

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
«ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

Доброногова Виктория Юрьевна

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ НАТЯЖНЫХ УСТРОЙСТВ ЗАБОЙНЫХ
СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ НОВОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Диссертация

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор техн. наук, профессор,
Корнеев Сергей Васильевич

Идентичность всех экземпляров
диссертации ПОДТВЕРЖДАЮ:
Ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01

И.А. Бершадский

Алчевск – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА.....	13
1.1 Оценка и пути повышения надёжности тягового органа ЗСК.....	13
1.2 Анализ НИР, посвящённых исследованию ГНУ и нагрузок в ТО конвейера.....	19
1.3 Анализ конструкций и опыт эксплуатации отечественных и зарубежных натяжных устройств скребковых конвейеров.....	26
1.4 Цель и задачи исследования.....	33
1.5 Выводы по разделу.....	34
2 ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОК В ТЯГОВОМ ОРГАНЕ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЕГО НАТЯЖЕНИЯ В РЕЖИМЕ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ КОНВЕЙЕРА.....	38
2.1 Вступительные замечания.....	38
2.2 Методика расчёта усилий в тяговом органе конвейера с учетом режима работы ГНУ и перемещения пункта погрузки.....	39
2.3 Оценка эффективности управления натяжением по фактору износной долговечности ТО.....	52
2.4 Разработка метода расчета и определение затрат энергии в зависимости от уровня натяжения ТО и способа управления натяжением	58
2.5 Выводы по разделу.....	77
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАЩИТНЫХ ФУНКЦИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА КОНВЕЙЕРОВ ПРИ ЭКСТРЕННЫХ ПЕРЕГРУЗКАХ.....	79
3.1 Вступительные замечания.....	79
3.2 Математические модели конвейеров с ГНУ.....	80
3.3 Моделирование экстренных перегрузок конвейера с	

гидродинамическим приводом и ГНУ.....	92
3.4 Моделирование экстренных перегрузок конвейера с электромеханическим приводом и ГНУ.....	102
3.5 Выводы по разделу.....	114
4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ НАТЯЖНЫХ УСТРОЙСТВ ЗАБОЙНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	116
4.1 Вступительные замечания.....	116
4.2 Методика и программа экспериментальных исследований.....	117
4.3 Разработка стендовой установки.....	119
4.4 Результаты экспериментального исследования режимов работы конвейера с ГНУ.....	129
4.5 Выводы по разделу.....	134
5. НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ГНУ В СОСТАВЕ ЗАБОЙНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	136
5.1 Вступительные замечания.....	136
5.2 Определение закона и разработка функциональной схемы системы автоматического управления натяжением конвейера с ГНУ.....	137
5.3 Принципы построения системы автоматического управления гидравлическим натяжным устройством.....	144
5.4 Выводы по разделу.....	152
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	153
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	157
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	158
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	166
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Результаты расчета средних натяжений и критериев повышения ресурса тягового органа скребкового конвейера СП250.....	167

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Титульный лист методики «Методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров», утвержденной в ПАО «Краснодонуголь».	169
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Титульный методики «Методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров», утвержденной на ОП «Шахта им. Артема» ГП «Луганскуголь».	170
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Титульный лист методики «Методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров» утвержденной Министерством энергетики и угольной промышленности Луганской Народной Республики.	171
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Справка о намерении ГУП ЛНР «ЦЕНТРУГОЛЬ» использовать результаты исследований по диссертационной работе Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня».	172
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Справка от Министерста топлива, энергетики и угольной промышленности Луганской Народной Республики о возможности использования результатов исследований диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня».	173
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Справка от ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет» о внедрении в учебный процесс результатов исследований диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня».	174

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Перед угольной промышленностью Донбасса стоит задача существенного повышения технико-экономических показателей добычи угля. Нагрузка на очистные забои угольных шахт может быть увеличена в результате повышения надежности забойного оборудования, в том числе и забойного скребкового конвейера (ЗСК). Количественные показатели надежности и долговечности конвейера определяются уровнем нагрузок в тяговом органе (ТО) в режимах установившегося движения, пуска и заклинивания. Защита ЗСК от экстренных перегрузок осуществляется путём ограничения максимального момента в результате применения гидромуфт постоянного заполнения (ЗСК с гидродинамическим приводом) или отключения асинхронных электродвигателей (ЭД) при снижении скорости привода до значения, составляющего 85% от номинальной скорости (ЗСК с двухскоростными ЭД). При защите «по скорости» наблюдается существенный разброс момента срабатывания защиты и максимальных нагрузок в ТО. При неблагоприятном стечении обстоятельств возможны порывы цепей. Уровень натяжений ТО при установившемся движении, который определяет его долговечность, помимо прочего, определяