с углами контакта шнека со слоем угля в диапазоне $0 < \varphi_0 \leq 0,5\pi$ – $k_{oc} = 0,77$ и в диапазоне $0,5\pi < \varphi_0 < \pi$ – $k_{oc} = 0,72$ и при $\varphi_0 = \pi$ $k_{oc} = 1$.

Соответственно, момент сопротивления вращению определится следующим образом:

– для опережающего шнека:

$$M_{on} = 0,5\sigma D k k_{\partial} k_s z_{on} f(k_h = 1), \text{ Нм при } z_{on\min} = 1; z_{on\max} = 1,5; \quad (2.38)$$

– для отстающего шнека:

$$M_{om} = 0,5\sigma D k k_{\partial} k_{oc} k_s z_{om} f(k_h = h/D), \text{ Нм при } z_{om\min} = 0; z_{om\max} = 1 \quad (2.39)$$

В соответствии с результатами экспериментальных исследований, приведенными в работах [3, 10], в установившемся режиме работы комбайна низкочастотное изменение момента сопротивления вращению трех заходного шнека во времени может быть представлено в виде суммы среднего и синусоидального значений его колебаний:

$$M_{on} = \tilde{M}_{on} + \Delta M_{on}, \text{ Нм} \quad (2.40)$$

Здесь среднее значение с учетом выражения (2.38) определится как:

$$\tilde{M}_{on} = 0,5\sigma D k k_{\partial} k_s f(k_h = 1) \frac{z_{on\max} + z_{on\min}}{2}, \text{ Нм} \quad (2.41)$$

При этом амплитуда колебания момента сопротивления вращению составит:

$$\Delta M_{on} = 0,5\sigma D k k_{\partial} k_s f(k_h = 1) \left(\frac{z_{on\max} - z_{on\min}}{2} \right) \sin \varphi, \text{ Нм} \quad (2.42)$$

Таким образом, с учетом вышеизложенного, зависимость момента сопротивления вращению опережающего шнека окончательно принимает вид:

$$M_{on} = 0,5\sigma D k k_{\partial} k_s f(k_h = 1) \left[\frac{z_{on\max} + z_{on\min}}{2} + \left(\frac{z_{on\max} - z_{on\min}}{2} \right) \sin \varphi \right], \text{ Нм} \quad (2.43)$$

здесь φ – угловая координата при вращении шнека, равная $\varphi = z\omega t$, рад (2.44)

Отсчет текущего значения угла поворота – φ начинается с точки касания – C его вооружения с угольным пластом (см. рис. 2.2).

Запишем уравнение (2.43) в виде:

$$M_{on} = \Omega_M k k_{\partial} f(k_h = 1) \left[\frac{z_{on\max} + z_{on\min}}{2} + \left(\frac{z_{on\max} - z_{on\min}}{2} \right) \sin \varphi \right], \text{ Нм} \quad (2.45)$$

где Ω_M – момент, необходимый для разрушения одного метра квадратного

горизонтального сечения стружки угля прочностью σ , Нм, равный

$$\Omega_M = 0,5\sigma k_s D, \text{ Нм} \quad (2.46)$$

Изменение удельной работы для преодоления сил сопротивления вращению шнека во времени от величины прочности угля σ (см. уравнение (2.45)) приведено на рисунке 2.7.

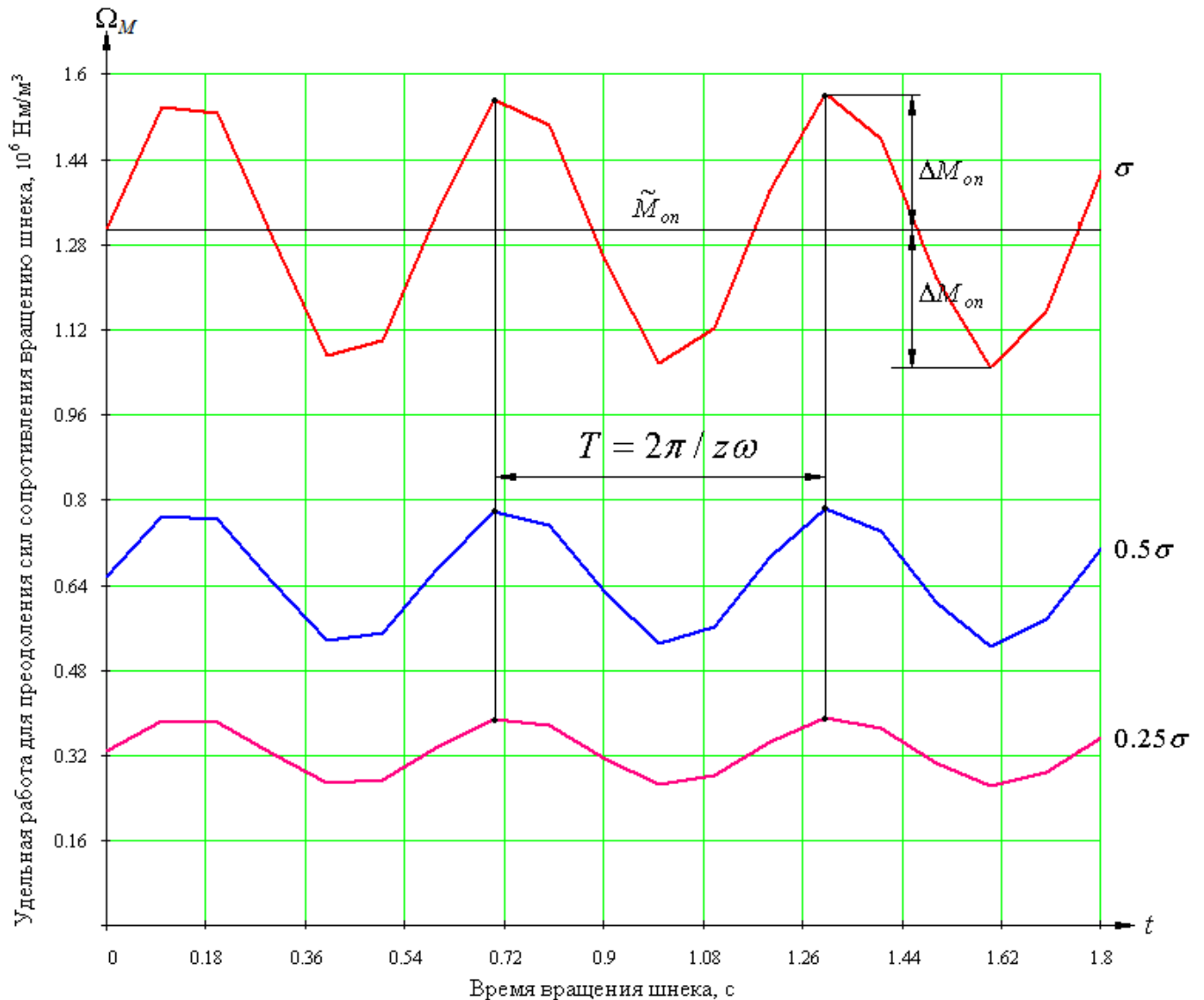


Рисунок 2.7 – Изменение удельной работы сил сопротивления вращению опережающего шнека во времени от величины прочности угля σ

Анализ графической интерпретации зависимости (2.45), приведенной на рисунке 2.7, свидетельствует, что удельная работа, необходимая для преодоления сил сопротивления вращению шнека Ω_M при выемке слоя угля синусоидально изменяется с периодом – T_z , равным:

$$T_z = 2\pi / z\omega, \text{ с} \quad (2.47)$$

Среднее значение момента сопротивления вращению опережающего шнека – $\tilde{M}_{on}$ и амплитуда его колебания – ΔM_{on} :

– **прямо пропорциональны** диаметру шнека – D , величине безразмерного функционала – $f(k_h = 1)$ и полу сумме числа витков шнека, разрушающих угольный массив – $(z_{onmax} + z_{onmin})/2$;

– **линейно зависят** от прочности угля – σ и размерного коэффициента – k_s (произведения ширины захвата шнека – B ; отношения скоростей передвижения комбайна вдоль лавы и вращения шнека – W/ω ; удвоенного отношения центрального угла радиуса шнека – $2\pi/\cos\alpha_1$ к косинусу угла – α_1 наклона его винтовых линий).

По аналогии с выражением (2.45) с учетом того, что при отработке угольного массива отстающим шнеком имеет место его ослабление, характеризующее коэффициентом – k_{oc} , получим выражение для момента сопротивления вращению отстающего шнека:

$$M_{om} = \Omega_M k k_\sigma k_{oc} f(k_h = h/D) \left[\frac{z_{ommax} + z_{ommin}}{2} + \left(\frac{z_{ommax} - z_{ommin}}{2} \right) \sin\varphi \right], \text{ Нм} \quad (2.48)$$

Изменение удельной работы для преодоления сил сопротивления вращению отстающего шнека во времени от величины прочности угля σ (см. уравнение (2.48)) приведено на рисунке 2.8.

В свою очередь анализ графической интерпретации зависимости (2.48), приведенной на рисунке 2.8, свидетельствует, что среднее значение момента сопротивления вращению отстающего шнека – $\tilde{M}_{om}$ и амплитуда его колебания – ΔM_{om} :

– **нелинейно зависят** от отношения высоты слоя к диаметру шнека – $f(k_h = h/D)$;

– **линейно зависят** от прочности угля – σ , размерного коэффициента – k_s (произведения ширины захвата шнека – B ; отношения скоростей передвижения

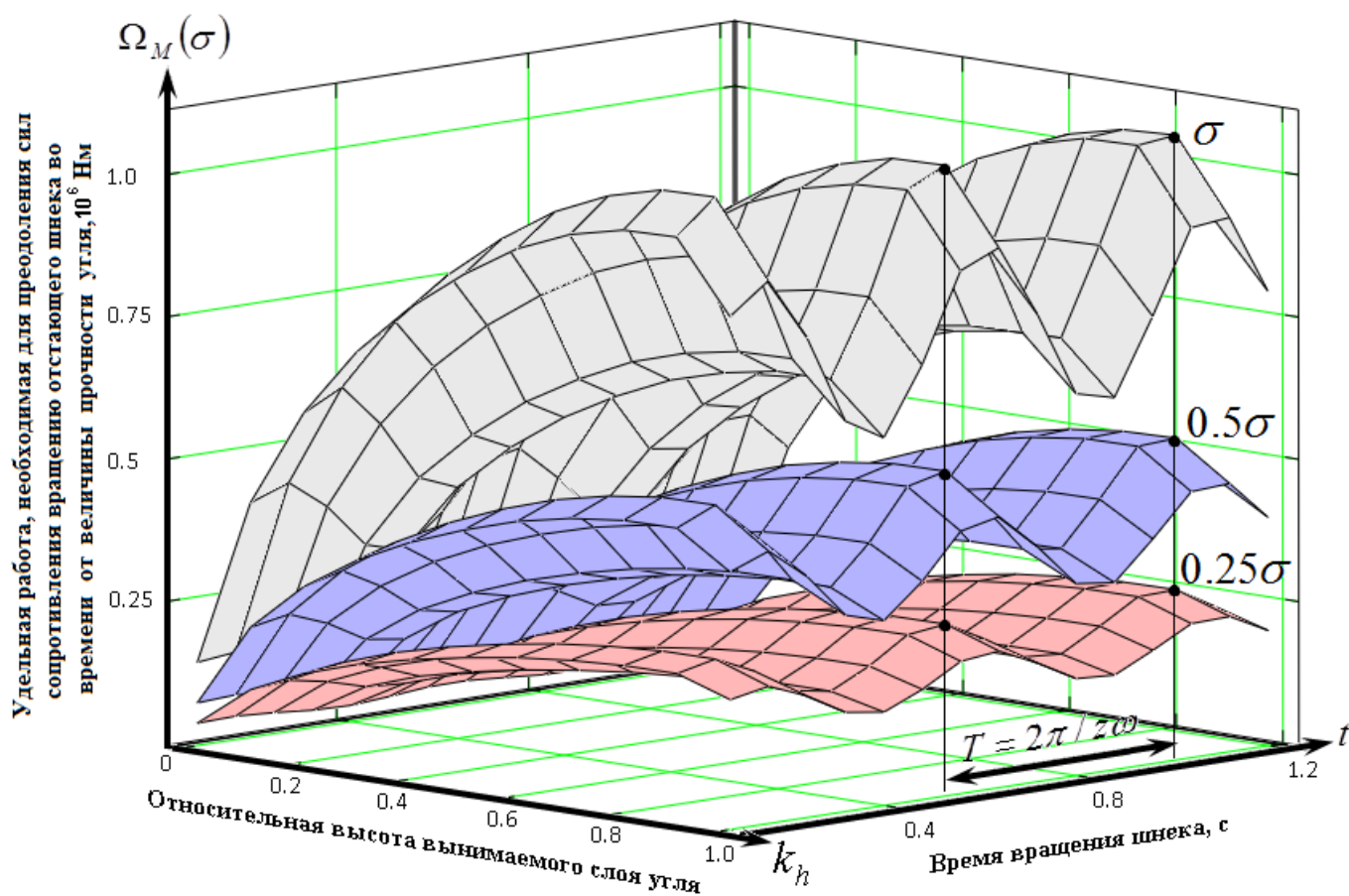


Рисунок 2.8 – Изменение удельной работы сил сопротивления вращению отстающего шнека во времени от величины прочности угля σ и величины отношения высоты обрабатываемого слоя угля к диаметру отстающего шнека (безразмерного коэффициента – $k_h = h/D$, $k_{h\min} \leq k_h \leq 1,0$)

комбайна вдоль лавы и вращения шнека – W/ω ; удвоенного отношения центрального угла радиуса шнека – $2\pi/\cos\alpha_1$ к косинусу угла – α_1 наклона его винтовых линий).

2.3 Исследование параметров нагружения приводов механизма перемещения очистного комбайна

Для осуществления движения очистного комбайна вдоль угольного пласта в раме комбайна установлены два привода подачи (опережающий и отстающий в зависимости от направления движения комбайна вдоль угольного пласта), которые обеспечивают перемещение комбайна по конвейеру (см. рис. 2.9).

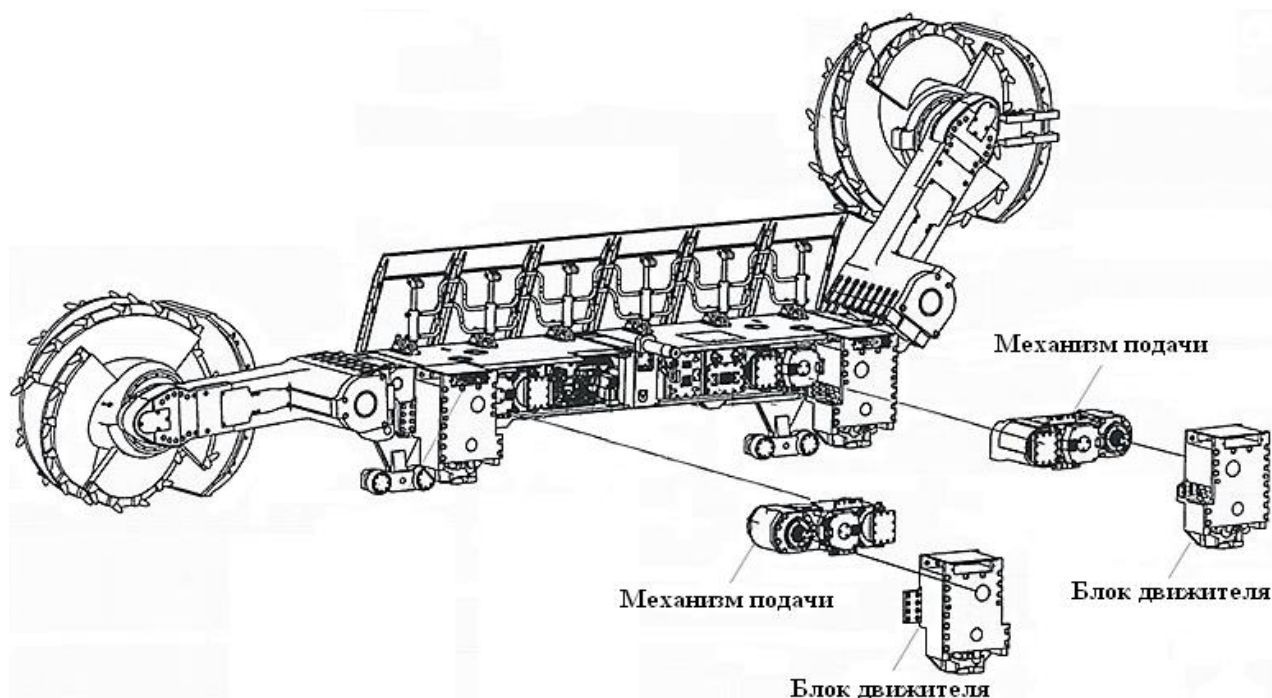


Рисунок 2.9 – Размещение опережающего и отстающего приводов подачи двух шнекового очистного комбайна

Момент вращения от асинхронного электродвигателя каждого привода подачи через цилиндрические зубчатые колеса и дифференциально-планетарный редуктор передается к электромагнитному тормозу и далее к планетарной передаче выходного вала, на котором устанавливается зубчатое колесо, входящее в зацепление с движителем бесцепной системы подачи.

Полная сила сопротивления движению комбайна при разрушении угольного пласта мощностью – h определится как алгебраическая сумма проекций – на ось x касательных и нормальных составляющих реакций слоев угля, одновременно разрушаемых опережающим и отстающим шнеками, с соответствующими угловыми координатами – φ_{ai} (см. рис. 2.6).

При движении очистного комбайна вдоль угольного пласта (восстающего рис.2.6 а или падающего рис.2.6 б на угол – α) направление вращения опережающего шнека всегда совпадает с направлением движения очистного комбайна, а вращение отстающего шнека всегда направлено против его движения.

Следовательно, сумма – $F_{(x)}$ ортогональных проекций на ось x сил – F_{τ}, F_n , действующих на шнек (сопротивлений движению комбайна вдоль угольного пласта), с учетом того, что

$$F_n = \psi F_\tau, \text{ Н} \quad (2.49)$$

где ψ – отношение нормальной составляющей к тангенциальной, принимаемое для связных и пластичных углей $\psi = 0,9$ с пределом прочности $\sigma = (3 \div 15) \cdot 10^6$ Па, а для крепких и хрупких углей равным $\psi = 0,7$ [36]

составит:

– для *опережающего шнека* (см. рис.2.6) с учетом зависимости (2.49):

$$F_{on(x)} = F_{\omega n} \cos \varphi_{aon} (\psi - 1) = -0,5(1 - \psi) F_{\omega n}, \text{ Н} \quad (2.50)$$

Направление векторов проекций сил на ось x (см. рис.2.6 *а, б*), не совпадающее с направлением движения комбайна, принимается положительным.

Уравнение (2.50) с учетом выражения (2.41), деленного на половину диаметра шнека – $0,5D$, принимает вид:

$$F_{\omega n} = \Omega_F k f(k_h = 1) \frac{z_{onmax} + z_{onmin}}{2}, \text{ Н} \quad (2.51)$$

После соответствующих алгебраических преобразований уравнение (2.51) принимает вид:

$$F_{on(x)} = \Omega_F \frac{1 - \psi}{4} k (z_{onmax} + z_{onmin}) f(k_h = 1), \text{ Н} \quad (2.52)$$

где Ω_F – сила, необходимая для разрушения одного метра квадратного горизонтального сечения стружки угля прочностью – σ , Нм, равная

$$\Omega_F = \sigma k_s, \text{ Н} \quad (2.53)$$

Подставляя результаты (2.32) и (2.53) в уравнение (2.52) окончательно получаем выражение для сопротивления движению комбайна вдоль угольного пласта от действия опережающего шнека:

$$F_{on(x)} = \sigma \frac{2,5\pi B W}{\cos \alpha_1 \omega} (1 - \psi) k f(k_h = 1), \text{ Н} \quad (2.54)$$

– для *отстающего шнека* (см. рис.2.6) с учетом зависимости (2.49):

$$F_{om(x)} = F_{\omega m} (\cos \varphi_{aom} + \psi \sin \varphi_{aom}), \text{ Н} \quad (2.55)$$

Уравнение (2.55) с учетом ранее полученных зависимостей (2.12) и (2.19) принимает вид:

$$F_{om(x)} = F_{\omega m} \left(\cos \frac{2}{3} \arccos(1 - 2k_h) + \psi \sin \frac{2}{3} \arccos(1 - 2k_h) \right), \text{ Н} \quad (2.56)$$

где касательная составляющая $-F_{\omega m}$ сил сопротивления разрушению угля на отстающем шнеке, равна величине

$$F_{\omega m} = \sigma \frac{2\pi B}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_{oc} f(k_h = h/D), \text{ Н} \quad (2.57)$$

Выражение (2.56) с учетом уравнения (2.57) после соответствующих алгебраических преобразований окончательно принимает вид:

$$F_{om(x)} = \sigma \frac{2\pi B}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_{oc} f(k_h = h/D) \left(\cos \frac{2}{3} \arccos(1 - 2k_h) + \psi \sin \frac{2}{3} \arccos(1 - 2k_h) \right), \text{ Н} \quad (2.58)$$

Сопротивление движению комбайна вдоль угольного пласта $-F_{(x)}$ (от суммы ортогональных проекций на ось x сил $-F_\tau, F_n$, действующих на раму комбайна) определится суммой выражений (2.54) и (2.58), которая после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид:

$$F_{(x)} = \sigma \frac{2,5\pi B}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k \left\{ (1 - \psi) f(k_h = 1) + 0,8 k_{oc} f(k_h = h/D) \left(\cos \frac{2}{3} \arccos(1 - 2k_h) + \psi \sin \frac{2}{3} \arccos(1 - 2k_h) \right) \right\}, \text{ Н} \quad (2.59)$$

Полное тяговое усилие механизма перемещения очистного комбайна $-F_x$ вдоль угольного пласта рассматривается нами как сумма сопротивлений движению от сил каждого шнека и сопротивления движению комбайна по наклонной траектории и составляет:

$$F_x = \left[\frac{F_{(x)}}{\eta_x} \pm G(f_k + \sin \alpha_n) \right], \text{ Н} \quad (2.60)$$

где η_x – общий КПД опережающего и отстающего привода механизма перемещения очистного комбайна, $\eta_x = 0,85$ [77];

G – сила веса очистного комбайна, Н;

f_k – относительное сопротивление движению очистного комбайна по рештачному ставу;

α_n – угол падения (восстания) пласта, рад.

Знак «+» в выражении (2.60) соответствует движению очистного комбайна вдоль восстающего угольного пласта (рис. 2.6 а), а знак «–» вдоль падающего угольного пласта (рис. 2.6 б).

Далее, учитывая, что второй член суммы выражения (2.60) составляет особенно для крепких хрупких углей не более 3...5% от сопротивления движению очистного комбайна [56], то выражение (2.60) с большой степенью точности можно записать в следующем виде:

$$F_x = \frac{F_{(x)}}{\eta_x} [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{ Н} \quad (2.61)$$

Выражение (2.61) для величины полного тягового усилия механизма перемещения очистного комбайна – F_x , определяющего мощность приводов подачи при работе каждого шнека, принимает вид:

– для опережающего шнека с учетом уравнения (2.54):

$$F_{xon} = \frac{2,5\pi\sigma Bk}{\eta_x \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} (1 - \psi) f(k_h = 1) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{ Н} \quad (2.62)$$

– для отстающего шнека с учетом уравнения (2.58):

$$F_{xom} = \frac{2\pi\sigma Bk}{\eta_x \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k_{oc} f(k_h = h/D) \left(\cos \frac{2}{3} \varphi_0 + \psi \sin \frac{2}{3} \varphi_0 \right) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{ Н} \quad (2.63)$$

Анализ уравнений (2.62) и (2.63) свидетельствует, что полные тяговые усилия механизма перемещения очистного комбайна при работе опережающего и отстающего шнека – F_{xon} , F_{xom} **зависят**:

– **линейно** от ширины захвата шнека – B , коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи (БСП) очистного комбайна – k , прочности угля – σ , относительного сопротивления движению очистного комбайна по решетчатому ставу – f_k и угла падения (восстания) пласта – α_n , отношения скорости движения комбайна вдоль лавы – W к скорости вращения шнеков – ω ;

– **нелинейно** от угла наклона винтовых линий шнека – α_1 , отношения нормальной к тангенциальной составляющей сил сопротивления вращению шнека

– ψ , угла контакта вооружения отстающего шнека со слоем угля – φ_0 и безразмерного функционала – $f(k_h = h/D)$.

2.4 Исследование влияния характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров приводов очистного комбайна на его весовую производительность

При работе очистного комбайна полный момент сил сопротивления – M_Σ , определяемый суммой средних значений моментов сопротивления вращению опережающего и отстающего шнеков – $\tilde{M}_{on}$, $\tilde{M}_{om}$, затраченных приводом каждого шнека на разрушение угля – $M_p = \tilde{M}_{on} + \tilde{M}_{om}$, Нм (2.64) и сопротивлениями перемещению угля вдоль осей их вращения – M_x , определится как:

$$M_\Sigma = M_p + M_x = \tilde{M}_{on} + \tilde{M}_{om} + M_x, \text{ Нм} \quad (2.65)$$

Момент сопротивления, затраченный приводом каждого шнека комбайна на разрушение угля – M_p (выражения (2.45) и (2.48) при условии, что $0,5(z_{on\max} - z_{on\min})\sin\varphi = 0,5(z_{om\max} - z_{om\min})\sin\varphi = 0$), с учетом выражений (2.32) и (2.46), имеет вид:

– для опережающего шнека:

$$M_{pon} = \sigma \frac{2,5\pi DB}{\eta_{ui} \cos\alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_\delta f(k_h = 1), \text{ Нм} \quad (2.66)$$

– для отстающего шнека:

$$M_{pom} = \sigma \frac{\pi DB}{\eta_{ui} \cos\alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_\delta k_{oc} f(k_h = h/D), \text{ Нм} \quad (2.67)$$

где η_{ui} – коэффициент полезного действия трансмиссии привода шнека ($\eta_{ui} = 0,85[2]$).

Для аналитического определения момента сопротивления перемещению угля вдоль осей опережающего и отстающего шнеков – M_x в зоне их фрикционного контакта с забоем нами приняты ниже следующие допущения:

– при относительно низкой скорости резания (не более 1,5 – 3 м/с) площадь осевого потока угля свободно располагается в ограничивающих поверхностях лопастей шнека, его плотность близка к насыпной массе угля и составляет в среднем не более 0,9 т/м³;

– положительный угол наклона образующей лопасти шнека в сторону разгрузки ($\beta = 5 \div 10^\circ$) сохраняет его погрузочную способность без метания (переброски) угля;

– сила трения – $F_{тр}$ имеет направление, противоположное направлению вращению шнека;

– увеличением погрузочной способности шнека при снижении коэффициента трения потока отбитого угля о лопасть пренебрегаем.

В свою очередь момент сопротивления перемещению угля вдоль оси каждого шнека – $M_x = M_m + M_{сд} + M_{ног}$ можно представить как сумму:

- *момента трения наружных поверхностей* каждого шнека комбайна – M_m в виде произведения суммы нормальных составляющих реакции слоя угля – $F'_{хон}$ и $F'_{хот}$ на эффективный коэффициент трения – $f_э$ и на произведение половины диаметра шнека – $D/2$ на число заходов витков шнека – z .

Момент трения наружных поверхностей каждого шнека комбайна – M_m с учетом выражений (2.36), (2.37), (2.46) и (2.49) составит:

– для опережающего шнека:

$$M_{мон} = \sigma z \frac{3\pi D B W}{\cos \alpha_1 \omega} k k_d f_э \psi f(k_h = 1), \text{ Нм} \quad (2.68)$$

– для отстающего шнека:

$$M_{мом} = \sigma z \frac{2\pi D B W}{\cos \alpha_1 \omega} k k_d f_э \psi k_{oc} f(k_h = h/D), \text{ Нм} \quad (2.69)$$

- *момента сдвига слоя угля* вооружением каждого шнека комбайна – $M_{сд}$.

Для аналитического определения момента сдвига слоя угля – $M_{сд}$ рассмотрим силы, действующие на вооружение шнеков при их взаимодействии со слоем угля (см. рис. 2.10).

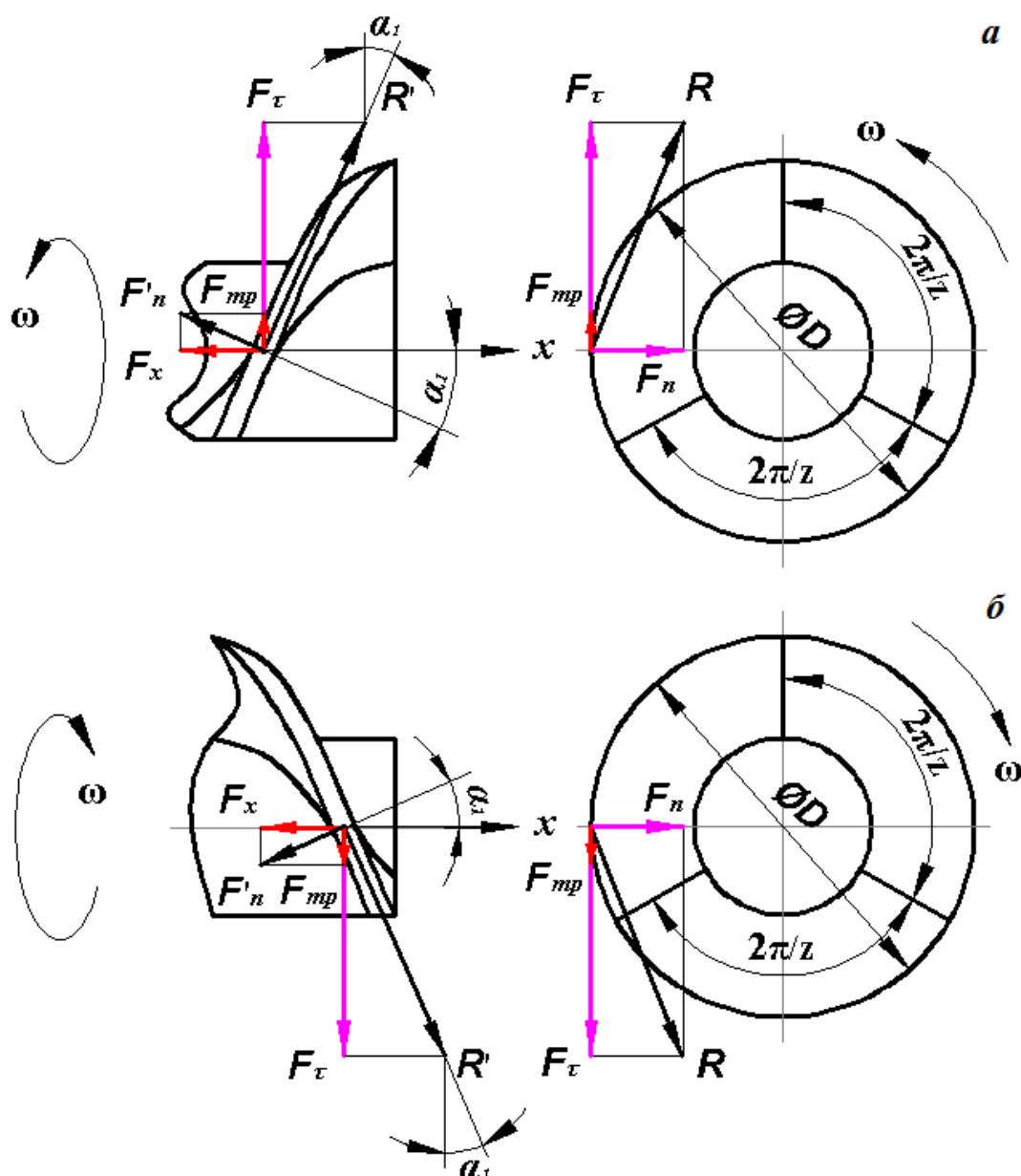


Рисунок 2.10 – Схема сил, действующих на вооружение опережающего – *а* и отстающего – *б* шнека очистного комбайна при разрушении слоя угля

В зоне контакта вооружения каждого шнека со слоем угля возникают силы, сдвигающие его – F_{xon} и F_{xom} . В соответствии со схемой, приведенной на рисунке 2.10, для двух шнекового очистного комбайна момент сдвига слоя угля – M_{cd} представим в виде суммы сил – $F_{xon} = z_{on} \sigma_{cd} S_{гон}$ (2.70), $F_{xom} = k_{oc} z_{om} \sigma_{cd} S_{гом}$ (2.71), сдвигающих слой угля (здесь σ_{cd} – прочность угля при сдвиге, Н/м²; принимается равной $(0,15 \div 0,33)\sigma$, причем меньшее значение соответствует крепким и хрупким, а большее связным и пластичным углям), умноженный на половину диаметра – $0,5D$.

В выражениях (2.70) и (2.71) сечения стружек, срезаемые опережающим – $S_{\text{он}}$ и отстающим – $S_{\text{от}}$ шнеками очистного комбайна в вертикальной плоскости соответственно, определяются из выражений:

$$\text{– для опережающего шнека: } S_{\text{он}} = S_0 D, \text{ м}^2 \quad (2.72)$$

$$\text{– для отстающего шнека : } S_{\text{от}} = S_0 h, \text{ м}^2 \quad (2.73)$$

Здесь h – высота вынимаемого слоя угля отстающим шнеком, м, $0 \leq h \leq D$.

Таким образом, выражения для сил, сдвигающих слой угля (уравнения (2.70) и (2.71)), с учетом (2.72) и (2.73), принимают вид:

$$F_{\text{xon}} = 2\pi\sigma_{\text{сд}} D \frac{W}{\omega} \frac{z_{\text{он}}}{z}, \text{ Н} \quad (2.74)$$

$$F_{\text{xот}} = 2\pi\sigma_{\text{сд}} k_{\text{ос}} h \frac{W}{\omega} \frac{z_{\text{от}}}{z}, \text{ Н} \quad (2.75)$$

А момент сдвига слоя угля в каждом шнеке с учетом выражений (2.28), (2.74) и (2.75) составит:

– для опережающего шнека:

$$M_{\text{сдон}} = \frac{1,5\pi D^2 \sigma_{\text{сд}} W}{z \omega}, \text{ Нм} \quad (2.76)$$

– для отстающего шнека:

$$M_{\text{сдом}} = \frac{\pi D k_{\text{ос}} h \sigma_{\text{сд}} W}{z \omega}, \text{ Нм} \quad (2.77)$$

• *момента, затрачиваемого каждым шнеком комбайна на погрузку угля – $M_{\text{ноз}}$, равным:*

– для опережающего шнека:

$$M_{\text{нозон}} = \psi_{\text{нон}} \frac{D k_D W}{2\eta_{\text{ш}} \omega}, \text{ Нм} \quad (2.78)$$

– для отстающего шнека:

$$M_{\text{нозот}} = \psi_{\text{нот}} \frac{D k_D W}{2\eta_{\text{ш}} \omega}, \text{ Нм} \quad (2.79)$$

где k_D – коэффициент, учитывающий прирост усилия погрузки на единицу длины подачи шнека на забой, Н/м; при работе с зачистным щитом, равный

$$k_D = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м [3];}$$

$\psi_{\text{нон}}$, $\psi_{\text{ном}}$ – коэффициент заполнения сечения опережающего и отстающего шнека в вертикальной плоскости соответственно. В зависимости от конструкции шнека изменяется в широких пределах от 0,11 до 0,58 [3].

Заполнение сечения шнека зависит от разности диаметров шнека – D и ступицы – d . При работе опережающего шнека с отношением диаметров $D/d > 2$ в зависимости от среднего значения угла подъема его лопасти можно определить по зависимости, приведенной в работе [3]. В соответствии с этой зависимостью коэффициент заполнения сечения опережающего шнека – $\psi_{\text{нон}}$ составляет величину $\psi_{\text{нон}} = 0,58$. Что касается величины коэффициента заполнения сечения отстающего шнека – $\psi_{\text{ном}}$, то здесь следует отметить, что она зависит от угла контакта его витков со слоем угля – φ_0 , который определяется по выражению (2.12):

$$\psi_{\text{ном}} = \psi_{\text{нон}} \varphi_0 / \pi \quad (2.80)$$

Уравнение (2.79) с учетом выражения (2.80) окончательно принимает вид:

$$M_{\text{ногом}} = \psi_{\text{нон}} \frac{Dk_D}{2\eta_{\text{ш}}} \frac{W}{\omega} \frac{\varphi_0}{\pi}, \text{ Нм} \quad (2.81)$$

В свою очередь момент сопротивления перемещению угля вдоль оси каждого шнека – M_x определится:

– для опережающего шнека как сумма уравнений (2.68), (2.76) и (2.78) и составит:

$$M_{\text{xon}} = \frac{3\pi\sigma D}{2\cos\alpha_1} \frac{W}{\omega} \left(2zBkk_o f_3 \psi f(k_h = 1) + \frac{D(0,15 \div 0,33)\cos\alpha_1}{z} + \psi_{\text{нон}} \frac{k_D \cos\alpha_1}{3\pi\sigma\eta_{\text{ш}}} \right), \text{ Нм} \quad (2.82)$$

– для отстающего шнека как сумма уравнений (2.69), (2.77) и (2.81) и составит:

$$M_{\text{xom}} = \frac{\pi\sigma D}{\cos\alpha_1} \frac{W}{\omega} k_{oc} \left(2zBkk_o f_3 \psi f(k_h = h/D) + \frac{h(0,15 \div 0,33)\cos\alpha_1}{z} + \psi_{\text{нон}} \frac{k_D \cos\alpha_1}{2\pi\sigma\eta_{\text{ш}} k_{oc}} \frac{\varphi_0}{\pi} \right), \text{ Нм} \quad (2.83)$$

Анализ уравнений (2.82) и (2.83) свидетельствует, что третьи слагаемые их правых частей являются величинами третьего порядка малости, а вторые слагаемые составляют не более 0,5 ÷ 3% от величин первых, которыми без потери точности вычислений можно пренебречь.

С учетом выше изложенного, выражения (2.82) и (2.83) окончательно принимают вид:

– для опережающего шнека:

$$M_{xon} = \frac{3\pi\sigma Dz B k k_{\delta} f_{\psi} W}{\cos \alpha_1 \omega} f(k_h = 1), \text{ Нм} \quad (2.84)$$

– для отстающего шнека:

$$M_{xom} = \frac{2\pi\sigma Dz B k k_{\delta} f_{\psi} W}{\cos \alpha_1 \omega} k_{oc} f(k_h = h/D), \text{ Нм} \quad (2.85)$$

Полный момент сопротивления вращению каждого шнека комбайна, после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид:

– для опережающего шнека, определяемый суммой выражений (2.66) и (2.84):

$$M_{\Sigma on} = \frac{3\pi\sigma D B k k_{\delta} W}{\cos \alpha_1 \omega} f(k_h = 1) \left[\frac{5}{6\eta_{\text{ш}}} + z f_{\psi} \right], \text{ Нм} \quad (2.86)$$

– для отстающего шнека, определяемый суммой выражений (2.67) и (2.85):

$$M_{\Sigma om} = \frac{2\pi\sigma D B k k_{\delta} W}{\cos \alpha_1 \omega} k_{oc} f(k_h = h/D) \left[\frac{1}{2\eta_{\text{ш}}} + z f_{\psi} \right], \text{ Нм} \quad (2.87)$$

Затем, умножив каждое уравнение (2.62) и (2.63) на скорость движения комбайна вдоль лавы – W и поделив результаты на производительность комбайна – BhW ($\text{м}^3/\text{с}$), получим выражения для энергоемкости работы механизма перемещения очистного комбайна – H_{wxon} , H_{wxom} :

– при работе только опережающего шнека с учетом уравнения (2.54) и при условии, что $h = D$

$$H_{\text{wxon}} = \frac{2,5\pi\sigma k}{\eta_x \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} \frac{1-\psi}{D} f(k_h = 1) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.88)$$

– при работе только отстающего шнека с учетом уравнения (2.58) и при условии, что $f(k_h = h/D)/h = 1/D\varphi_0$

$$H_{\text{wxom}} = \frac{2\pi\sigma k}{\eta_x \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} \frac{k_{oc}}{D\varphi_0} \left(\cos \frac{2}{3}\varphi_0 + \psi \sin \frac{2}{3}\varphi_0 \right) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.89)$$

Далее, умножив каждое уравнение (2.86) и (2.87) на скорость вращения шнеков

– ω и поделив результаты на производительность комбайна – BhW ($\text{м}^3/\text{с}$), получим выражение для энергоемкостей процесса разрушения слоя угля:

– опережающим шнеком:

$$H_{wpon} = \frac{3\sigma\pi k k_{\delta}}{\cos \alpha_1} f(k_h = 1) \left[\frac{5}{6\eta_{ui}} + z f_{\psi} \psi \right], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.90)$$

– отстающим шнеком при условии, что $f(k_h = h/D)/h = 1/D\varphi_0$:

$$H_{wrom} = \frac{2\sigma\pi k k_{\delta}}{\cos \alpha_1} \frac{k_{oc}}{\varphi_0} \left[\frac{1}{2\eta_{ui}} + z f_{\psi} \psi \right], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.91)$$

В свою очередь весовая удельная производительность **двух шнекового** очистного комбайна – Q_y на основе принципа суперпозиции определится следующим образом:

$$Q_y = \frac{\rho g}{H_{wpon} + H_{wxon}} + \frac{\rho g}{H_{wrom} + H_{wxom}}, \left(\frac{\text{Н/с}}{\text{Вт}} \right) \quad (2.92)$$

где ρ – плотность угля, кг/м^3 ;

H_{wpon}, H_{wrom} – энергоемкость процесса разрушения слоя угля опережающим и отстающим шнеком соответственно, Нм/м^3 ;

H_{wxon}, H_{wxom} – энергоемкость работы механизма перемещения очистного комбайна при разрушении слоя угля опережающим и отстающим шнеком соответственно, Нм/м^3 .

При равенстве коэффициентов полезного действия трансмиссий вращения шнеков и механизма перемещения комбайна $\eta_{ui} = \eta_x = \eta$ энергоемкости, приведенные в уравнении (2.92) определяются как:

$$H_{wpon} = \frac{3\sigma\pi k k_{\delta}}{\cos \alpha_1} f(k_h = 1) \left[\frac{5}{6\eta} + z f_{\psi} \psi \right], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.93)$$

$$H_{wrom} = \frac{2\sigma\pi k k_{\delta}}{\cos \alpha_1} \frac{k_{oc}}{\varphi_0} \left[\frac{1}{2\eta} + z f_{\psi} \psi \right], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.94)$$

$$H_{wxon} = \frac{2,5\pi\sigma k}{\eta \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} \frac{1-\psi}{D} f(k_h = 1) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.95)$$

$$H_{\text{выхом}} = \frac{2\pi\sigma k}{\eta \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} \frac{k_{oc}}{D\varphi_0} \left(\cos \frac{2}{3} \varphi_0 + \psi \sin \frac{2}{3} \varphi_0 \right) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{ Нм/м}^3 \quad (2.96)$$

Уравнение (2.92) с учетом выражений (2.93), (2.94), (2.95) и (2.96) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид:

$$Q_y = \frac{0,4\rho g \eta \cos \alpha_1}{\pi\sigma k} \left\{ \frac{1}{\left\langle 1,2k_\delta(0,833 + zf_\psi\psi\eta) + \frac{W}{\omega} \frac{1-\psi}{D} [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)] \right\rangle f(k_h = 1)} + \frac{1,25\varphi_0}{k_{oc} \left\langle k_\delta(0,5 + zf_\psi\psi\eta) + \frac{W}{\omega} \frac{1}{D} \left(\cos \frac{2}{3} \varphi_0 + \psi \sin \frac{2}{3} \varphi_0 \right) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)] \right\rangle} \right\}, \left(\frac{\text{Н/с}}{\text{Вт}} \right) \quad (2.97)$$

Уравнение (2.97) представляет собой многопараметрическую математическую модель отработки угольного пласта **двух шнековым** очистным комбайном, позволяющую количественно установить влияние на уровень его весовой удельной производительности:

- *характеристик забоя* (угла контакта вооружения отстающего шнека со слоем угля – φ_0 , угла падения (восстания) угольного пласта – α_n);
- *физико-механических свойств угля* (прочности угля – σ , его плотности – ρ и эффективного коэффициента трения вооружения шнеков об угольный массив – f_ψ);
- *конструктивных параметров* (числа заходов витков шнека – z , угла их наклона – α_1 , диаметра шнека – D);
- *кинематических параметров* (скорости движения комбайна вдоль лавы – W и скорости вращения шнеков – ω);
- *силовых параметров* основных приводов комбайна (отношения нормальной к тангенциальной составляющей – ψ , коэффициента, учитывающего ослабление угольного массива опережающим шнеком и направление его вращения относительно напластования – k_{oc} , коэффициента полезного действия приводов комбайна – η , относительного сопротивления движению очистного комбайна по рештачному ставу – f_k);
- *динамических параметров* (коэффициента динамичности привода шнека – k_δ и коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи – k).

Графическая интерпретация уравнения (2.97) в зависимости от характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров основных приводов комбайна К600 при $\rho = 2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\eta = 0,85$, $\alpha_1 = 0,116\pi$, $k = 1,43$, $k_d = 2,3$, $z = 3$, $k_{oc} = 0,72$, $f_k = 0,05$, $D = 2 \text{ м}$, $W/\omega = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м/рад}$ для крепких и хрупких углей $\psi = 0,7$ с пределом прочности $\sigma = 15 \cdot 10^6 \text{ Па}$, для связных и пластичных углей $\psi = 0,9$ с пределом прочности $\sigma = 3 \cdot 10^6 \text{ Па}$ приведена на рисунке 2.11.

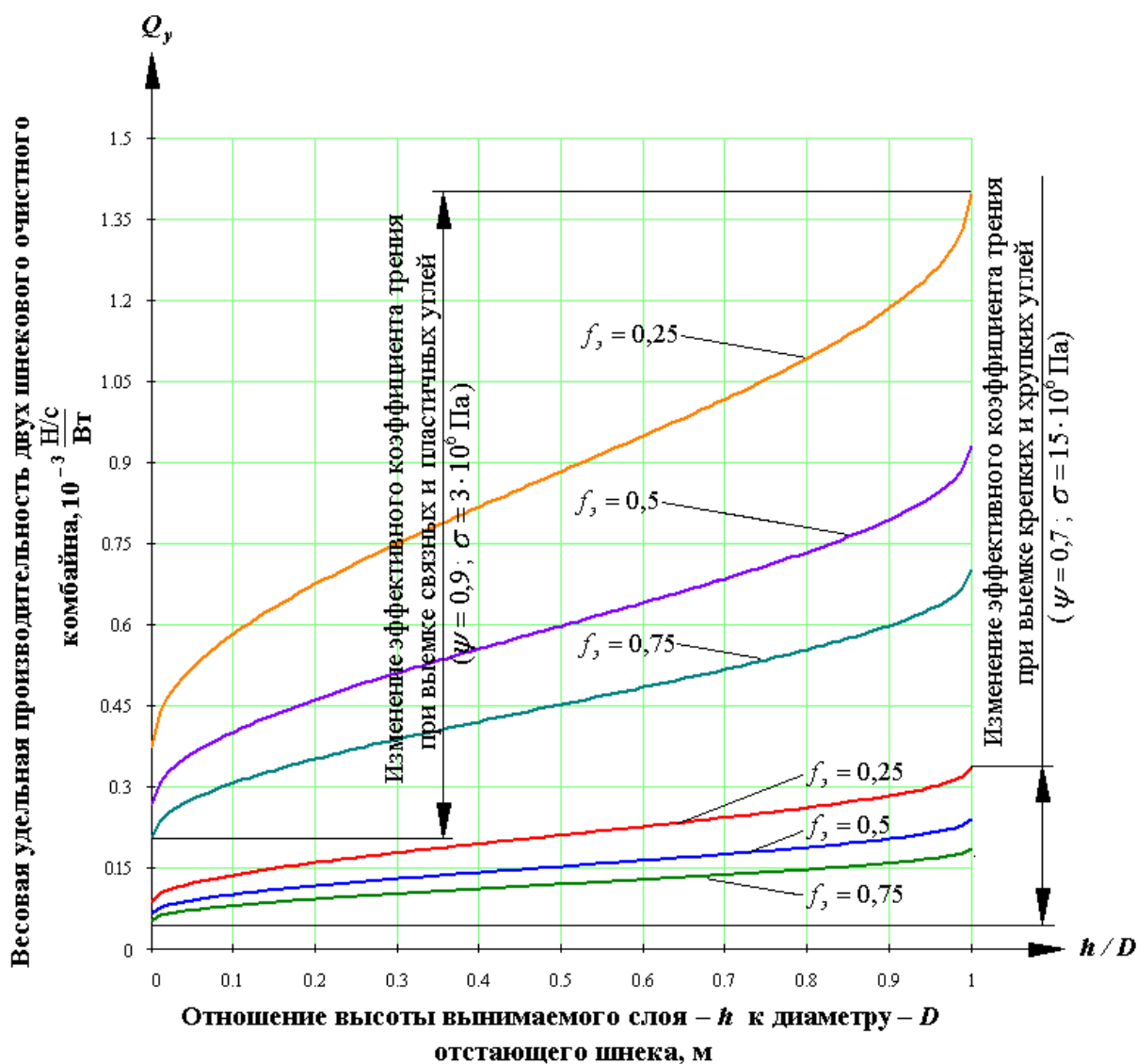


Рисунок 2.11 – Зависимость весовой удельной производительности – Q_y комбайна К600 от величины отношения высоты вынимаемого слоя – h к диаметру отстающего шнека – D при различных значениях эффективного коэффициента трения – f_s при выемке связных и пластичных, крепких и хрупких углей

Анализ графической интерпретации уравнения (2.97) свидетельствует, что при выемке как связных и пластичных, так и крепких и хрупких углей:

- весовая удельная **производительность** – Q_y двух шнекового очистного комбайна **нелинейно возрастает с увеличением отношения** высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека и с уменьшением эффективного коэффициента трения;

- в спектре значений $0,75 \geq f_s \geq 0,25$ эффективного коэффициента трения **темпы роста производительности** в среднем **в четыре раза больше** при выемке **связных и пластичных**, чем при выемке крепких и хрупких углей во всем диапазоне $0 \leq h/D \leq 1$ изменения отношения высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека, что подтверждается исследованиями, приведенными в работе [3]. Авторами этой работы экспериментально установлено, что «снижение коэффициента трения угля о лопасть с 0,75 до 0,25 увеличивает погрузочную способность шнека почти в 2 раза».

Последнее обстоятельство актуализирует изыскание способов и средств снижения эффективного коэффициента трения.

Выводы по главе

1. Анализ процесса выемки угля показал, что к его кинематическим особенностям следует отнести:

- **работу очистного комбайна по челноковой схеме**, причем при смене направления его движения опережающий начинает выполнять функции отстающего шнека, а отстающий опережающего. Поскольку шнеки комбайна имеют строго заданное направление вращения, то отбитый уголь располагается определенным образом в зависимости от совпадения или несовпадения направления вращения шнекового исполнительного органа и направления движения комбайна по лаве;
- **форму траекторий движения режущих элементов шнеков** комбайна, которые представляют собой идентичные удлиненные циклоиды (трохоиды), расположенные в плоскости вращения шнека, которые аналитически можно

представить системой параметрических уравнений $x = 0,5D(\varphi - \sin \varphi)$, м;
 $y = 0,5D(1 - \cos \varphi)$, м;

– **величину угла контакта – φ_0 витков шнека со слоем угля** всегда равную – π у опережающего шнека и определяемую в зависимости от отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру у отстающего шнека;

– **величину угловой координаты реакции слоя разрушаемого угля – φ_a** (угловую координату «центра тяжести» вертикального сечения стружки) всегда равную – $2\pi/3$ у опережающего шнека и определяемую как $2/3$ от величины угла контакта – φ_0 у отстающего шнека;

– **максимальное и минимальное число витков у трех заходного шнека, разрушающих угольный массив**, у опережающего всегда равно полутора и единице соответственно, а у отстающего – единице и нулю соответственно с частотой входа (выхода) винтовых линий шнека в забой (из забоя) составляющей:
 $f_z = z\omega/2\pi$, Гц.

2. Установлено, что:

– амплитуда колебаний суммарного сечения горизонтальных стружек – $S_{\Sigma i}$, срезаемых вооружением шнеков при максимальной скорости движения очистного комбайна вдоль угольного пласта – $W_{\max}$, при всех других равных условиях определяется только числом витков шнека – z_i , контактирующих с угольным пластом и величиной отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения, равной π^{-1} – для опережающего и $h/D\varphi_0$ – для отстающего шнека;

– величина отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения у отстающего шнека комбайна нелинейно возрастает от нулевого до максимального значения $h/D\varphi_0 = 0,361$ и нелинейно убывает от максимального значения до величины $h/D\varphi_0 = 0,318$;

– максимальная скорость движения очистного комбайна вдоль угольного пласта – $W_{\max}$ должна определяться при условии, что за один оборот опережающего

шнека его подача – S_0 позволит при радиальном вылете резца в 0,09 м обеспечить глубину резания $S_{0\max} = 0,06$ м.

3. Получены зависимости моментов сопротивления вращению при выемке угля на опережающем и отстающем шнеке от характеристик забоя – D , h , прочности угля – σ , конструктивных – B , α_1 , кинематических – W , ω и динамических – k , k_d параметров приводов шнеков очистного комбайна и установлено, что:

– моменты сопротивления вращению на опережающем и отстающем шнеках синусоидально изменяются с периодом, равным $T_z = 2\pi / z\omega$;

– среднее значение момента сопротивления вращению опережающего шнека – $\tilde{M}_{on}$ и амплитуда его колебания – ΔM_{on} :

- **прямо пропорциональны** произведению коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи очистного комбайна и коэффициента динамичности привода шнека, диаметру шнека – D , величине отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения с забоем, равной π^{-1} и полу сумме числа витков шнека, разрушающих угольный массив – $(z_{on\max} + z_{on\min})/2$;

- **линейно зависят** от прочности угля – σ и произведения ширины захвата шнека – B ; отношения скоростей передвижения комбайна вдоль лавы и вращения шнека – W/ω ; удвоенного отношения центрального угла радиуса шнека – $2\pi/\cos\alpha_1$ к косинусу угла – α_1 наклона его винтовых линий;

– среднее значение момента сопротивления вращению отстающего шнека – $\tilde{M}_{om}$ и амплитуда его колебания – ΔM_{om} :

- идентично опережающему шнеку **линейно зависят** от величины произведения коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи очистного комбайна и коэффициента динамичности привода шнека; прочности угля – σ ; произведения ширины захвата шнека – B ; отношения скоростей передвижения комбайна вдоль лавы и вращения шнека – W/ω ; удвоенного отношения центрального угла радиуса шнека – $2\pi/\cos\alpha_1$ к

косинусу угла – α_1 наклона его винтовых линий;

- **нелинейно зависят** от величины отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения с забоем, равной – $h/D\varphi_0$.

4. Получена зависимость величины полного тягового усилия механизма перемещения очистного комбайна – F_x , определяющего мощность приводов подачи при совместной работе опережающего и отстающего шнека от характеристик забоя – h , φ_0 , прочности угля – σ , конструктивных – B , α_1 , кинематических – W , ω и динамических – k параметров и установлено, что:

– изменение величины полного тягового усилия, необходимого для преодоления сопротивления движению комбайна вдоль угольного пласта синусоидально изменяется во времени с периодом, равным $T_z = 2\pi / z\omega$;

– величина полного тягового усилия зависит:

- **линейно** от ширины захвата шнека – B , коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи (БСП) очистного комбайна – k , прочности угля – σ , относительного сопротивления движению очистного комбайна по решетчатому ставу – f_k и угла падения (восстания) пласта – α_n , отношения скорости движения комбайна вдоль лавы – W к скорости вращения шнеков – ω ;
- **нелинейно** от угла наклона винтовых линий шнека – α_1 , отношения нормальной к тангенциальной составляющей сил сопротивления вращению шнека – ψ , угла контакта вооружения отстающего шнека со слоем угля – φ_0 и безразмерного функционала – $f(k_h = h/D)$.

5. Разработана многопараметрическая математическая модель отработки угольного пласта **двух шнековым** очистным комбайном, позволяющая количественно установить влияние на уровень его весовой удельной производительности:

- **характеристик забоя** (угла контакта вооружения отстающего шнека со слоем угля – φ_0 , угла падения (восстания) угольного пласта – α_n);

- *физико-механических свойств угля* (прочности угля – σ , его плотности – ρ и эффективного коэффициента трения вооружения шнеков об угольный массив – f_9);
- *конструктивных параметров* (числа заходов витков шнека – z , угла их наклона – α_1 , диаметра шнека – D);
- *кинематических параметров* (скорости движения комбайна вдоль лавы – W и скорости вращения шнеков – ω);
- *силовых параметров* основных приводов комбайна (отношения нормальной к тангенциальной составляющей – ψ , коэффициента, учитывающего ослабление угольного массива опережающим шнеком и направление его вращения относительно напластования – k_{oc} , коэффициента полезного действия приводов комбайна – η , относительного сопротивления движению очистного комбайна по рештачному ставу – f_k);
- *динамических параметров* (коэффициента динамичности привода шнека – k_d и коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи – k).

6. Моделированием многопараметрической математической модели отработки угольного пласта **двух шнековым** очистным комбайном установлено, что:

- весовая удельная **производительность** – Q_y двух шнекового очистного комбайна **нелинейно возрастает с увеличением отношения** высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека при выемке как связных и пластичных, так и крепких и хрупких углей;
- в спектре значений $0,75 \geq f_9 \geq 0,25$ эффективного коэффициента трения **темп роста производительности** в среднем **в четыре раза больше** при выемке **связных и пластичных**, чем при выемке крепких и хрупких углей во всем диапазоне $0 \leq h/D \leq 1$ изменения отношения высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека.

7. Последнее обстоятельство актуализирует изыскание способов и средств снижения эффективного коэффициента трения.

3 Исследование динамики процесса выемки угля двух шнековым очистным комбайном

3.1 Особенности взаимодействия опережающего и отстающего шнеков очистного комбайна в зонах их фрикционного контакта с угольным пластом

В последнее время происходит интенсивное накопление фактов и результатов исследований, относящихся к действию вибрации на различные сложные среды – неоднородные твердые тела, включая различные горные породы [54, 92]. При этом наибольший интерес для практики эксплуатации очистного комбайна представляет случай, когда под воздействием вынужденных гармонических колебаний движущего момента шнекового исполнительного органа его взаимодействие в зоне фрикционного контакта с угольным пластом резко изменяется.

Известно, что виброреология – это раздел механики, в котором рассматривается изменение реологических свойств твердых тел под действием вибрации. При этом отличительной чертой коэффициента трения как виброреологической характеристики является его существенная зависимость от вибрации.

Кажущееся изменение коэффициента сухого трения – f , характеризующее эффективным коэффициентом трения – $f_{\text{э}}$, при действии вибрации представляет собой простейшее проявление виброреологической закономерности, допускающей исследование элементарными методами [78].

Рассмотрим работу очистного комбайна с двумя шнеками одинакового диаметра, которые расположены по концам его корпуса. Один из шнеков – опережающий имеет «встречное» вращение от почвы к кровле (см. рис. 3.1), а другой – отстающий – «попутное» от кровли к почве (см. рис. 3.2 и 3.3) с угольным массивом при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента на исполнительные органы.

В этом случае полная реакция поверхностей витков шнеков – R'' , контактирующих с забоем в каждой точке, складывается из нормальной составляющей

69

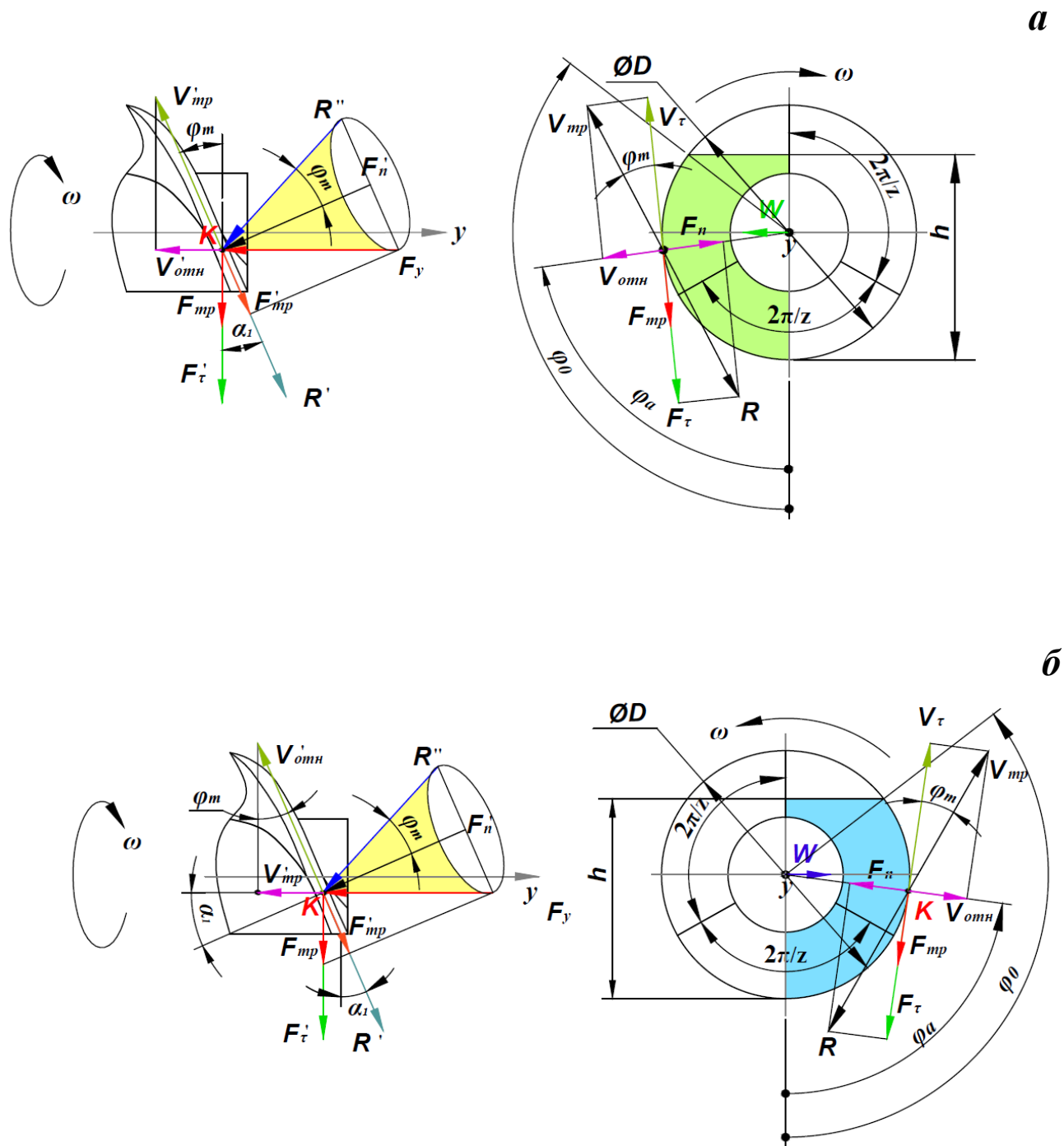


Рисунок 3.3 – Схема взаимодействия отстающего шнека комбайна с угольным пластом в зоне фрикционного контакта при движении вдоль: восстающего – а и падающего – б угольных пластов при $h < D$

реакции – F_n'' и силы трения – F_{mp}'' (см. рис. 3.1, 3.2 и 3.3). Угловая координата точки приложения реакции забоя к шнеку в соответствии с результатами,

полученными профессором Грабским А.А. в работе [54], составляет величину

$$\varphi_a = 2\varphi_0 / 3, \text{ рад} \quad (3.1)$$

Всевозможные направления реакции – R'' поверхностей витков шнеков контактирующих с забоем в каждой точке заключаются в пределах так называемого «конуса трения», вершина которого совпадает с угловой координатой точки приложения реакции забоя, а образующая R'' составляет с нормалью угол – φ_m , равный углу трения скольжения витков шнеков об угольный массив.

Влияние тангенциальных вынужденных колебаний на силу трения подробно рассмотрено в работе [78]. В этой работе установлено, что для снижения силы трения при поперечных тангенциальных колебаниях с мгновенной скоростью – V_τ вектор силы трения всегда направлен против составляющей мгновенных значений равнодействующей скорости скольжения – $V_{омн}$ при угле трения скольжения витков шнеков об угольный массив, равном

$$\varphi_m = \arctg(V_{омн} / V_\tau), \text{ рад} \quad (3.2)$$

В свою очередь с учетом результатов, полученных академиком Блехманым И.И. и Моласяном С.А. в работе [78], величина

$$f_\varepsilon = \frac{f}{\sqrt{1 + \frac{V_{омн}^2}{V_\tau^2}}} \quad (3.3)$$

считается эффективным коэффициентом сухого трения.

Как показывает анализ научно-технической литературы теоретическими и прикладными вопросами исследования виброреологического эффекта при фрикционном взаимодействии металлических поверхностей с металлами и материалами занимались многие отечественные ученые [81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90]. Кроме того, в последнее время на кафедре Горных машин и оборудования МГГУ, выполнен ряд теоретических и прикладных исследований виброреологического эффекта при фрикционном взаимодействии исполнительного органа горной машины с породой в зоне его фрикционного контакта с горной породой (фосфоритами [53, 54], углем [55] и грунтом [91]; см. табл. 3.1).

Исследователи Грабский А.А. и Кузиев Д.А. в работах [53, 54] выделяют «зону существенного изменения виброреологического эффекта». Означенная ими зона характеризуется снижением эффективного коэффициента трения – f_3 на 68% с 0,55 до 0,16 в диапазоне отношения скоростей $0 \leq V_{отн}/V_\tau \leq 3$ (см. вторую строку табл. 3.1). Кандидат технических наук Губенко А.А. [55] установил максимальное значение отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$ амплитуды относительного колебания вращения роторного ковшового рабочего органа к его тангенциальной скорости равное 0,7. При этом снижение момента трения – ΔM_T составило 18%, что соответствовало снижению коэффициента эффективного трения – f_3 роторного ковшового рабочего органа о породу с 0,55 до 0,451 (см. третью строку табл. 3.1).

Что касается результатов исследования кандидата технических наук Григорьева А.С. [91], приведенного в первой строке таблицы 3.1, то здесь следует отметить следующее: в этой работе определена только зависимость снижения трения от отношения амплитуды относительного колебания исполнительного органа без ограничения отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$.

Анализ результатов исследований, приведенных в таблице 3.1, свидетельствует, что зависимости снижения трения от отношения амплитуды относительного колебания исполнительного органа получены без учета отношения – ψ нормальной – F_n к касательной составляющей – F_τ реакции слоя разрушаемой породы – R , то есть практически не учитывают характеристики угля (так для связных и пластичных углей отношение $\psi = 0,9$, а для крепких и хрупких углей равно $\psi = 0,7$ [36]).

В тоже время профессором Островским М.С. на основе выполненных им экспериментальных исследований [79, 80], установлено:

- влияние фазы между тангенциальными и нормальными колебаниями шнекового исполнительного органа в зоне его фрикционного контакта с угольным массивом (так называемый угол сдвига фазы – θ между тангенциальными и нормальными колебаниями);

- и что в области, предшествующей полному проскальзыванию шнека в забое, возникающие нормальные колебания скорости – $V_{отн}$ вследствие фрикционного

Таблица 3.1

№ п/п	Исследователь	Схема взаимодействия исполнительного органа горной машины с породой в зоне его фрикционного контакта	Зависимость снижения трения от отношения амплитуды относительного колебания исполнительного органа
1	Кандидат технических наук Григорьев А.С. [91]	дневная поверхность грунт стальной футляр стальной футляр ось трассы прокладки стального футляра $T = f \cos\left(\arctg \frac{V_r}{V}\right) \cdot \sum_{i=1}^{(k-1)/2} \epsilon_i \cdot \int_0^{(k-1)/2} dx$ $F = F_0 + F_A \cos \alpha$	$\phi(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\omega^2 \epsilon^2(x)}{V^2}}}$ отношение скоростей виброполитический эффект
2	Кандидаты технических наук проф. Грабский А.А. [54], доц. Кузиев Д.А. [53]	Зона контакта втулки шнека с породой	Эффективный коэффициент трения Зона существенного изменения виброполитического эффекта Отношение скоростей $\phi\left(\frac{V_{rms}}{V_r}\right) = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\omega^2 \epsilon^2(x)}{V_r^2}}}$ $\frac{d\phi\left(\frac{V_{rms}}{V_r}\right)}{d\left(\frac{V_{rms}}{V_r}\right)}$
3	Кандидат технических наук Губенко А.А. [55]	Зона контакта втулки шнека с породой	ΔM_T $f\left(\frac{V_{rms}}{V_r}\right)$ $d^2 \Delta M_T / d\left(\frac{V_{rms}}{V_r}\right)^2$ $d \Delta M_T / d\left(\frac{V_{rms}}{V_r}\right)$ ΔM_T $\frac{V_{rms}}{V_r}$

взаимодействия контактирующих поверхностей, носят гармонический характер с частотой – ω_u возбуждающей тангенциальной силы – $F_\tau \cos \omega_u t$, то есть эффективный коэффициент сухого трения по М.С. Островскому выражается как:

$$f_\theta = \frac{f}{\sqrt{1 + \frac{V_{омн}^2}{V_\tau^2} \cos^2 \theta}} \quad (3.4)$$

В зоне фрикционного контакта шнека, угол сдвига фазы – θ (по расчетам, выполненным профессором Островским М.С. в работе [80]) может составлять от 25 до 53 градусов. Большее значение угла соответствует разрушению очистным комбайном связанных и пластичных углей, а меньшее крепких и хрупких углей. Что подтверждается результатами экспериментальных исследований, выполненных профессором Ю.И. Протасовым по определению отношения нормальной к касательной составляющей реакции слоя разрушаемого угля – ψ [75].

Таким образом, с достаточной степенью точности можно принять, что $\psi \approx \cos \theta$, (3.5). С учетом выше изложенного уравнение (3.4) окончательно принимает вид:

$$f_\theta = \frac{f}{\sqrt{1 + \psi^2 \frac{V_{омн}^2}{V_\tau^2}}} \quad (3.6)$$

В свою очередь следует отметить, что по данным генерального конструктора ОАО «ОМТ» Чуденкова В.И. орошение забоя практически не влияет на трение шнека о забой [2].

3.2 Исследование влияния эффективного коэффициента трения на момент сопротивления вращению шнеков очистного комбайна при вынужденных колебаниях движущего момента

При действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента снижение момента трения – ΔM *при независимой работе*

опережающего и отстающего шнека, выраженное в процентах, будет иметь вид:

$$\Delta M = \left[2 - \left(\frac{M_{\Sigma on T}}{M_{\Sigma on max}} + \frac{M_{\Sigma om T}}{M_{\Sigma om max}} \right) \right] \cdot 100, \% \quad (3.7)$$

С учетом полученных нами во второй главе результатов ниже приведем входящие в выражение (3.7) значения текущих ($M_{\Sigma on T}, M_{\Sigma om T}$) и максимальных ($M_{\Sigma on max}, M_{\Sigma om max}$) значений моментов трения на опережающем и отстающем шнеках комбайна, полученных из уравнений (2.68) и (2.69):

– при высоте вынимаемого слоя $k_h = h/D = 1$

$$M_{mon T} = \sigma z \frac{3\pi DB}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_\partial \frac{f}{\sqrt{1 + \psi^2 \frac{V_{omh}^2}{V_\tau^2}}} \psi f(k_h = 1), \text{ Нм} \quad (3.8)$$

Для максимальной высоты вынимаемого слоя максимальное значение момента трения при выемке угольного пласта опережающим шнеком комбайна определится как:

$$M_{mon max} = \sigma z \frac{3\pi DB}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_\partial f \psi f(k_h = 1), \text{ Нм} \quad (3.9)$$

– при высоте вынимаемого слоя $0 \leq k_h = h/D \leq 1$

$$M_{mom T} = \sigma z \frac{2\pi DB}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_\partial \frac{f}{\sqrt{1 + \psi^2 \frac{V_{omh}^2}{V_\tau^2}}} \psi k_{oc} f(k_h = h/D), \text{ Нм} \quad (3.10)$$

Для каждой высоты вынимаемого слоя максимальное значение момента трения при выемке угольного пласта отстающим шнеком комбайна определится как:

$$M_{mom max} = \sigma z \frac{2\pi DB}{\cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k k_\partial f \psi k_{oc} f(k_h = h/D) \text{ Нм} \quad (3.11)$$

Уравнение (3.7) с учетом выражений (3.8), (3.9), (3.10) и (3.11) после некоторых алгебраических преобразований принимает вид:

$$\Delta M = 200 \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \psi^2 \frac{V_{omh}^2}{V_\tau^2}}} \right], \% \quad (3.12)$$

При этом величина минимального значения отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$ определится из условия:

$$\frac{d^2 \Delta M}{d(V_{отн}/V_\tau)^2} = 0 \quad (3.13)$$

при котором первая производная снижения момента трения имеет максимальное значение

$$d\Delta M / d(V_{отн}/V_\tau) \rightarrow \max \quad (3.14)$$

Графические интерпретации зависимости (3.12) снижения момента трения, её первая и вторая производные (уравнения 3.13 и 3.14), а так же зависимость изменения эффективного коэффициента трения – f_s (уравнение 3.6) от величины отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$ для крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$), а также для связных и пластичных ($\psi = 0,9$) углей приведены на рисунках 3.4 и 3.5 соответственно.

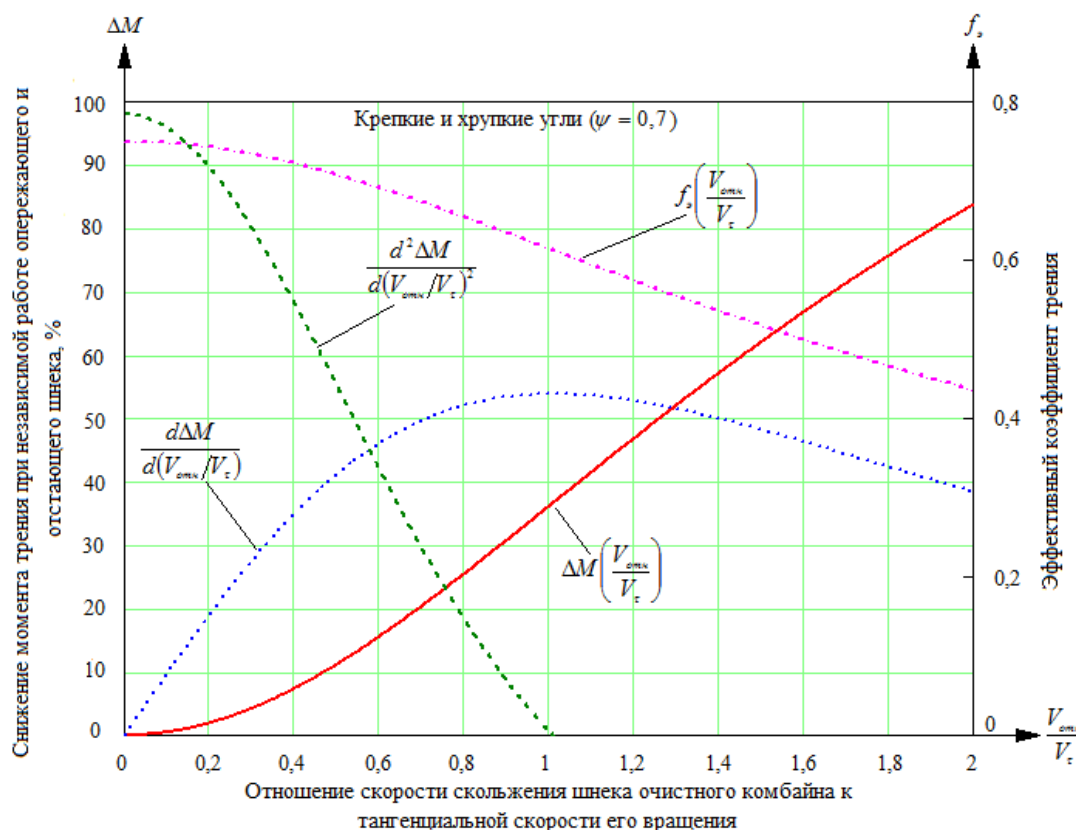


Рисунок 3.4 – Снижение момента трения при действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента от величины отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$ при разрушении крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$)

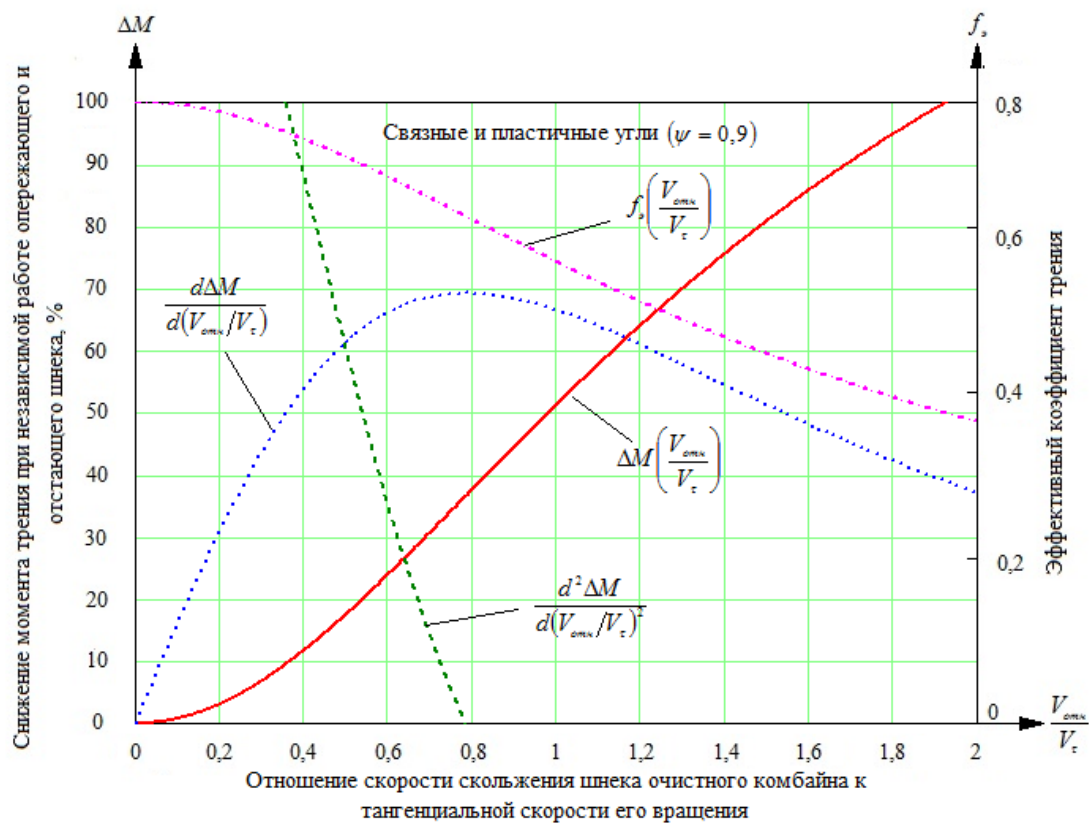


Рисунок 3.5 – Снижение момента трения при действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента от величины отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$ при разрушении связных и пластичных углей ($\psi = 0,9$)

Моделированием уравнений (3.6), (3.12), (3.13) и (3.14) установлено, что величина минимального значения отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$ не зависит от отношения высоты слоя разрушаемого угля к диаметру отставшего шнека – h/D и составляет $V_{отн}/V_\tau = 1,0$ при разрушении крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$) и $V_{отн}/V_\tau = 0,8$ при разрушении связных и пластичных углей ($\psi = 0,9$).

При этом снижение момента трения – ΔM при действии на шнек очистного комбайна гармонических высокочастотных колебаний движущего момента для связных и пластичных углей ($\psi = 0,9$) составляет $\Delta M = 36,154\%$, что соответствует уменьшению эффективного коэффициента сухого трения – f_s опережающего и отставшего шнека очистного комбайна об угольный массив с 0,75 до 0,614. В свою очередь уменьшение эффективного коэффициента сухого трения – f_s с 0,75 до 0,608 обеспечивает снижение момента трения на 37,693% при разрушении крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$).

3.3 Современное состояние и перспективы развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах исполнительных органов горных машин

Анализ научно-технической литературы, посвященной теоретическим и прикладным вопросам создания генераторов гармонических колебаний движущего момента исполнительных органов горных машин, свидетельствует, что этому вопросу уделялось внимание в работах многих отечественных и зарубежных исследователей [53, 54, 55, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100, 101, 102, 103, 104].

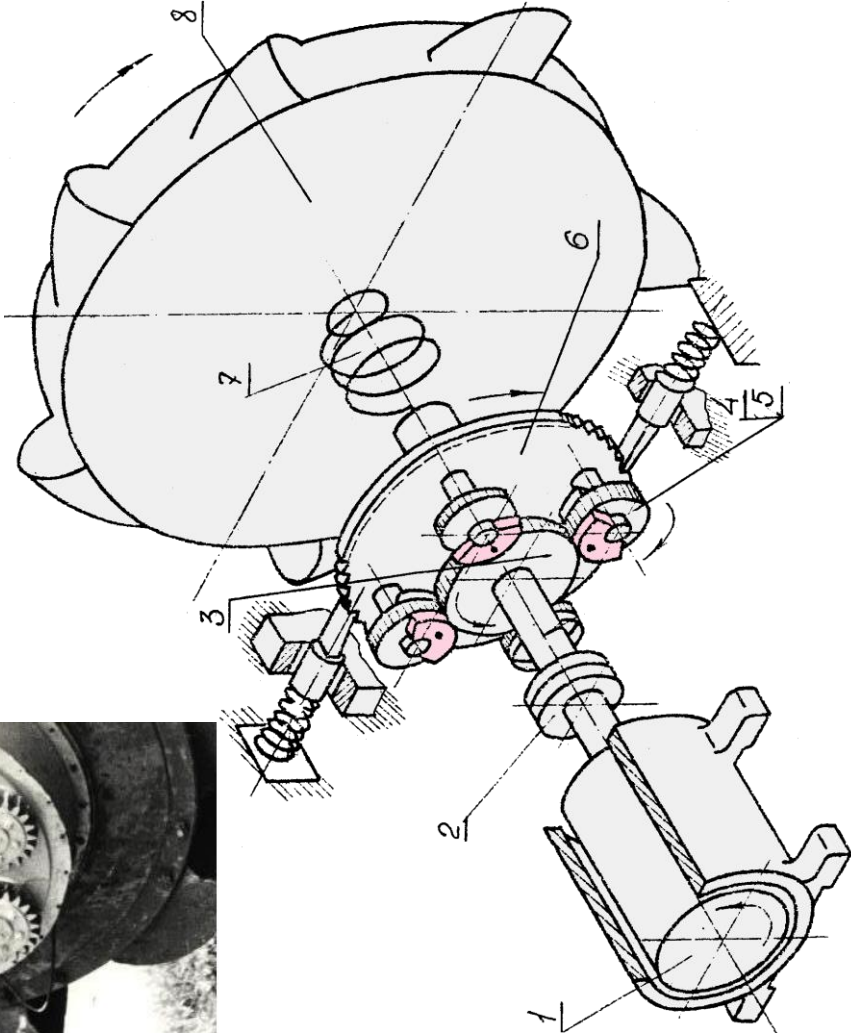
В тоже время на кафедре Горных машин и оборудования МГГУ, выполнен ряд теоретических и прикладных исследований виброреологического эффекта при фрикционном взаимодействии исполнительного органа горной машины с породой в зоне его фрикционного контакта (фосфоритами [53, 54], углем [55] и грунтом [91]; см. табл. 3.1). В этих горных машинах виброреологический эффект достигнут с помощью различных конструкций генераторов гармонических колебаний движущих сил, приведенных в таблице 3.2.

Так в первой строке таблицы 3.2 показана конструкция центробежного инерционного генератора гармонических колебаний движущего момента импульсного привода компактного роторного экскаватора ЭР–25. Он выполнен с одним механизмом свободного хода на базе механизма Чалмерса [101] и основан на использовании центробежной силы инерции дебалансов, представляющий собой передачу, работающую в режимах трансформации крутящего момента и стопорения выходного вала. Привод состоит из асинхронного электродвигателя – 1, приводящего во вращение через упругую муфту – 2 солнечную шестерню – 3 и сателлиты – 4, на осях которых закреплены связанные с ними грузовые звенья (дебалансы) – 5. Ось сателлитов в подшипниковых опорах закреплена на реакторе – 6. Реактор через упругую вставку – 7 кинематически связан с исполнительным органом – 8. Механизм свободного хода – 9 преобразует колебательное движение реактора – 6 во вращательное движение исполнительного органа – 8, каждый полупериод колебания реактора, замыкая его через жесткость на корпус передачи.

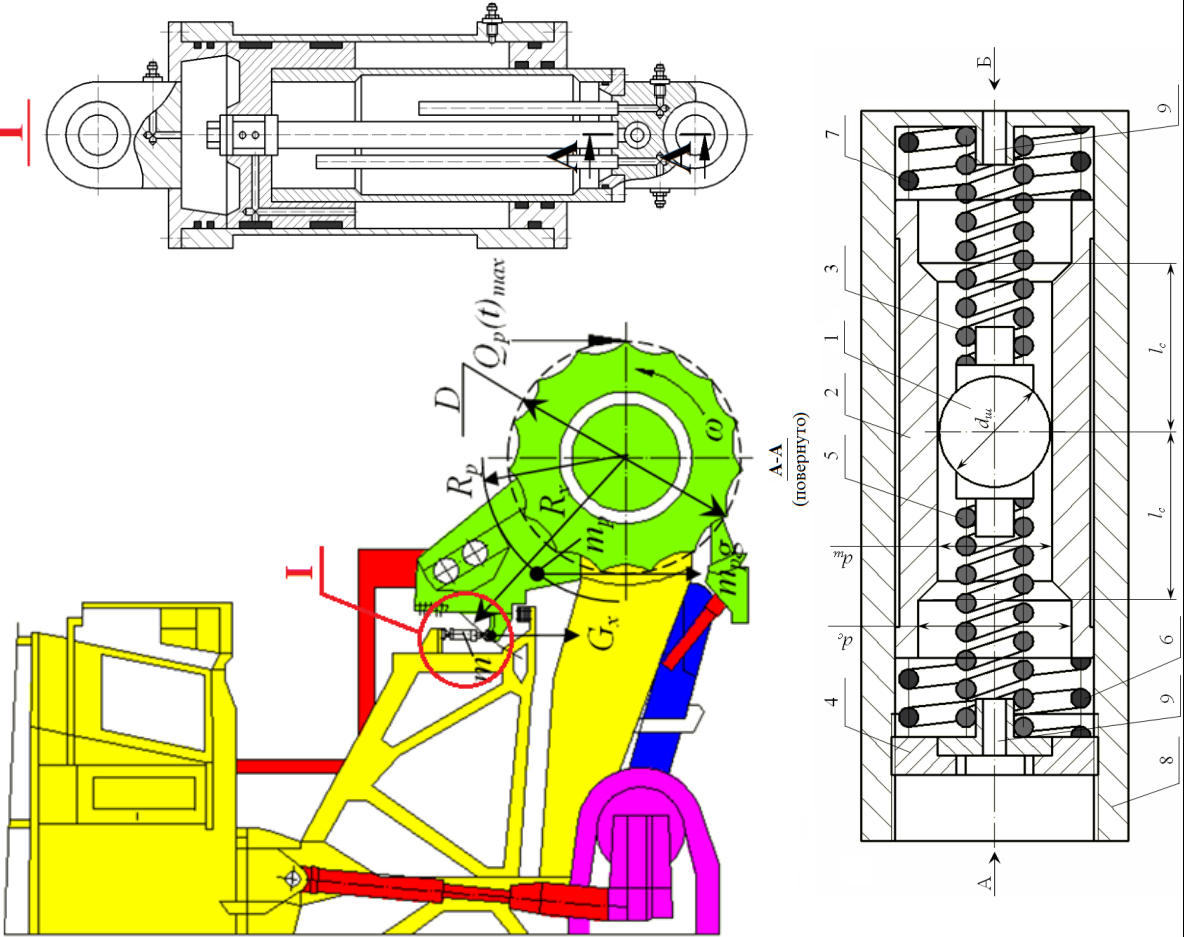
Введение упругой вставки – 7 между реактором и исполнительным органом,

Генераторы гармонических колебаний движущих сил в приводе исполнительного органа горных машин

Таблица 3.2

№п/п	Авторы	Конструкция генератора гармонических колебаний движущих сил
1	2	3
1	Кандидаты технических наук Александров В.Е и Студниц Е.Я. [97], Скурыдин Б.И. [98, 99]	 

№п/п	Авторы	Конструкция генератора гармонических колебаний движущих сил
1	2	3
2	Кандидат технических наук Григорьев А.С. [91]	от нагнетательной магистрали основного насоса подачи импульсатор к поршневым полостям гидроцилиндров подачи $Q_d(t) = q_v \omega_0 U_p \sin[\omega_0 t] U_{of}, \text{ м}^3/\text{с}$
3	Кандидаты технических наук, проф. Грабский А.А. [54], доц. Кузиев Д.А. [53]	К бортовой сети 400 Вольт $\omega_{\text{ин}}(U) \rightarrow \text{var}$ Тиристорный преобразователь Дроссельный регулятор расхода

№п/п	Авторы	Конструкция генератора гармонических колебаний движущих сил
1	2	3
4	Кандидат технических наук Губенко А.А. [55]	

между солнечным колесом и двигателем (упругой муфты – 2), по мнению авторов работ [97, 98, 99], позволило значительно улучшить динамику привода, а именно:

- понизить в 2–3 раза динамические нагрузки в элементах трансмиссий;
- снизить металлоемкость привода;
- повысить его КПД.

Конструкция рассмотренного выше центробежного инерционного генератора гармонических колебаний движущего момента практически позволяет [97, 98] варьировать суммарный вращающий момент (амплитуду импульсов) путем изменения относительного положения пар дебалансов, от нуля ($\varphi = \pi$, см. рис. 3.6 а) до максимума ($\varphi = 0$, см. рис. 3.6 б), не меняя числа их оборотов (частоту импульсов).

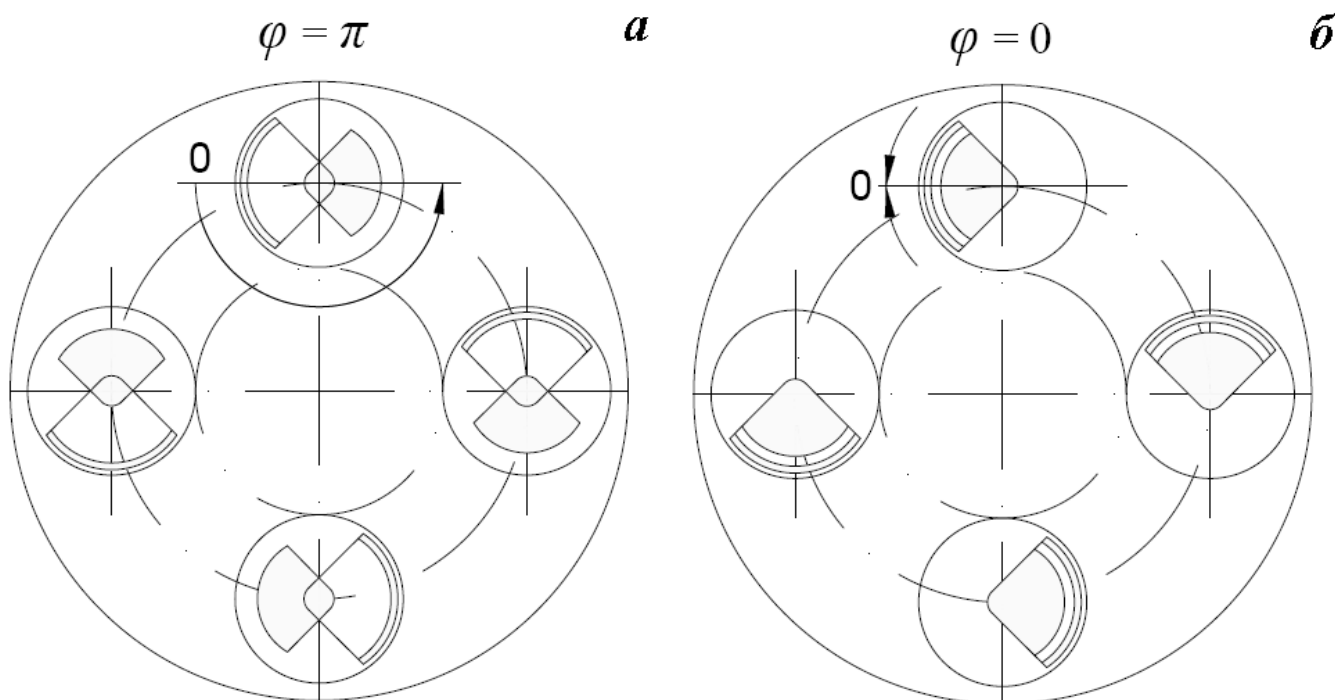


Рисунок 3.6 – Изменение относительного положения пар дебалансов от нуля ($\varphi = \pi$) – а до максимума ($\varphi = 0$) – б

Во второй строке таблицы 3.2 показана принципиальная схема привода гидрообъемного линейного двигателя (гидроцилиндра) продавливающей установки с импульсатором (генератором гармонических колебаний осевого усилия с регулируемой частотой и амплитудой импульса давления (расхода)).

Он включает: – гидродвигатель импульсатора; – импульсатор; – регуляторы расхода DpM и $DpИ$.

При вращении пробки импульсатора (сечение А–А), выполненной со специальным профилем, изменяется величина проходной щели золотника, и в поршневых полостях гидроцилиндров подачи продавливающей установки возникает пульсация давления. Регулирование режимов работы импульсатора осуществляется изменением, как частоты, так и амплитуды колебаний давления (расхода). Частота колебаний регулируется изменением скорости вращения гидродвигателя импульсатора дроссельным регулятором расхода $ДрМ$, а амплитуда колебаний – дроссельным регулятором расхода $ДрИ$. Причем регулятор – $ДрМ$ получает поток рабочей жидкости от нагнетательной магистрали насоса подпитки, а регулятор – $ДрИ$ от нагнетательной магистрали основного насоса подачи маслостанции продавливающей установки. Дроссельные регуляторы расхода $ДрМ$ и $ДрИ$ представляют собой автоматически действующие устройства, предназначенные для получения заданного расхода рабочей жидкости независимо от величины нагрузки. Каждый регулятор состоит из дросселя – 1 и редукционного клапана – 2, которые размещены в одном корпусе. Необходимая величина расхода рабочей жидкости устанавливается дросселем, а постоянство расхода обеспечивается клапаном. Расход рабочей жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров продавливающей установки при работе импульсатора определяется зависимостью:

$$Q_u(t) = q_n \omega_\delta U_a \sin[\omega_u] U_\omega t, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.15)$$

где q_n – объемная постоянная основного насоса подачи продавливающей установки,

$\text{м}^3/\text{рад}$;

ω_δ – частота вращения приводного электродвигателя основного насоса подачи продавливающей установки, $\text{рад}/\text{с}$;

U_a – параметр регулирования амплитуды импульса ($0 \leq U_a \leq 1$);

ω_u – частота вращения приводного гидромотора импульсатора, $\text{рад}/\text{с}$;

U_ω – параметр регулирования амплитуды импульса ($0 \leq U_\omega \leq 1$).

В третьей строке таблицы 3.2 приведена принципиальная схема гидрообъемного привода шнеко–фрезерного рабочего органа карьерного комбайна MTS–250 фирмы «MAN TAKRAF» с генератором импульсов давления (расхода).

Генератор импульсов давления (расхода) включает: – электродвигатель постоянного тока – 2 с тиристорным управлением частоты его вращения – 3; – импульсатор – 1; – регулятор расхода $ДрИ$ – 7 и обратный клапан – 8.

При вращении пробки – 5 импульсатора – 1 (сечение А–А), выполненной со специальным профилем, изменяется величина проходной щели золотника, и в напорной магистрали гидродвигателя привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна возникает пульсация давления. Разгрузка от действия поперечных сдвигающих пробку – 5 сил, достигается с помощью радиальных каналов – 6, соединяющих противоположные полости корпуса импульсатора. Регулирование режима работы импульсатора – 1 осуществляется изменением, как частоты – $\omega_{МИ}$ ($0 \leq \omega_{МИ} \leq \omega_{МИ\max}$), так и амплитуды колебаний давления. Частота колебаний регулируется изменением скорости вращения электродвигателя постоянного тока – 2 получающего напряжение – U_{var} от тиристорного преобразователя, подключенного посредством разделительного трансформатора – 4 к бортовой трехфазной сети карьерного комбайна переменного тока напряжением 400В карьерного комбайна. Часть потока рабочей жидкости из участка напорной магистрали гидродвигателя привода поступает к точке – Б через дроссельный регулятор расхода – 7 к вращающейся пробке – 5 и через обратный клапан – 8 возвращается в магистраль через точку – А.

Амплитуда колебаний регулируется дроссельным регулятором расхода – 7, который представляет собой автоматически действующее устройство, предназначенное для получения постоянного заданного расхода жидкости независимо от величины давления на его выходе. Необходимая величина расхода жидкости устанавливается дросселем, а постоянство расхода обеспечивается клапаном. Расход рабочей жидкости в напорной магистрали гидродвигателя – $Q_M(t)$ привода определен авторами работ [53, 54] зависимостью:

$$Q_M(t) = U_H \cdot q_H \cdot \omega_H \left[1 + (1 - \cos \frac{\pi}{2z}) \sin \omega_H \cdot t + U_a \sin(\omega_{МИ} U_\omega) \cdot t \right], \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.16)$$

где U_H – параметр регулирования насосной установки привода шнеко-фрезерного

рабочего органа карьерного комбайна ($0 \leq U_H \leq 1$);

q_H – объемная постоянная насосов насосной установки привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна, $\text{м}^3/\text{рад}$;

ω_H – угловая скорость вращения насосов насосной установки привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна, $\text{рад}/\text{с}$;

z – число поршневых групп в моторах привода, ед.;

ω_{MH} – скорость вращения вала электродвигателя импульсатора, $\text{рад}/\text{с}$;

U_a – параметр регулирования амплитуды импульса расхода ($0 \leq U_a \leq 1$);

U_ω – параметр регулирования частоты импульса расхода ($0 \leq U_\omega \leq 1$).

А импульс давления рабочей жидкости в напорной магистрали гидродвигателя привода определен авторами в виде зависимости:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_{жс}}{V_0} \left[Q_M(t) - K_M q_M \frac{d\varphi_M}{dt} \right], \frac{\text{Н}/\text{м}^2}{\text{с}} \quad (3.17)$$

где $E_{жс}$ – модуль упругости рабочей жидкости, $\text{Н}/\text{м}^2$;

V_0 – объем рабочей жидкости в магистрали высокого давления гидродвигателя привода шнеко-фрезерного рабочего органа, м^3 ;

K_M – число гидромоторов привода шнеко-фрезерного рабочего органа, ед.;

q_M – объемная постоянная одного гидромотора привода шнеко-фрезерного рабочего органа, $\text{м}^3/\text{рад}$;

φ_M – угловая координата вращения вала гидромотора, рад .

В последней четвертой строке таблицы 3.2 приведена принципиальная схема генератора импульсов давления (расхода) рабочей жидкости в системе привода роторного ковшового рабочего органа с автоколебательным генератором импульсов давления, установленным между штоковой полостью – 6 и полостью штока упругодемпфирующего устройства (УДУ) – 8 хвостовика редуктора привода рабочего органа карьерного комбайна.

Генератор импульсов давления (расхода) рабочей жидкости (табл.3.2, четвертая строка, сечение А–А) предназначен для: сообщения высокочастотных колебаний

роторному ковшовому рабочему органу карьерного комбайна. Он состоит из: шарика со сферическими скалками – 1; стакана – 2; пружин шарика равной жесткости – 3, 5 возвращающих шарик – 1 в исходное положение; гайки – 4; пружин стакана равной жесткости – 6, 7 для уравнивания стакана – 2; корпуса генератора – 8; дросселя – 9.

Генератор работает следующим образом. В начальный момент времени (исходное положение) шарик – 1 размещается в середине стакана – 2, диаметр стакана в средней части равен диаметру шарика – $d_{ш}$. При сжатии (растяжении) пневмогидравлического УДУ поток рабочей жидкости направлен из полости штока – 8 в штоковую полость – 6 (табл. 3.2, четвертая строка, позиция – I) шарик – 1 перемещается в стакане – 2 по направлению потока рабочей жидкости (сечение А-А, по стрелке «А» или «Б»). При возрастании давления шарик, сжимая пружину – 3, сдвигается в направлении потока рабочей жидкости на расстояние до величины – l_c , при которой стакан имеет больший диаметр – d_c . В этот момент давление потока рабочей жидкости уменьшается, и шарик возвращается в исходное положение.

По мнению автора работы [55] частота колебания шарика – f_u регулируется с помощью гайки – 4, изменением поджатия пружин – 3 и 5. Амплитуда давления определяется длиной – l_c части стакана – 2, диаметр которой равен диаметру шарика – 1. Для того чтобы амплитуда не изменялась при регулировании частоты, стакан – 2 центрируется в корпусе генератора импульсов – 8 пружинами – 6 и 7 равной жесткости.

Анализ конструкций известных генераторов гармонических колебаний движущих сил в приводе исполнительного органа горных машин показывает, что их конструкции, приведенные в таблице 3.2:

в первой строке позволяют **оперативно варьировать** путем изменения относительного положения пар дебалансов **только амплитуду импульсов**;

во второй и третьей строках позволяют путем изменения скорости вращения гидро или электродвигателя импульсатора **оперативно регулировать частоту**, а путем изменения сечения дроссельного регулятора расхода $DpИ$ регулировать

амплитуду импульса давления;

в четвертой строке позволяют путем изменения сечения дросселя – 9 **только фиксировать амплитуду** импульса давления, а путем изменения массы шарика – 1 и жесткости пружины – 7 **только фиксировать частоту импульса давления.**

Таким образом, для снижения момента трения (уменьшения коэффициента эффективного трения – f_3) об угольный массив, **сохраняя концепцию электромеханического привода** конструкции ОАО «ОМТ», нами предлагается **оснастить** привод каждого шнека **центробежным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента**, обеспечивающим отношение нормальных – $V_{отн}$ и тангенциальных – V_τ скоростей, равным $V_{отн}/V_\tau = 1,0$, достаточного при разрушении крепких и хрупких углей.

3.4 Уравнения движения электромеханической системы привода шнека очистного комбайна

На рисунке 3.7 приведены кинематические схемы блока привода исполнительного органа очистного комбайна конструкции ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» – а, и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента конструкции МГГУ – б.

Центробежный генератор гармонических колебаний движущего момента устанавливается (см. рис. 3.7 б) на входном валу – «В» планетарной передачи привода исполнительного органа очистного комбайна конструкции ОАО «ОМТ».

Он состоит из: – центрального зубчатого колеса – 1 (рис. 3.8), жестко закрепленного на валу дополнительного электродвигателя – 2; – реактора – 3, на осях которого установлены сателлиты – 4 с дебалансами – 5. Сателлиты – 4 входят в зацепление с центральным зубчатым колесом – 1, а реактор – 3 получает вращение от вала основного электродвигателя – D_o привода шнека, поскольку жестко связан с входным валом его планетарной передачи (передаточное отношение планетарной передачи привода шнека для комбайна К600 составляет

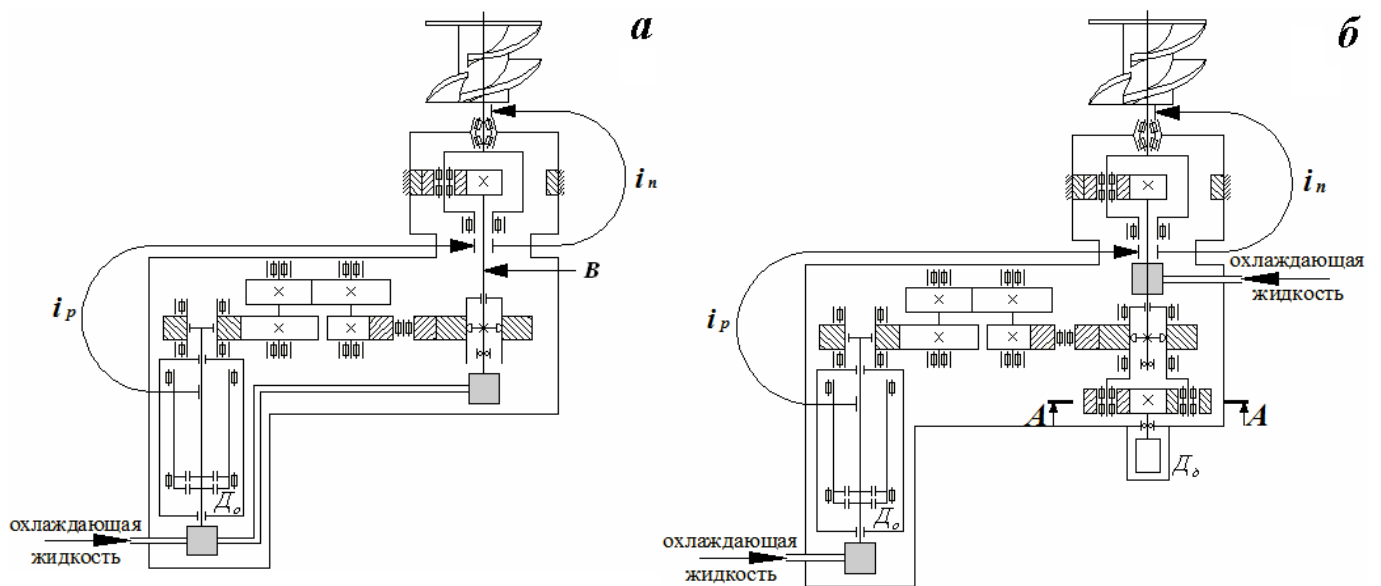


Рисунок 3.7 – Кинематическая схема блока привода исполнительного органа очистного комбайна: а – конструкции ОАО «Объединенные машиностроительные технологии»; б – с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента конструкции МГГУ

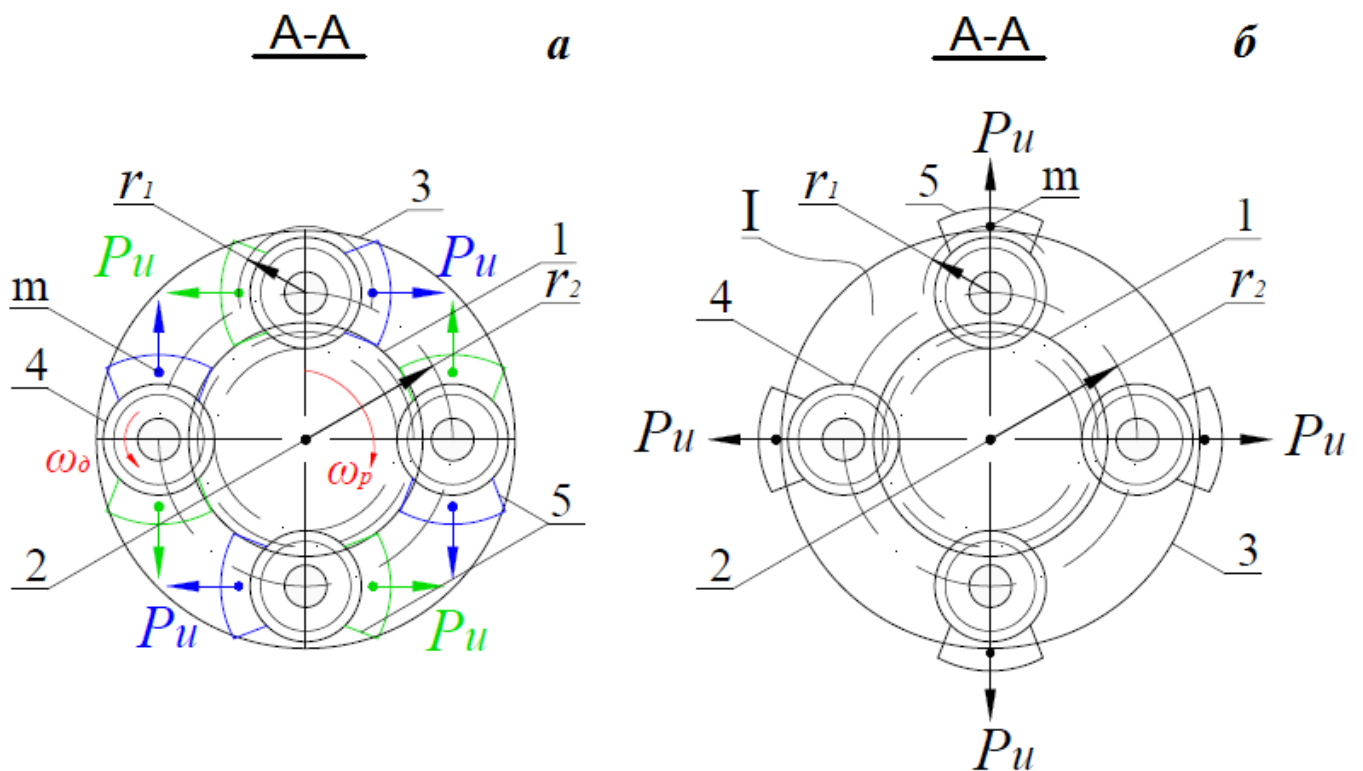


Рисунок 3.8 – Принципиальная кинематическая схема центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента конструкции МГГУ (сечение А-А рисунка 3.7 б) при: работающем – а и обесточенном дополнительном электродвигателе – Дс – б.

$i_n = 5,99$; передаточное отношение от вала основного электродвигателя к реактору в свою очередь равно – $i_p = 7,219$).

Блок привода исполнительного органа с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента работает следующим образом:

– **в момент запуска основного двигателя** – D_o блока (дополнительный электродвигатель – D_o (поз. 2 рис. 3.7 б) **обесточен**) центральное зубчатое колесо – 1 генератора с присоединенным к нему ротором дополнительного электродвигателя – 2 будет иметь скорость вращения реактора – 3, при этом дебалансы будут иметь **нулевую скорость** ($\omega_o = 0$) относительно зубчатого колеса – 1 и примут положение, показанное на рис. 3.8;

– для реализации **максимальной скорости** дебалансов **включается** дополнительный электродвигатель – D_o (поз. 2 рис. 3.7 б) генератора и сателлиты – 4 с дебалансами – 5 разгоняются до скорости – $\omega_{o\max}$, определяемой по зависимости

$$\omega_{o\max} = (\omega_p + \omega_u) i_o, \text{ рад/с} \quad (3.18)$$

Результаты расчета скорости вращения сателлита дебаланса (по зависимости 3.18) для разных режимов работы блока привода исполнительного органа с генератором колебаний движущего момента очистного комбайна К600 и без него приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

№ п/п	Скорость вращения, рад/с		
	центрального зубчатого колеса генератора ω_u	реактора ω_p	сателлита (дебаланса) ω_o
1	21,43		0
2	153,86	21,43	280,464

Для решения задач динамики работы блока привода исполнительного органа очистного комбайна как конструкции ОАО «ОМТ», так и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента конструкции МГГУ, необходимо схематизировать происходящие в нем физические явления.

То есть, физические явления необходимо представить в виде математических моделей (системы дифференциальных уравнений) в зависимости от обобщенных координат так, чтобы выходные сигналы этой системы адекватно отображали исследуемые процессы во времени. Так, к исследуемым динамическим процессам должны относиться и процессы в приводных асинхронных электродвигателях переменного тока.

Для упрощения исследования колебаний исполнительного органа очистного комбайна его привод следует представить в виде эквивалентной динамической модели (см. рис. 3.9), как трех массную с динамическими моментами инерции ($I_{д1}$, $I_{ц}$, $I_{ш}$) электромеханическую систему с невесомыми упругими связями ($K_{д1}$, $K_{ц}$, $K_{ш}$), обладающими диссипативными свойствами ($\mu_{д1}$, $\mu_{ц}$, $\mu_{ш}$) с обобщенными координатами ($\varphi_{д1}$, $\varphi_{ц}$, $\varphi_{ш}$) соответственно.

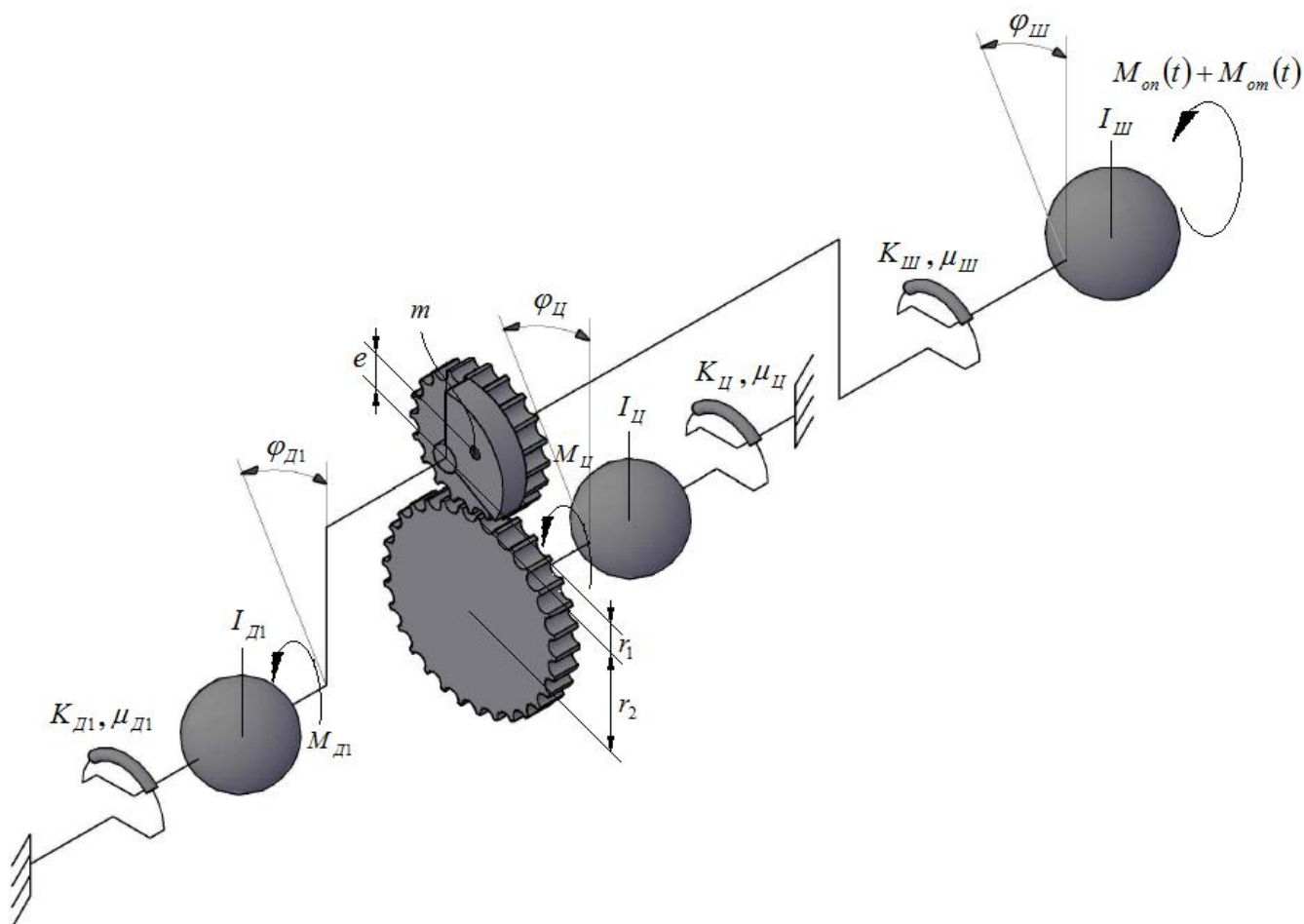


Рисунок 3.9 – Трех массная эквивалентная динамическая модель привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента

При разработке модели нами были приняты следующие допущения:

- нагрузка на исполнительный орган изменяется по синусоидальному закону;
- исполнительный орган уравновешен и не имеет дефектов конструкции;
- маховые массы модели приведены к роторам основного и дополнительного двигателей, центральному зубчатому колесу, реактору и исполнительному органу (шнеку);
- жесткости элементов трансмиссии привода приведены к двум валам: валу основного электродвигателя и валу, расположенному между реактором и входным валом планетарного редуктора исполнительного органа;
- зубчатые передачи абсолютно жесткие, а зазоры в них равны нулю;
- массы дебалансов приведены к одному сателлиту с эксцентриситетом – e центра масс;
- упруго демпфирующие связи (крутильные жесткости – $K_{д1}$, $K_{ц}$ и коэффициенты демпфирования – $\mu_{д1}$, $\mu_{ц}$) между ротором и статором основного и дополнительного электродвигателей привода, считаются равными нулю, поскольку податливость между их роторами и электрической сетью равна бесконечности [105]. То есть статоры этих электродвигателей можно отнести в заделку и рассматривать колебания элементов динамической системы привода шнеков относительно их валов.

В работах [101, 106, 107] предложена математическая модель привода, учитывающая свойства приводного двигателя. Однако, ввиду сложности решения системы нелинейных дифференциальных уравнений движения привода, в этих работах крутящий момент и частота вращения вала двигателя приняты постоянными.

В свою очередь выполненные рядом ученых исследования показали, что в большинстве случаев электромагнитные процессы в двигателях оказывают существенное влияние на динамические характеристики приводов [101, 108, 109, 110, 111, 112, 113].

Переходные процессы в электродвигателях могут быть вызваны периодическим

изменением массовых, инерционных и жесткостных параметров системы, а также изменением нагрузки на исполнительном органе. Это особенно характерно для приводов исполнительных органов очистных комбайнов, где нагрузка – величина периодическая, зависящая от конструкции исполнительного органа, а также от физико-механических свойств вынимаемого угля.

С достаточной степенью точности влияние электромагнитных свойств асинхронного электродвигателя привода учитывается дифференциальным уравнением, полученным Пинчуком И.С. в работе [111]

$$S_i = \nu(M_{дi} + T_{\mathcal{E}}\dot{M}_{дi}) \quad (3.19)$$

где $T_{\mathcal{E}}$ – электромагнитная постоянная времени, с, для асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором имеет величину:
 $T_{\mathcal{E}} = 0,01$ с, [111];

ν – коэффициент крутизны статической характеристики электродвигателя, $(\text{Нм})^{-1}$, для асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором имеют величины $\nu_{д1} = \nu_{ц} = 0,7 \cdot 10^{-6} (\text{Нм})^{-1}$ [111];

S_i – скольжение электродвигателей:

$$S_{д1} = 1 - \dot{\phi}_{д1} / \omega_0 \quad (3.20)$$

$$S_{ц} = 1 - \dot{\phi}_{ц} / \omega_0 \quad (3.21)$$

Здесь ω_0 – скорость идеального холостого хода асинхронного электродвигателя, рад/с;

$\dot{\phi}_{д1}$, $\dot{\phi}_{ц}$ – угловые скорости основного и дополнительного электродвигателей соответственно, рад/с;

$M_{д1}$, $M_{ц}$ – движущие моменты основного и дополнительного электродвигателей соответственно, Нм.

Далее, решая уравнение (3.19) относительно движущего момента i -того электродвигателя – $M_{дi}(t)$ привода шнека очистного комбайна имеем:

$$M_{дi}(t) = \frac{S_i}{\nu} - T_{\mathcal{E}}\dot{M}_{дi}, \text{ Нм} \quad (3.22)$$

В качестве математической модели электромеханической системы привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента нами приняты уравнения движения ее элементов (см. рис. 3.9), полученные на основе уравнений Лагранжа второго рода [114]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T(\varphi_i)}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) + \frac{\partial \Pi(\varphi_i)}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi(\dot{\varphi}_i)}{\partial \dot{\varphi}_i} = M_{д1}(t) + M_{ц}(t) - M_c(t) \quad (3.23)$$

где $T(\varphi_i)$ – полная кинетическая энергия системы, Нм;

$\Pi(\varphi_i)$ – полная потенциальная энергия, определяемая деформацией упругих элементов, Нм;

$\Phi(\dot{\varphi}_i)$ – диссипативная функция Релея, Нм/с;

$M_{д1}(t)$, $M_{ц}(t)$ – движущие моменты основного и дополнительного электродвигателей соответственно, Нм, (см. уравнения 3.22);

$M_c(t)$ – момент сопротивления вращению шнеков при выемке слоя угля, Нм, в виде суммы уравнений (2.45) и (2.48) при $k_o = 1,0$.

$$M_c(t) = M_{on}(t) + M_{om}(t), \text{ Нм} \quad (3.24)$$

Полная кинетическая энергия колебательной системы «основной и дополнительный электродвигатели – шнек», составляет:

$$T(\varphi_i) = 0,5 \left[I_{д1} \dot{\varphi}_{д1}^2 + I_{ц} \dot{\varphi}_{ц}^2 + K m r_1^2 i_o^2 (\dot{\varphi}_{д1} \pm \dot{\varphi}_{ц})^2 \right], \text{ Нм} \quad (3.25)$$

где i_o – отношение диаметров делительных окружностей центрального колеса и сателлита;

K – число дебалансов генератора, ед.;

m – масса (дебаланса) вращающихся тел, закрепленных на оси сателлита, кг;

r_1 – радиус центра массы дебаланса относительно оси его вращения, м;

ω_o – угловая скорость сателлита (дебаланса), выраженная через угловые скорости реактора – $\dot{\varphi}_{д1}$ и вала дополнительного электродвигателя – $\dot{\varphi}_{ц}$, определяется из уравнения (3.18).

Полная потенциальная энергия колебательной системы «основной и дополнительный электродвигатели – шнек», составит:

$$П(\varphi_i) = 0,5K_{ш}(\varphi_{ц} - \varphi_{ш})^2, \text{ Нм} \quad (3.26)$$

Что касается величины жесткости $K_{ш}$, то здесь следует отметить, что она практически определяется только жесткостью ступицы центральной шестерни планетарной передачи блока привода шнека ($K_{ш} = 3,5 \cdot 10^4$ Нм/рад).

Диссипативная функция Релея системы определяется из выражения

$$\Phi = 0,5\mu_{ш}(\dot{\varphi}_{ц} - \dot{\varphi}_{ш})^2, \text{ Нм} \quad (3.27)$$

здесь $\mu_{ш}$ – приведенный к валу шнека коэффициент демпфирования трансмиссии его привода, Нс/м ($\mu_{ш} = 6,2 \cdot 10^4$ Нс/м);

Выполняя процедуру (3.23), с учётом зависимостей (3.22), (3.24), (3.25), (3.26) и (3.27) после соответствующих алгебраических преобразований получим уравнения движения элементов электромеханических систем «основной и дополнительный электродвигатели – опережающий шнек»:

$$\begin{cases} (I_{д1} + Kmr_1^2 i_d^2) \cdot \ddot{\varphi}_{д1} + (I_{ц} + Kmr_1^2 i_d^2) \cdot \ddot{\varphi}_{ц} + \mu_{ш}(\dot{\varphi}_{ц} - \dot{\varphi}_{ш}) + K_{ш}(\varphi_{ц} - \varphi_{ш}) = \\ = \frac{M_{д1}(t)}{i_p \cdot i_n} + \frac{M_{ц}(t)}{i_p} - M_{он}(t); \\ M_{д1}(t) = \frac{1 - \dot{\varphi}_{д1} / \omega_{0д}}{\nu} - T_3 \dot{M}_{д1}, \text{ Нм}; \\ M_{ц}(t) = \frac{1 - \dot{\varphi}_{ц} / \omega_{0ц}}{\nu} - T_3 \dot{M}_{ц}, \text{ Нм}; \\ M_{он}(t) = \Omega_M k f(k_h = 1) \left[\frac{z_{он\max} + z_{он\min}}{2} + \left(\frac{z_{он\max} - z_{он\min}}{2} \right) \sin \dot{\varphi}_{ш} t, \text{ Нм} \right]; \end{cases} \quad (3.28)$$

и «основной и дополнительный электродвигатели – отстающий шнек»:

$$\begin{cases} (I_{д1} + Kmr_1^2 i_d^2) \cdot \ddot{\varphi}_{д1} + (I_{ц} + Kmr_1^2 i_d^2) \cdot \ddot{\varphi}_{ц} + \mu_{ш}(\dot{\varphi}_{ц} - \dot{\varphi}_{ш}) + K_{ш}(\varphi_{ц} - \varphi_{ш}) = \\ = \frac{M_{д1}(t)}{i_p \cdot i_n} + \frac{M_{ц}(t)}{i_p} - M_{ом}(t); \\ M_{д1}(t) = \frac{1 - \dot{\varphi}_{д1} / \omega_{0д}}{\nu} - T_3 \dot{M}_{д1}, \text{ Нм}; \\ M_{ц}(t) = \frac{1 - \dot{\varphi}_{ц} / \omega_{0ц}}{\nu} - T_3 \dot{M}_{ц}, \text{ Нм}; \\ M_{ом}(t) = \Omega_M k k_{oc} f(k_h = h/D) \left[\frac{z_{ом\max} + z_{ом\min}}{2} + \left(\frac{z_{ом\max} - z_{ом\min}}{2} \right) \sin \dot{\varphi}_{ш} t, \text{ Нм} \right] \end{cases} \quad (3.29)$$

При обесточенном дополнительном электродвигателе – D_o (см. рис. 3.7 б, направление вращения его вала совпадает с направлением вращения основного электродвигателя – D_o) уравнения (3.28) и (3.29) принимают вид:

– для системы «основной и дополнительный электродвигатели – опережающий шнек»:

$$\begin{cases} I_{D1}\ddot{\varphi}_{D1} + I_{\Pi}\ddot{\varphi}_{\Pi} + \mu_{\Pi}(\dot{\varphi}_{\Pi} - \dot{\varphi}_{\Pi}) + K_{\Pi}(\varphi_{\Pi} - \varphi_{\Pi}) = \frac{M_{D1}(t)}{i_p \cdot i_n} - M_{on}(t); \\ M_{D1}(t) = \frac{1 - \dot{\varphi}_{D1} / \omega_{0D}}{\nu} - T_{\Sigma}\dot{M}_{D1}, \text{ Нм}; \\ M_{on}(t) = \Omega_M k f(k_h = 1) \left[\frac{z_{onmax} + z_{onmin}}{2} + \left(\frac{z_{onmax} - z_{onmin}}{2} \right) \sin \dot{\varphi}_{\Pi} t, \text{ Нм} \right]; \end{cases} \quad (3.30)$$

– для системы «основной и дополнительный электродвигатели – отстающий шнек»:

$$\begin{cases} I_{D1}\ddot{\varphi}_{D1} + I_{\Pi}\ddot{\varphi}_{\Pi} + \mu_{\Pi}(\dot{\varphi}_{\Pi} - \dot{\varphi}_{\Pi}) + K_{\Pi}(\varphi_{\Pi} - \varphi_{\Pi}) = \frac{M_{D1}(t)}{i_p \cdot i_n} - M_{om}(t); \\ M_{D1}(t) = \frac{1 - \dot{\varphi}_{D1} / \omega_{0D}}{\nu} - T_{\Sigma}\dot{M}_{D1}, \text{ Нм}; \\ M_{om}(t) = \Omega_M k k_{oc} f(k_h = h/D) \left[\frac{z_{ommax} + z_{ommin}}{2} + \left(\frac{z_{ommax} - z_{ommin}}{2} \right) \sin \dot{\varphi}_{\Pi} t, \text{ Нм} \right] \end{cases} \quad (3.31)$$

Здесь следует отметить, что уравнения (3.30) и (3.31) **в установившемся режиме выемки угля** характеризуют работу блока привода исполнительного органа комбайна **при низкочастотном** колебательном изменении движущего момента, обусловленным только наличием жесткостных и демпфирующих связей колеблющихся масс.

Систематизация уравнений движения элементов электромеханической системы (см. рис. 3.9) блока привода исполнительного органа в зависимости от того, вращается ли дополнительный электродвигатель на холостом ходу (обесточен) или под действием движущего момента, приведена в таблице 3.4.

Каждое уравнение движения электромеханической системы привода опережающего (отстающего) шнека очистного комбайна с центробежным генератором высокочастотных гармонических колебаний движущего момента

Таблица 3.4

№ п/п	Вращение дополнительного электродвигателя	Уравнения движения элементов электрохимической системы для шнека:		Число масс в системе / номер уравнений
		опережающего	отстающего	
1	На холостом ходу	«основной и дополнительный электродвигатели - шнек»		3 / (3.30), (3.31)
2	Под действием движущего момента			3 / (3.28), (3.29)

представляют собой систему однородных дифференциальных уравнений, причем уравнения (3.28) и (3.29) – седьмого порядка, а уравнения (3.30) и (3.31) – четвертого.

Интегрирование уравнений (3.28), (3.29), (3.30) и (3.31) выполнено методом Рунге–Кутты с использованием пакета прикладной программы Math CAD. Программа Math CAD позволила обеспечить относительную ошибку по амплитуде колебаний шнека не более 8 %, а по вынужденным и собственным частотам не более 0,5 % при нижеследующих:

- **начальных условиях:** $\ddot{\varphi}_{д1} = \dot{\varphi}_{д1} = 0$; $\ddot{\varphi}_{ц} = \dot{\varphi}_{ц} = 0$; $\dot{\varphi}_{ш} = 0$; $\omega_{0д} = 49,26$ рад/с;
- **параметрах вынимаемого угольного пласта опережающим шнеком** $f(k_h = 1,0) = 0,318$ и **отстающим шнеком** $f(k_h = 0,845) = 0,362$ крепких и хрупких углей – $\sigma = 15$ МПа, $\psi = 0,7$;
- **массе и числе дебалансов** $m = 30$ кг; $K = 7$ ед.;
- **динамических моментах инерции:** $I_{д1}$, $I_{ц}$, $I_{ш}$, рассчитанных в соответствии с методикой, изложенной в работе [105, 106];
- **жесткостных и демпфирующих параметрах:** $K_{ш} = 3,5 \cdot 10^4$ Нм/рад;
 $\mu_{ш} = 6,2 \cdot 10^4$ Нс/м;
- **кинематических параметрах генератора гармонических колебаний:** радиуса центра массы дебаланса относительно оси его вращения $r_1 = 0,13$ м; радиуса центрального колеса $r_2 = 0,2$ м; отношения диаметров делительных окружностей центрального колеса и сателлита $i_o = 1,538$;

- **силовых и конструктивных параметрах приводов шнеков очистного комбайна:** Ω_M – момента, необходимого для разрушения одного квадратного метра горизонтального сечения стружки угля прочностью – σ для крепких и хрупких углей ($\sigma = 15$ МПа) $\Omega_M = 0,969 \cdot 10^5$ Нм; минимальном и максимальном числе витков опережающего и отстающего шнеков $z_{om\min} = 1$ ед. и $z_{om\max} = 1,5$ ед.; $z_{om\min} = 0$ и $z_{om\max} = 1$ ед. соответственно;
- **вариативных параметрах** $\omega_{0Ц} = 0$ или $\omega_{0Ц} = 49,26$ рад/с (см. таблицу 3.3).

Результаты интегрирования уравнений (3.30) и (3.31) приведены на рисунке 3.10, а уравнений (3.28) и (3.29) на рисунке 3.11.

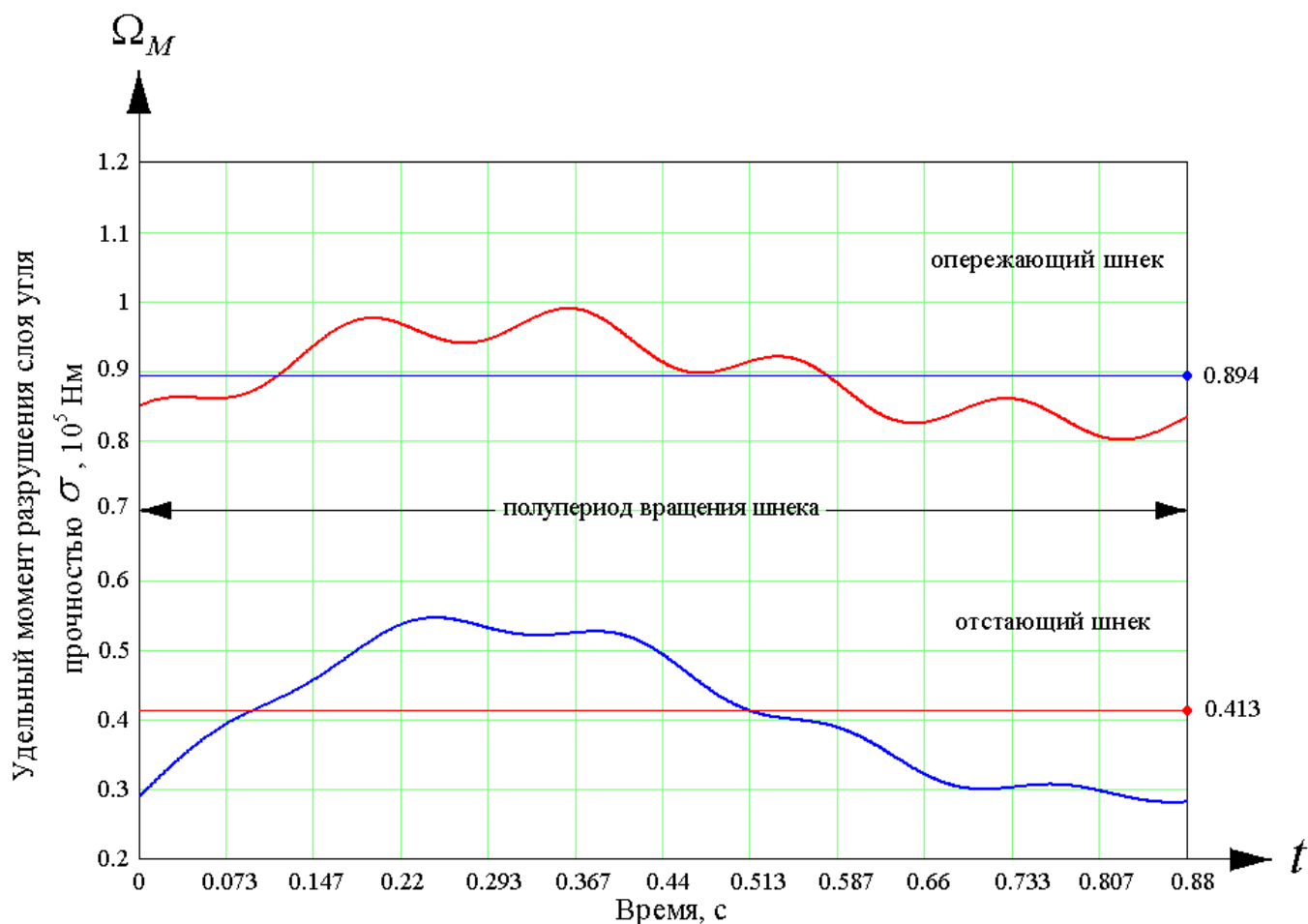


Рисунок 3.10 – Реализация изменения удельного момента при разрушении крепких и хрупких углей ($\sigma = 15$ МПа) в течение полупериода вращения шнеков трех массовой системы «основной и обесточенный дополнительный электродвигатели – опережающий (отстающий) шнек»

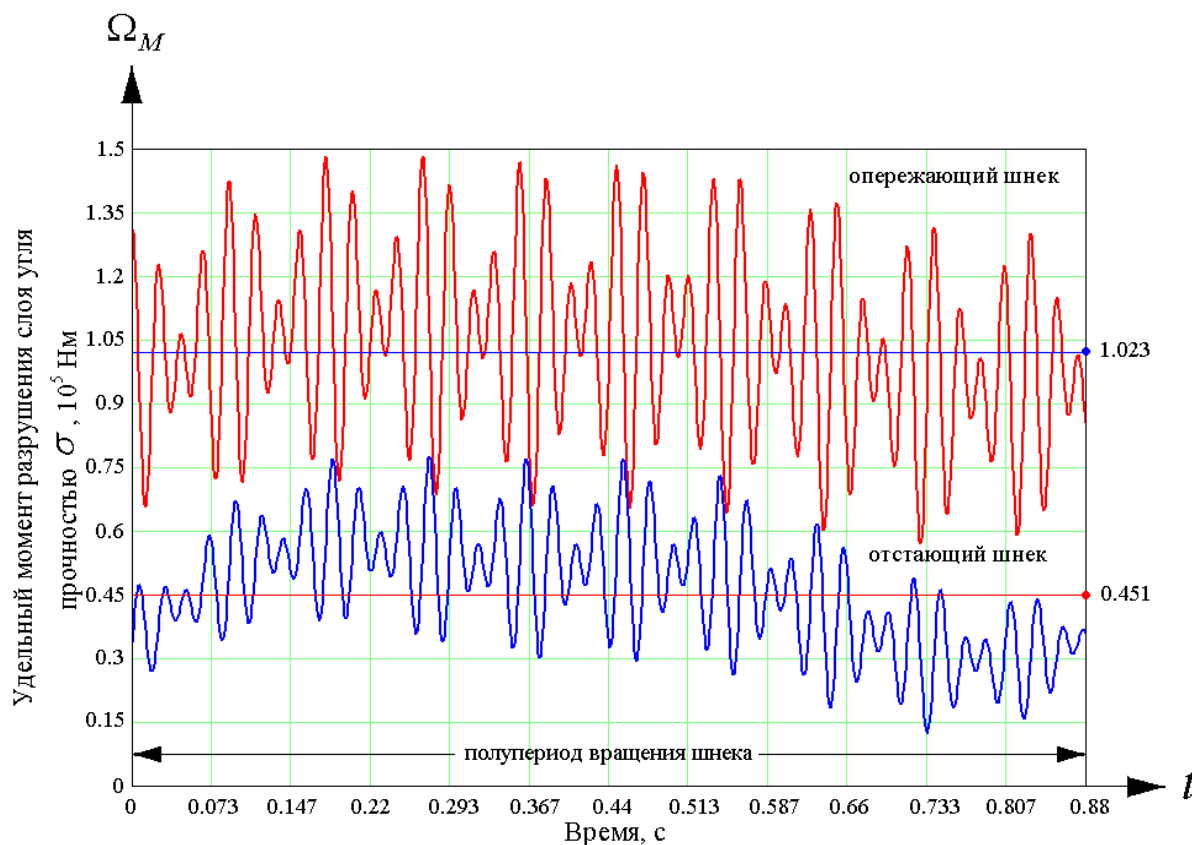


Рисунок 3.11 – Реализация изменения удельного момента при разрушении крепких и хрупких углей ($\sigma = 15$ МПа) в течение полупериода вращения шнеков трех массовой системы «основной и дополнительный электродвигатели – опережающий (отстающий) шнек» с центробежным генератором высокочастотных гармонических колебаний движущего момента

Анализ реализаций изменения удельного момента при разрушении крепких и хрупких углей свидетельствует, что низкочастотные колебания элементов трансмиссий привода происходят для трех массовых систем «основной и обесточенный дополнительный электродвигатели – шнек» и «основной и дополнительный электродвигатели – шнек» с периодом входа (выхода) винтовых линий шнеков в забой (из забоя) $T_H = 1,76$ с (см. рис. 3.10 и 3.11). Причем низкочастотные колебания элементов трансмиссии привода для трех массовой системы «основной и обесточенный дополнительный электродвигатели – шнек» происходят относительно математического ожидания:

- для опережающего шнека $0,894 \cdot 10^5$ Нм, с относительной амплитудой $0,1 \cdot 10^5$ Нм;
- для отстающего шнека $0,413 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,15 \cdot 10^5$ Нм (см. рис. 3.10).

В свою очередь высокочастотные колебания (с периодом $T_B = 0,022$ с) элементов трех массовой системы «основной и дополнительный электродвигатели – шнек» обеспечивают математическое ожидание удельного момента разрушения крепких и хрупких углей:

- для опережающего шнека $1,023 \cdot 10^5$ Нм, с относительной амплитудой $0,46 \cdot 10^5$ Нм;
- для отстающего шнека $0,451 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,31 \cdot 10^5$ Нм (см. рис. 3.11).

3.5 Анализ результатов моделирования уравнений движения опережающего (отстающего) шнека очистного комбайна

Известно, что при наличии непрерывных колебаний параметров динамических систем, следует проанализировать (исследовать) [115] спектр полученных реализаций, приведенных на рис. 3.10 и 3.11.

Формирование цифрового массива значений удельного крутящего момента разрушения угля (момента сопротивления вращению шнека) осуществлялось в соответствии с методикой, разработанной проф. Подэрни Р.Ю., изложенной в работе [110]. А обработка массива выполнялась по программе «СПЕКТРАЛЬНО-КОРРЕЛЯЦИОННЫЙ АНАЛИЗ МАССИВА» разработанной кандидатом технических наук Грабским А.А. [54] на кафедре ГМО МГГУ.

В соответствии с этой программой динамический процесс колебания крутящего момента шнека представлен в виде суммы его гармонических колебаний (так называемых «гармоник») на различных частотах.

Расчет спектральной плотности гармонических колебаний, описывающей распределение дисперсий колебаний исследуемого параметра в определенном спектре частот (периодов колебаний), выполнен по методике [54] с использованием пакета прикладной программы Math CAD. Реализация программы позволила определить:

- математическое ожидание – $\tilde{M}$ удельного крутящего момента разрушения угля, Нм;

- дисперсию – $D(M)$ (разброс значений) удельного крутящего момента разрушения угля, $(\text{Нм})^2$;
- коэффициент вариации – ν_M ;
- нормированную спектральную плотность колебательного процесса – $S_n(f_i)$;

При этом число шагов квантования – n_k исследуемой реализации момента определено из уравнения:

$$n_k = 3T_H / \Delta t, \text{ ед} \quad (3.32)$$

где Δt – шаг квантования, с.

В соответствии с рекомендациями проф. Р.Ю. Подэрни, приведенными в работе [110], шаг квантования принят равным $\Delta t = 0,02$ с. После выполнения квантования реализаций (см. рис. 3.10 и 3.11) полученные цифровые массивы при моделировании позволили получить нормированные спектральные плотности – $S_n(f_i)$ удельного крутящего момента разрушения угля по зависимости:

$$S_n(f_i) = \frac{2\Delta t}{\pi} \sum_{j=0}^m k_j \cos(2\pi f_i \Delta t_j) \quad (3.33)$$

где: k_j – нормированная корреляционная функция цифрового массива

$$k_j = \frac{1}{D(M)(n_k - j)} \sum_{i=1}^{n_k} \dot{M}_i \dot{M}_{i+j} \quad (3.34)$$

i – число сечений процесса изменения момента сопротивления, $i = 1, 2, 3, \dots, n_k$;

j – число шагов вычисления корреляционной функции, $j = 1, 2, 3, \dots, m$;

$\dot{M}_i$ – центрированное значение удельного крутящего момента разрушения угля в i -м сечении, равное

$$\dot{M}_i = M_i - \tilde{M}, \text{ Нм} \quad (3.35)$$

Результаты моделирования нормированной спектральной плотности гармонических колебаний удельного момента разрушения угля опережающим (отстающим) шнеком с приводом конструкции ОАО «ОМТ» и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента в спектре частот $0 \leq f_i \leq 48$ Гц приведены на рисунках 3.12 и 3.13 соответственно.

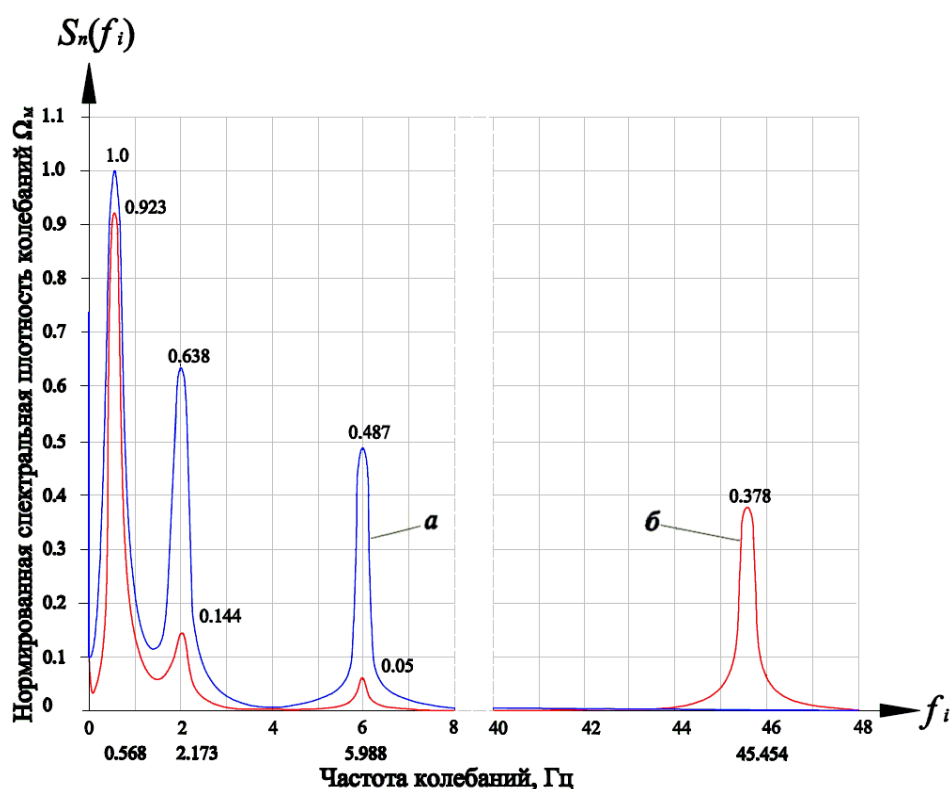


Рисунок 3.12 – Нормированная спектральная плотность колебаний удельного момента разрушения угля опережающим шнеком с приводом конструкции ОАО «ОМТ» – *a* и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента – *б*

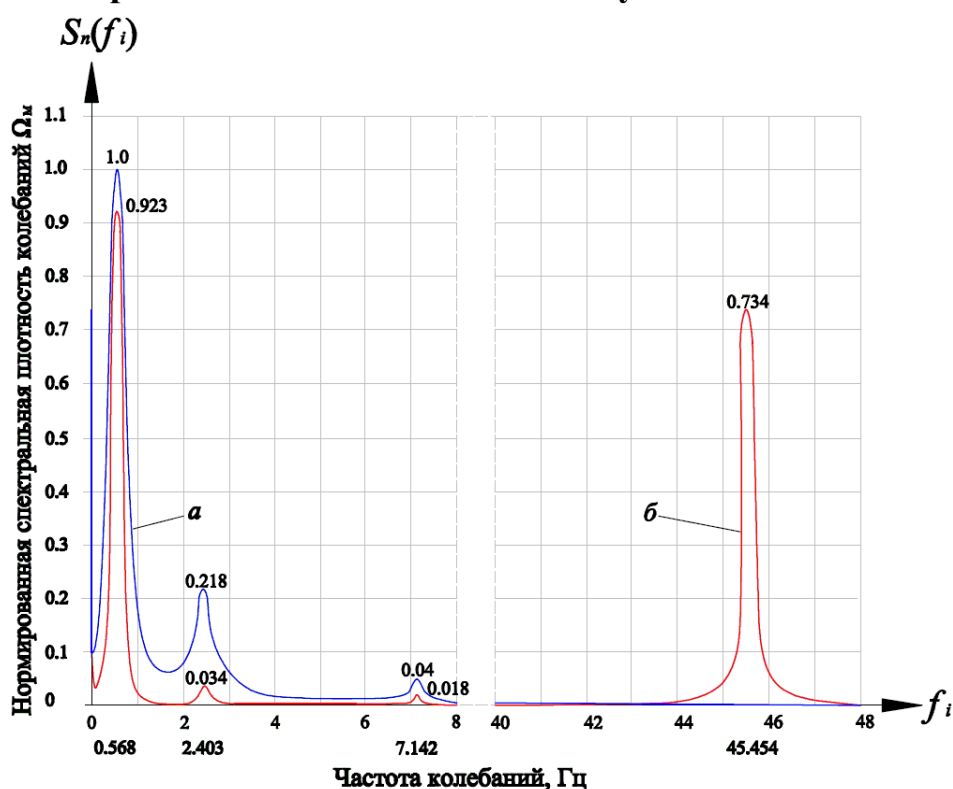


Рисунок 3.13 – Нормированная спектральная плотность колебаний удельного момента разрушения угля отстающим шнеком с приводом конструкции ОАО «ОМТ» – *a* и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента – *б*

Анализ результатов моделирования нормированной спектральной плотности удельного момента разрушения угля свидетельствует, что амплитуда спектральной плотности конструкции привода с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента при частоте 45,454 Гц генератора гармонических колебаний движущего момента, обеспечивающей эффективное разрушение крепких и хрупких углей ($(V_{отн}/V_{\tau})_{\max} = 1,0$) по сравнению с приводом конструкции ОАО «ОМТ» снижается:

– у опережающего шнека на частотах 0,568; 2,173 и 5,988 Гц на 7,7 %, на 77,4 % и на 89,7 % соответственно;

– у отстающего шнека на частотах 0,568; 2,403 и 7,142 Гц на 7,7 %, на 84,3 % и на 55 % соответственно.

При этом амплитуда спектральной плотности удельного момента разрушения угля привода с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента на частоте 45,454 Гц, увеличилась по сравнению с приводом конструкции ОАО «ОМТ» на 94 %. Это объясняется тем, что в уравнении момента сопротивления вращению отстающего шнека (2.48) величина произведения коэффициента ослабления массива – k_{oc} и безразмерного функционала – $f(k_h = 0,845)$ меньше, чем величина безразмерного функционала в уравнении момента опережающего шнека (2.45) – $f(k_h = 1,0)$ на 25 %.

В свою очередь следует отметить, что машинист комбайна практически не имеет информации о физико-механических свойствах разрушаемого угля.

Далее исследуем снижение момента трения – ΔM при независимой работе опережающего (отстающего) шнека при разрушении как связных и пластичных ($\psi = 0,9$), так и крепких и хрупких ($\psi = 0,7$) углей в диапазоне отношения скоростей $0,8 \leq V_{отн}/V_{\tau} \leq 1,0$ при действии высокочастотного движущего момента в приводе шнека с частотой 45,454 Гц, последняя обеспечивает за счет отношения скоростей, равного $(V_{отн}/V_{\tau})_{\max} = 1,0$ эффективное разрушение только крепких и хрупких углей. Для этого совместим попарно функции $\Delta M(V_{отн}/V_{\tau}, \psi = 0,9)$, $\Delta M(V_{отн}/V_{\tau}, \psi = 0,7)$ и $f_3(V_{отн}/V_{\tau}, \psi = 0,9)$, $f_3(V_{отн}/V_{\tau}, \psi = 0,7)$, промоделированные

по уравнениям (3.12) и (3.6) соответственно (см. рис. 3.14).

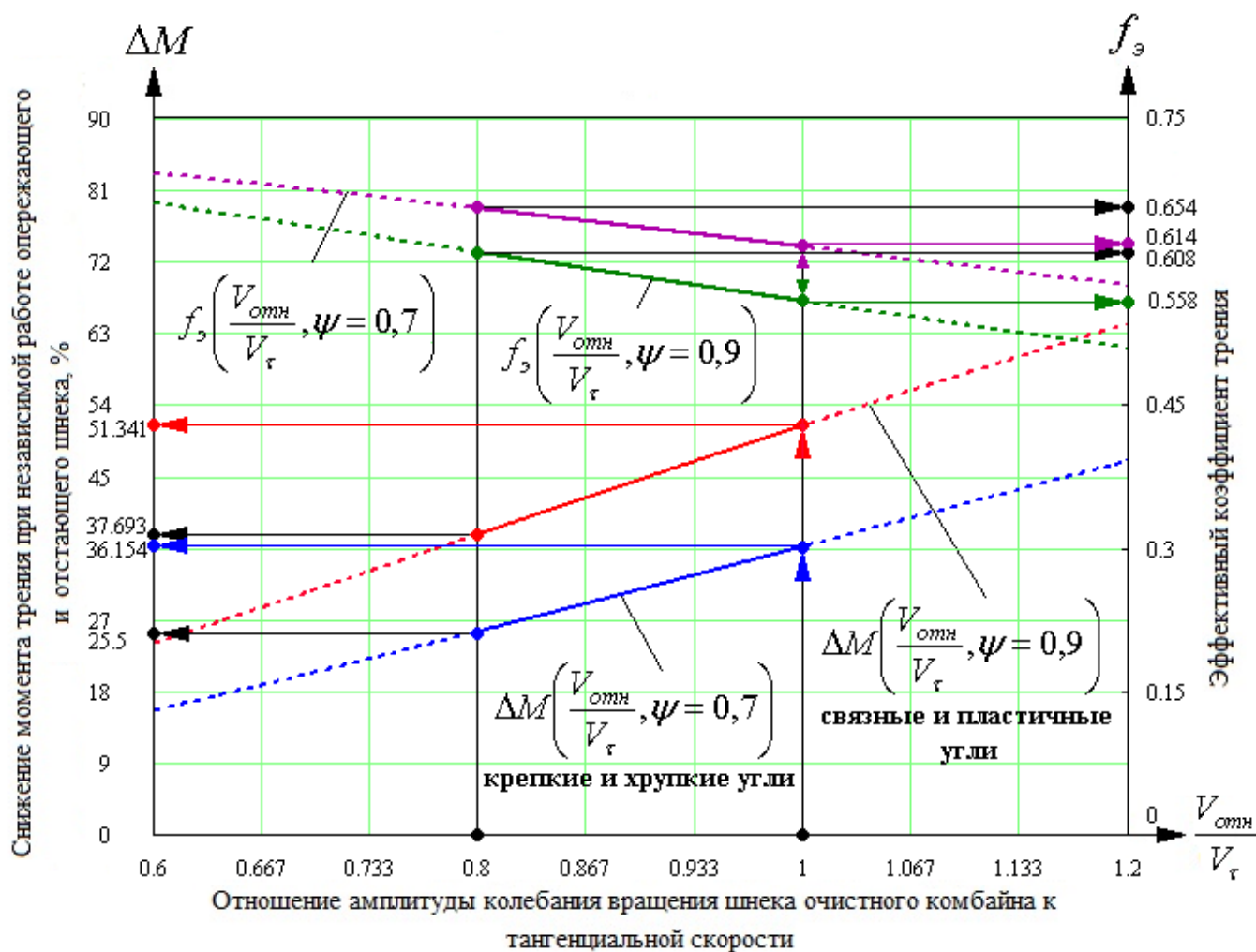


Рисунок 3.14 – Зависимость снижения момента трения при действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента от величины отношения скоростей – $V_{отн}/V_r$ при разрушении связных и пластичных ($\psi = 0,9$), крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$)

Результаты графического совмещения функций (3.6) и (3.12), приведенные на рисунке 3.14, свидетельствуют, что привод шнека с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента, настроенным на частоту 45,454 Гц, обеспечивает при разрушении опережающим (отстающим) шнеком снижение момента трения для:

- крепких и хрупких углей на 36,154% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,614;
- связных и пластичных углей на 51,341% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,558.

Далее, используя многопараметрическую математическую модель обработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном, определим весовую удельную производительность комбайна по уравнению (2.97).

Так, при выемке угольного пласта мощностью $h = 3$ м комбайном К600 конструкции ОАО «ОМТ» при эффективном коэффициенте трения $f_s = 0,75$, весовая удельная производительность составит (см. рис. 3.15) для:

- крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7; \sigma = 15$ МПа) – $Q_y = 0,108 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н/с}}{\text{Вт}}$;
- связных и пластичных углей ($\psi = 0,9; \sigma = 3$ МПа) – $Q_y = 0,452 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н/с}}{\text{Вт}}$.

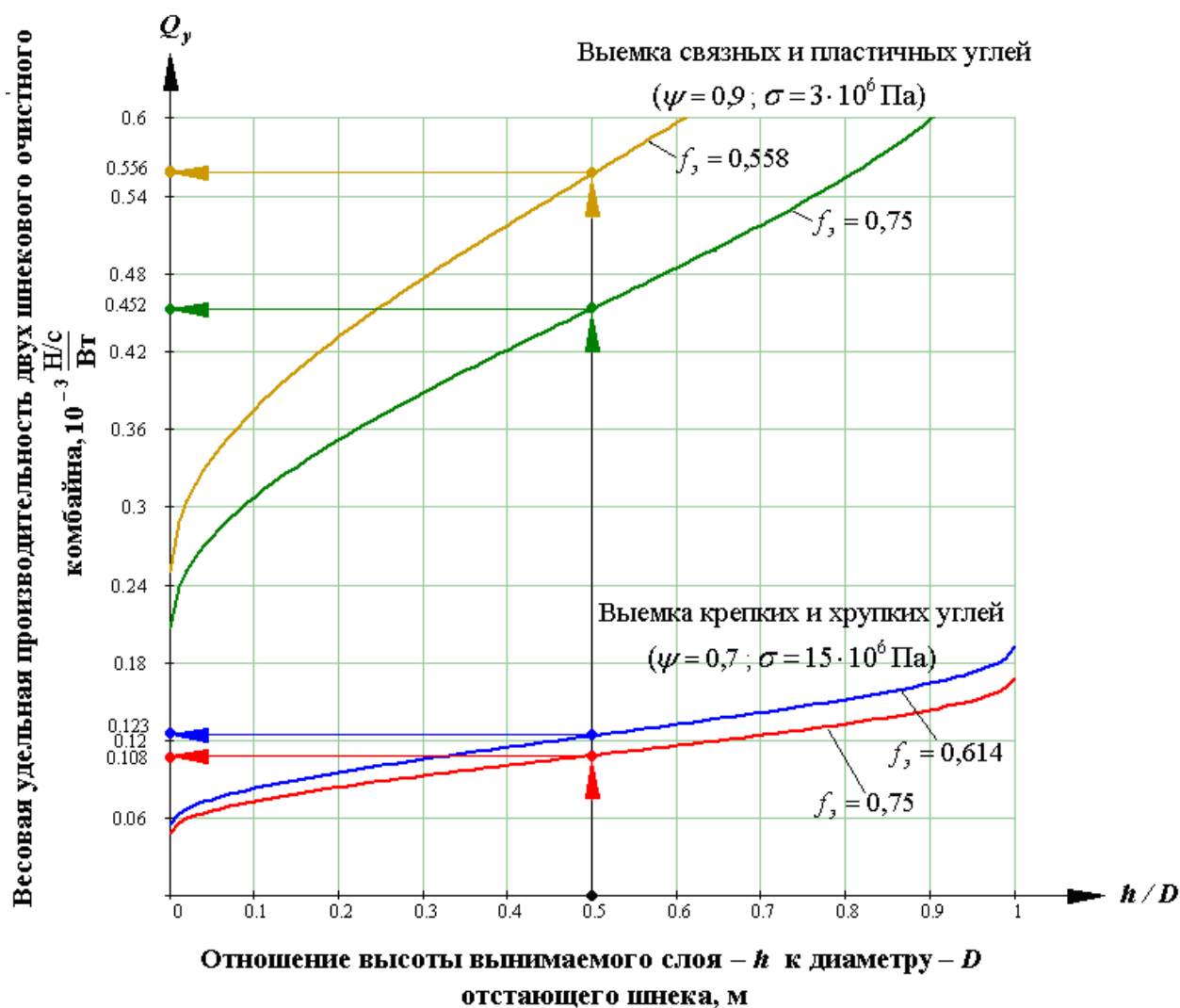


Рисунок 3.15 – Зависимость для определения весовой удельной производительности – Q_y комбайна К600 от величины эффективного коэффициента трения – f_s при выемке связных и пластичных, крепких и хрупких углей мощностью $h = 3$ м

В то время как при выемке угольного пласта той же мощности комбайном К600 с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента в приводе шнеков за счет снижения эффективного коэффициента трения с $f_9 = 0,75$ до $f_9 = 0,614$ при выемке крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7; \sigma = 15$ МПа) весовая удельная производительность составит $Q_y = 0,123 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н/с}}{\text{Вт}}$; а при выемке связных и пластичных углей ($\psi = 0,9; \sigma = 3$ МПа) снижение эффективного коэффициента трения с $f_9 = 0,75$ до $f_9 = 0,558$ позволит обеспечить весовую удельную производительность $Q_y = 0,556 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н/с}}{\text{Вт}}$.

Выводы по главе

1. Установлены особенности и схемы взаимодействия опережающего и отстающего шнеков при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зонах их фрикционного контакта с восстающим и падающим угольным пластом.
2. Установлено, что всевозможные направления реакции – R'' поверхностей витков шнеков контактирующих с забоем в каждой точке заключаются в пределах так называемого «конуса трения», вершина которого совпадает с угловой координатой точки приложения реакции забоя, а образующая R'' составляет с нормалью угол – φ_m , равный углу трения скольжения витков шнеков об угольный массив.
3. Получены зависимости снижения трения с учетом угла сдвига фазы – ψ (отношения нормальной – F_n к касательной составляющей – F_τ реакции слоя разрушаемой породы – R) между нормальной – $V_{отн}$ и тангенциальной – V_τ скоростью, учитывающие виброреологические характеристики угля (так для связных и пластичных углей отношение равно $\psi = 0,9$, а для крепких и хрупких углей равно $\psi = 0,7$).

4. Аналитически установлены зависимости:
- эффективного коэффициента трения в зоне фрикционного контакта витков шнека с угольным пластом в зависимости от угла сдвига фазы между нормальными – $V_{отн}$ и тангенциальными – V_τ скоростями и их отношения;
 - снижения момента трения (в процентах) в зоне фрикционного контакта витков при одновременной выемке угольного пласта опережающим и отстающим шнеками в зависимости от угла сдвига фазы между нормальными – $V_{отн}$ и тангенциальными – V_τ скоростями и их отношения.
5. Установлено, что величина минимального значения отношения скоростей – $V_{отн}/V_\tau$ не зависит от отношения высоты слоя разрушаемого угля к диаметру шнека – h/D и составляет $V_{отн}/V_\tau = 1,0$ при разрушении крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$) и $V_{отн}/V_\tau = 0,8$ при разрушении связных и пластичных углей ($\psi = 0,9$).
6. Предложено для снижения момента трения (за счет уменьшения коэффициента эффективного трения – f_9) об угольный массив, сохраняя концепцию электромеханического привода конструкции ОАО «ОМТ», оснастить привод каждого шнека центробежным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента, обеспечивающим отношение нормальных – $V_{отн}$ и тангенциальных – V_τ скоростей, равное $V_{отн}/V_\tau = 1,0$, достаточное при разрушении крепких и хрупких углей.
7. Разработана трех массная эквивалентная динамическая модель электромеханической системы привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента (уравнения движения системы «основной и дополнительный электродвигатели – опережающий (отстающий) шнек») с учетом электромагнитных свойств асинхронных электродвигателей.
8. Интегрирование уравнений движения элементов трансмиссии привода шнека очистного комбайна показало, что низкочастотные колебания элементов трансмиссий привода происходят в трех массных системах «основной и

обесточенный дополнительный электродвигатели – шнек» и «основной и дополнительный электродвигатели – шнек» с периодом входа (выхода) винтовых линий шнеков в забой (из забоя), равным $T_H = 1,76$ с.

9. Установлено, что низкочастотные колебания элементов трансмиссии привода в трех массовой системе «основной и обесточенный дополнительный электродвигатели – шнек» происходят относительно математического ожидания:

- для опережающего шнека $0,894 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,1 \cdot 10^5$ Нм;
- для отстающего шнека $0,413 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,15 \cdot 10^5$ Нм.

А высокочастотные колебания (с периодом $T_B = 0,022$ с) элементов трех массовой системы «основной и дополнительный электродвигатели – шнек» имеют математическое ожидание удельного момента разрушения крепких и хрупких углей:

- для опережающего шнека $1,023 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,46 \cdot 10^5$ Нм;
- для отстающего шнека $0,451 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,31 \cdot 10^5$ Нм.

10. Моделированием нормированной спектральной плотности удельного момента разрушения угля опережающим (отстающим) шнеком с приводом конструкции ОАО «ОМТ» и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента в спектре частот $0 \leq f_i \leq 48$ Гц установлено, что ее амплитуда при работе привода с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента с частотой 45,454 Гц по сравнению с приводом конструкции ОАО «ОМТ» снижается:

- у опережающего шнека на частотах 0,568; 2,173 и 5,988 Гц на 7,7 %, на 77,4 % и на 89,7 % соответственно;
- у отстающего шнека на частотах 0,568; 2,403 и 7,142 Гц на 7,7 %, на 84,3 % и

на 55 % соответственно.

11. Установлено, что привод шнека с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента, настроенным на частоту 45,454 Гц, обеспечивает при разрушении опережающим (отстающим) шнеком снижение момента трения в:

- крепких и хрупких углях на 36,154% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,614;
- связных и пластичных углях на 51,341% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,558. Что позволяет увеличить весовую удельную производительность очистного комбайна с $0,108 \cdot 10^{-3}$ до $0,123 \cdot 10^{-3}$ и с $0,452 \cdot 10^{-3}$ до $0,556 \cdot 10^{-3}$ (Н/с)/Вт для крепких и хрупких, связных и пластичных углей соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе на основе выполненного автором исследования дано новое решение актуальной научной задачи – обоснования и выбора динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна при гармонических колебаниях амплитуды движущего момента в заданном частотном спектре с учетом трения шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта с угольным пластом.

Результаты выполненных исследований позволили сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Разработана многопараметрическая математическая модель отработки угольного пласта *двух шнековым* очистным комбайном, позволяющая количественно установить влияние на уровень его весовой удельной производительности:
 - *характеристик забоя* (угла контакта вооружения отстающего шнека со слоем угля – φ_0 , угла падения (восстания) угольного пласта – α_n);
 - *физико-механических свойств угля* (прочности угля – σ , его плотности – ρ и эффективного коэффициента трения шнеков об угольный массив – f_g);
 - *конструктивных параметров* (диаметра шнека – D , числа заходов витков шнека – z , угла их наклона – α_1);
 - *кинематических параметров* (скорости движения комбайна вдоль лавы – W и скорости вращения шнеков – ω);
 - *силовых параметров* основных приводов комбайна (отношения нормальной к тангенциальной составляющей – ψ , коэффициента, учитывающего ослабление угольного массива опережающим шнеком и направление его вращения относительно напластования – k_{oc} , коэффициента полезного действия приводов комбайна – η , относительного сопротивления движению очистного комбайна по рештачному ставу – f_k);
 - *динамических параметров* (коэффициента динамичности привода шнека – k_d и коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи

$-k$).

2. Установлены особенности и схемы взаимодействия опережающего и отстающего шнеков при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зонах их фрикционного контакта с восстающим и падающим угольным пластом и всевозможные направления реакции – R'' поверхностей витков шнеков контактирующих с забоем в каждой точке, которые заключаются в пределах так называемого «конуса трения», вершина которого совпадает с угловой координатой точки приложения реакции забоя, а образующая R'' составляет с нормалью угол – φ_m , равный углу трения скольжения витков шнеков об угольный массив.
3. Аналитически установлены зависимости эффективного коэффициента трения и снижения момента трения (в процентах) в зоне фрикционного контакта витков шнека с угольным пластом от угла сдвига фазы – ψ между нормальной – $V_{отн}$ и тангенциальной – V_τ скоростью вращения шнеков и от отношения $V_{отн}/V_\tau$ последних, которое составляет $V_{отн}/V_\tau = 1,0$ при разрушении крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$) и $V_{отн}/V_\tau = 0,8$ при разрушении связных и пластичных углей ($\psi = 0,9$).
4. На основе моделирования трех массовой эквивалентной динамической модели электромеханической системы привода шнека очистного комбайна для снижения момента трения опережающего и отстающего его шнеков об угольный массив (за счет уменьшения коэффициента эффективного трения – f_τ), предложено оснастить привод каждого шнека центробежным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента, обеспечивающим отношение нормальных – $V_{отн}$ и тангенциальных – V_τ скоростей их вращения, равным $V_{отн}/V_\tau = 1,0$, достаточным при разрушении крепких и хрупких углей.
5. Моделированием нормированной спектральной плотности удельного момента разрушения угля опережающим (отстающим) шнеком с приводом конструкции ОАО «ОМТ» и с центробежным генератором гармонических колебаний

движущего момента в спектре частот $0 \leq f_i \leq 48$ Гц установлено, что ее амплитуда при работе привода с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента с частотой 45,454 Гц по сравнению с приводом конструкции ОАО «ОМТ» снижается:

- у опережающего шнека на частотах 0,568; 2,173 и 5,988 Гц на 7,7 %, на 77,4 % и на 89,7 % соответственно;
- у отстающего шнека на частотах 0,568; 2,403 и 7,142 Гц на 7,7 %, на 84,3 % и на 55 % соответственно.

7. Установлено, что привод шнека с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента, настроенным на частоту 45,454 Гц, обеспечивает при разрушении опережающим (отстающим) шнеком снижение момента трения:

- в крепких и хрупких углях на 36,154% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,614;
- в связных и пластичных углях на 51,341% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,558. Что позволяет увеличить весовую удельную производительность очистного комбайна с $0,108 \cdot 10^{-3}$ до $0,123 \cdot 10^{-3}$ и с $0,452 \cdot 10^{-3}$ до $0,556 \cdot 10^{-3}$ (т/с)/Вт для крепких и хрупких, связных и пластичных углей соответственно.

8. Основные результаты диссертационной работы нашли применение на контрактной основе с ОАО «СУЭК» в плановых проектно-конструкторских разработках ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» на 2015-2016 гг.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы: — для определения установленной мощности дополнительного электродвигателя центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента исследовать переходные процессы взаимодействия шнеков с угольным пластом при его пуске в работу.

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 [36, 44, 52, 56, 93, 94,116] личный вклад состоит в формировании основной идеи, выборе метода исследований, анализе полученных результатов.

Список использованных источников информации

1. Ржевский В.В. Проблемы горной промышленности и комплекса горных наук. – М., Изд-во МГИ, 1991, 242 с.
2. Морозов В.И., Чуденков В.И., Сурина Н.В. Очистные комбайны: Справочник // Под общей ред. В.И. Морозова. – М.: Издательство МГГУ, 2006. – 650 с.: ил.
3. Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Учебник для вузов. – М., «Недра», 1982, 350 с.
4. Подэрни Р.Ю. Угольная промышленность в США. М.: «Недра», 1968, 187 с.
5. Братченко Б.Ф., Хорин В.Н. Угольная промышленность США. М.: «Недра», 1971, 312 с.
6. Филимонов Н.А. Выемочные и проходческие горные машины. М., «Госуглетехиздат», 1959, 428 с.
7. Миничев В.И. Угледобывающие комбайны. Конструирование и расчет. М., «Машиностроение», 1976, 248 с.
8. Топчиев А.В., Ведерников В.И., Коленцев М.Т. Горные машины и комплексы. М., «Недра», 1971, 560 с.
9. Топчиев А.В., Ведерников В.И. Горные машины – справочник. М.: ГНТИзд литературы по горному делу, 1960. – 384 с.
10. Солод В.И., Зайков В.И., Первов К.М. Горные машины и автоматизированные комплексы. М.: «Недра», 1981. – 504 с.
11. Позин Е.З., Меланед В.З., Тон В.В. Разрушение углей выемочными машинами. – М.: Недра, 1984. – 287 с.
12. Хорин В.Н., Клорикьян С.Х. и др. Развитие техники для подземной добычи угля, калийных и марганцевых руд (работы института «Гипроуглемаш» за 1935 – 1985гг.). Под общ. ред. В.Н. Хорина и С.Х. Клорикьяна – М.: Издательство «Недра», 1985. – 360 с.
13. Малеев Г.В., Гуляев В.Г., Бойко П.А. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. – М.: Недра, 1988. – 268 с.
14. Козлов С.В. Основные проблемы технического перевооружения угольных шахт России. – М., 1998. – 70 с.
15. Линник В.Ю. Повышение эффективности функционирования шнековых

исполнительных органов очистных комбайнов в различных условиях применения. Автореферат канд. дисс., М., МГГУ, 2004, 20 с.

16. Линник Ю.Н., Крашкин И.С., Мерзляков В.Г. и др. Концепция развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. // Горное оборудование и электромеханика №3. – М.: Изд-во «Новые технологии», 2006 – С. 2– 6

17. Тургель Д.К. Горные машины и оборудование подземных разработок: Учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2007, 302 с.

18. Павленко С.В., Иванков А.О., Косарев В.В. Комбайн КДК500 в забоях ООО «Шахтоуправление «Садкинское» // «Уголь», – М.: РПК ООО «ЦИТ», № 6, 2008. – С. 26 – 30

19. Хорешок А.А., Цехин А.М., Борисов А.Ю. Влияние условий эксплуатации горных комбайнов на конструкцию их исполнительных органов // «Горное оборудование и электромеханика» №6. – М.: Изд-во «Новые технологии», 2012 – С. 2 – 5

20. Старичнев В.В., Шабловский В.З. Угледобывающая техника института «Гипроуглемаш» и ее создатели. – М., «Дизайн–бюро «Альянс–А». 2005. – 128 с.

21. Локшинский С.Г., Гордиенко Ю.И., Исачкин В.В. и др. Обзорная информация. Направления разработки и внедрения электрических систем подачи очистных комбайнов. М.: ЦНИЭИуголь, 1991, 46 с.

22. Козлов С.В. Разработка методов расчета и создание высоконагруженных очистных машин для угольных шахт. Автореферат докт. дисс., Москва, АООТ «РУМ-СЕРВИС», 1999, 40 с.

23. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Аналитические основы динамики выемочных машин. М., «Наука», 1966. – 160 с.

24. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин / А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин. – М.: «Машиностроение», 1978. – 239 с., ил.

25. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. и др. Динамические процессы горных машин. / Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. и др. // – М.: «Наука», 1972, 212 с.

26. Докукин А.В., Берман В.М., Рогов А.Я. и др. Исследование и оптимизация гидропередач горных машин. М.: «Наука», 1987, 256 с.
27. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. М: Машиностроение, 1964, 272 с.
28. Берман В.М. Исследование и создание систем привода горных машин с турбомуфтами и объемными гидропередачами. Докт. дисс., М., ИГД им. А.А. Скочинского, 1971, 433 с. с ил.
29. Бреннер В.А., Кутлунин В.А. Динамика горных машин: Уч. пособие / В.А. Бреннер, В. А. Кутлунин; Тул. гос. ун-т. Тула, 1998. 234 с.
30. Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Воробьев Е.А. и др. Установление динамических характеристик подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения // Горное оборудование и электромеханика №2. – М.: Изд-во «Новые технологии», 2008. – С. 13 – 17
31. Гуляев В.Г., Семенченко А.К., Горбатов П.А., Тарасевич В.И. Методика исследования динамических характеристик и структур трансмиссий исполнительных органов угледобывающих комбайнов // Гуляев В.Г., Семенченко А.К., Горбатов П.А., Тарасевич В.И. // Известия вузов. Горный журнал. 1973. №11. С. 106 – 110.
32. Гребенкин С.С., Рябичев В.Д., Кукуяшный Э.В. и др. Проектирование систем и процессов подземных горных работ с применением математических методов и моделей: монография / Под общ. ред. С.С. Гребенкина и В.Д. Рябичева. – Донецк: «ВИК», 2011 – 232 с.
33. Кантович Л.И., Ружицкий В.П., Григорьев С.М., Григорьев А.С. Результаты исследования продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций // «Горное оборудование и электромеханика» № 2, М.: «Новые технологии», 2008, С. 12 – 19.
34. Кантович Л.И., Грабский А.А. Влияние конструктивных, технологических и виброреологических параметров на производительность карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом // «Горное оборудование и электромеханика» №1. – М.: Изд-во «Новые технологии», 2009 – С. 5 – 11.
35. Картавый Н.Г., Синельников В.Я. Вероятностные характеристики сил резания.

Научные труды. Под ред. проф. А.В. Топчиева, М., МГИ, 1968. – С. 90 – 97

36. Губенко А.А., Клементьева И.Н., Козлов С.В. Формирование момента сопротивления вращению рабочего органа карьерного комбайна // Научный вестник МГГУ. – 2011. – №2 (11). – С. 28 – 32

37. Сидоров П.Г., Козлов С.В., Крюков В.А., Полосатов Л.П. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование / П.Г. Сидоров, С.В. Козлов, В.А. Крюков, Л.П. Полосатов; Под общ. Ред. Сидорова. – М. «Машиностроение», 1995. – 296 с.

38. Красников Ю.Д., Хургин З.Я., Нечаевский В.М., Солод С.В. и др. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. Научная / Под ред. чл.-кор. АН СССР А.В. Докукина. М., «Недра», 1983., 264 с.

39. Орлов А.А., Баранов С.Г., Мышляев Б.К. Крепление и управление кровлей в комплексно-механизированных очистных забоях. – М.: «Недра», 1993. – 284 с.: ил.

40. Семенча П.В., Зислин Ю.А. Редукторы горных машин. Конструкции, расчет и испытания. – М.: «Недра», 1990. – 237 с.: ил.

41. Кухтенко А.И. Автоматическое регулирование врубовых машин с плавной подачей. Вопросы автоматизации в угольной промышленности. М., Углетехиздат, 1953, 171 с.

42. Ржевский В.Г. Исследование динамической устойчивости очистного комбайна. Автореферат канд. дисс., М., МГИ, 1976, 14 с.

43. Кривенко Е.М. Исследование динамики привода угольного струга и выбор его параметров. Автореферат канд. дис., М., МГГУ, 1968, 16 с.

44. Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. Анализ основных кинематических и силовых параметров механизма перемещения очистного комбайна // Научный вестник МГГУ. – 2012. – №11 (32). – С. 36 – 40

45. Берман В.М., Верескунов В.Н., Цетнарский И.А. Системы гидропривода выемочных и проходческих машин. М., «Недра», 1982, 206 с.

46. ГОСТ 7.32 – 2001 Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.

47. Дворников Л.Т., Крестовоздвиженский П.Д. К вопросу о повышении прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов.

Материалы XXI региональной научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения / Сиб. гос. индустр. ун-т. – «МашиноСтроение», Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2011. – №21. – С. 139 – 150.

48. Правительство РФ Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства РФ от 13.11.2009 г. №1715-р.

49. Правительство РФ Генеральная схема размещения объектов электроэнергетики до 2020 года. Утверждена распоряжением Правительства РФ 22.02.2008 г. №215-р.

50. Правительство РФ Долгосрочная программа развития угольной промышленности России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства РФ 21.06.2014 г.

51. Писаренко М.В. Угольная промышленность России в долгосрочной перспективе // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2012. – №7. – С. 69 – 75

52. Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н., Костин Р.М. Современное состояние и перспективы развития конструкций очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами // Научный вестник МГГУ. – 2013. – №1 (34). – С. 44 – 54

53. Кузиев Д.А. Обоснование и выбор параметров гидроимпульсного привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна. Канд. дисс., М., МГГУ, 2007, 111 с. с ил.

54. Грабский А.А. Теория динамических и тепловых процессов карьерного комбайна. – М.: МГГУ, 2011, 204 с.

55. Губенко А.А. Обоснование и выбор динамических параметров привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна. Канд. дисс. М., МГГУ, 2011, 137 с. с ил.

56. Губенко А.А., Клементьева И.Н. Влияние технологических, кинематических и силовых параметров на техническую производительность карьерного комбайна // Научный вестник МГГУ. – 2011. – №2 (11). – С. 23 – 27

57. Горцакалян Л.О., Мурашов М.В., Нажесткин Б.П., Самсонов Л.Н. Сборник задач по теории и расчету торфяных машин. Под ред. д-р техн. наук, проф С.Г.

Солопова - М.: «Недра», 1966, 198 с.

58. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М., 1972, 872 с. с илл.
59. Грабский А.А., Свинарчук В.П. Обоснование параметров вооружения рабочих органов карьерного оборудования // «Уголь», – М.: РПК ООО «ЦИТ», № 10, 2010. – С. 27 – 31
60. Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. Учебник для вузов. В 2 частях. Ч. 1-я, «Машиностроение», 1976. 392 с.
61. Квагинидзе В.С., Петров В.Ф., Корецкий В.Б. Эксплуатация карьерного оборудования. М.: Изд-во МГГУ «Горная книга», 2007, 587 с. с ил. (ОСВОЕНИЕ СЕВЕРНЫХ ТЕРРИТОРИЙ).
62. Ковалевский В.Ф. Теплообменные устройства и тепловые расчеты гидропривода горных машин, М.: «Недра», 1972, 224 с. с ил.
63. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Б. Справочник по гидроприводам горных машин. М.: «Недра», 1973, 504с. с ил.
64. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы»,– М.: «Машиностроение», 1979.–319 с., ил.
65. Горячкин В. П. Собр. сочинений, т. III и IV. Сельхозгиз, 1940
66. Ветров Ю. А. Особенности рабочего процесса роторного экскаватора и рациональное конструирование их ковшей. Строительное и дорожное машиностроение, 1958, №10
67. Домбровский Н. Г. Сопротивление грунта копанию при работе экскаватора. Резание грунтов, Сб. статей АН СССР, 1951.
68. Зеленин А. Н. Резание грунтов. – М.: Изд. АН СССР, 1959.
69. Федоров Д. И. Испытание экскаваторных ковшей новой формы. – М.: Механизация строительства, 1958, №11.
70. Шендеров А. И. Исследование параметров роторных комплексов большой производительности для открытых горных работ. Канд. дисс. – М.: ИГД им. А. Скочинского, 1968.
71. Марселли В. Исследование роторного экскаватора К–1000. Материалы конференции стран-участниц СЭВ по механизации открытых горных работ, г.

Прага, декабрь 1956.

72. Mayer H. Betrachtungen über die Einsatzmöglichkeit des schaufelradbaggers für besondere Konlenvorkommen. «Braunkohle Wärme und Energie» 1958 г. 7/8.
73. Willms A. Kühn. Der gleislose Erdbau. Springer – Verlag. Berlin, 1958.
74. Подэрни Р.Ю. Теория рабочего процесса роторных исполнительных органов. Учебное пособие, М.: МГИ, 1969, 74 с.
75. Протасов Ю.И. Разрушение горных пород. 3-е изд., стер. – М.: Изд-во МГГУ, 2002. – 453 с.
76. Беляков Ю.И. Совершенствование технологии выемочно-погрузочных работ на карьерах. М., «Недра», 1977, 295 с.
77. Смирнов С.Н. Обоснование и выбор параметров бесцепных систем подачи очистных комбайнов. Канд. дисс., Тула, ТулПИ, 1983, 303 с. с ил.
78. Блехман И.И., Моласян С.А. Об эффективных коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей плоскостью. / Блехман И.И., Моласян С.А. // – «Известия АН СССР. Серия Механика твердого тела», 1970, №4, С. 4 – 10.
79. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. Учебное пособие. Часть I. – М.: МГИ, 1993, 160 с.
80. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. Учебное пособие. Часть II. – М.: МГИ, 1993, 229 с.
81. Дерягин Д.М., Пуш В.Э., Толстой Д.М. Труды третьей Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. – М.: Изд-во АН СССР, т.2, 1960, С. 132 – 152.
82. Толстой Д.М., Каплан Р.Л. К вопросу о роли нормальных перемещений при внешнем трении. – В сб.: Новое в теории трения. М., «Наука», 1966, С. 42 – 59.
83. Толстой Д.М., Борисова Г.А., Григорова С.Р. Роль собственных контактных колебаний нормального направления при трении. – В сб.: О природе трения твердых тел. Минск, «Техника», 1971, 116 с.
84. Толстой Д.М. Собственные колебания ползуна, зависящие от контактной

жесткости и их влияние на трение. ДАН СССР, т.153, №4, 1963. 820 с.

85. Толстой Д.М., Григорова С.Р. О резонансном падении силы трения. – ДАН СССР, т.167, №3, 1966, С. 562 – 563.

86. Блехман И.И. Действие вибрации на механические системы. – «Вибротехника», Вильнюс, «Минтис», 1973, №3 (20), С. 369 – 374.

87. Блехман И.И. Метод прямого разделения движения в задачах о действии вибрации на нелинейные механические системы. – «Известия СССР. Серия Механика твердого тела», 1976, №6, с. 13 – 27.

88. Азбель Г.Г., Блехман И.И., Быховский И.И. и др. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: Челомей В.Н. (пред.). – М.: «Машиностроение», 1981. – Том 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. 509 с., ил.

89. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит., 1994. – 400с.

90. Крагельский И.В., Алисин В.В. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2. Под редакцией И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с., илл.

91. Григорьев А.С. Обоснование и выбор параметров продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций. Автореферат канд. дисс. М.: МГГУ, 2005, 23с.

92. Courtel R. Normal vibration in contact friction. – «Wear», 11, 1986, 77 p.

93. Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. Особенности взаимодействия шнеков очистного комбайна с угольным пластом в зоне фрикционного контакта // «Уголь», – М.: РПК ООО «ЦИТ», № 9, 2012. – С. 40 – 43

94. Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. Исследование влияния эффективного коэффициента сухого трения на момент сопротивления вращению шнеков очистного комбайна при вынужденных гармонических колебаниях движущего момента // Горная промышленность №1 (113), М.: Изд-во ООО НПК «Гемос Лимитед», 2014. – С. 112 – 113

95. Baglin R., Rongier P. et Courtel R. Sur la rigidite de contact entre deux surfaces solides et son role dans le frottement en presence des vibrations. C. A. Acad. Sc. Paris, t.268, 1969, 686 p.

96. Lenkiewicz W. The sliding friction process-effect of external vibrations. – «Wear», 13, 1996, №2, p. 99–108
97. Александров В.Е., Студниц Е.Я. Методика расчета центробежного импульсного привода. М., ИГД им. А.А. Скочинского, 1976, 24 с.
98. Скурыдин Б.И., Подэрни Р.Ю. и др. Импульсный привод роторного экскаватора. Авт. свид. СССР, № 939650 – Бюлл. изобр. №24, 1982
99. Скурыдин Б.И. Установление параметров инерционного импульсного привода исполнительного органа роторного экскаватора. Автореферат канд. дис., М., МГИ, 1985, 15 с.
100. Клементьева И.Н. Центробежный генератор гармонических колебаний движущего момента приводов шнеков очистного комбайна. В сб. материалов 9-ой международной молодежной научной школы (Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых). Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2012 – С. 171 – 174.
101. Мальцев В.Ф. Механические импульсные передачи. Изд. 3–е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1978, 367 с. ил.
102. Горбатов П.А. Теория формирования внешних связей с разрушаемыми массивами при функционировании выемочных комбайнов // Горное оборудование и электромеханика №9. – М.: Изд-во «Новые технологии», 2006 – С. 40 – 42
103. Макиенко А.В., Дворников Л.Т. Принцип действия нового инерционно-импульсного привода вращения // Успехи современного естествознания, №7. – М.: Издательский дом «Академия Естествознания», 2011– С.149 – 150
104. Кантович Л.И., Кузиев Д.А. Возможность применения генераторов импульсов для формирования вынужденных колебаний в приводе шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна // Горная промышленность №5 (105), М.: Изд-во ООО НПК «Гемос Лимитед», 2012. – С. 71 – 72
105. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 151 с., ил. – (Б-ка конструктора)
106. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: машиностроение, 1978, 224с.
107. Васин Г.Г. Основы теории инерционных импульсных механизмов переменной структуры. Дисс. докт. техн. наук. Челябинск, 1970. – 308 с.

108. Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. М.: машиностроение, 1971, – 384 с.
109. Владимиров В.М., Трофимов В.К. Повышение производительности карьерных многоковшовых экскаваторов. М.:Недра, 1980, 312 с.
110. Подэрни Р.Ю. Исследование нагрузок на исполнительных органах и динамических характеристик карьерного оборудования с целью повышения эффективности рабочего процесса. Дисс. докт. техн. наук, МГИ, М., 1972, 251 с.
111. Пинчук И.С. Переходные процессы в асинхронных электродвигателях при периодической нагрузке. М.: Электричество, №9, 1957, С. 27-30.
112. Гейлер Л.Б. Основы электропривода. Высшая школа, Минск, 1972.
113. Залесов О.А., Кузнецов В.Ф., Ломакин М.С. и др. Применение электронных моделей при исследовании горных машин. М.: Недра, 1966, 359 с.
114. Den Hartog J.P. Mechanical Vibrations. Fourth Edition. New York Toronto London. Mc Grow-Hill Book Company, inc. 1956. 580 pp.
115. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М.: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1957, 336 с.
116. Кузиев Д.А., Губенко А.А., Клементьева И.Н. Конструкция, принцип действия и конструктивные параметры пневмогидравлического упруго-демпфирующего устройства // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно – технический журнал) – Выпуск № 2. – М.: Изд-во «Горная книга», 2012 – С. 203 – 206.

ПРИЛОЖЕНИЕ

«УТВЕРЖДАЮ»

Генеральный директор ОАО «ОМТ»



Добрыдин В.В.

2014 г.

А К Т

внедрения результатов диссертационной работы **Клементьевой Инны Николаевны** на тему: **«Обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна»**, выполненной на кафедре Горные машины и оборудование ФГАОУ ВПО НИТУ «МИСиС».

По результатам рассмотрения диссертационной работы аспиранта **Клементьевой И.Н.** на тему **«Обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна»**, выполненной на кафедре Горные машины и оборудование Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования Министерства образования и науки Российской Федерации, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, комиссия в составе:

Чуденков В.И. – генеральный конструктор ОАО «ОМТ» (председатель);

Титков Р.М. – заместитель генерального конструктора;

Ерополов П.А. – начальник КБ, канд. техн. наук;

Травин И.Ф. – главный конструктор проекта;

Кантович Л. И. – заведующий кафедрой ГМО НИТУ «МИСиС», доктор технических наук, профессор.

После обмена мнениями комиссия приняла нижеследующее заключение, **результаты диссертационной работы Клементьевой И.Н.:**

- **технические требования** на создание трансмиссии блока привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний

движущего момента;

- **инженерная методика расчета и выбор рациональных статических и динамических параметров** трансмиссии привода шнека комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента;
- **программное обеспечение** для моделирования динамических характеристик трансмиссии привода шнека комбайна в режиме номинального нагружения.

могут быть использованы в научно-технических разработках конструкторского бюро ОАО «ОМТ» в 2015-2016 гг. на контрактной основе с ОАО «СУЭК».

Генеральный конструктор ОАО «ОМТ»



В.И. Чуденков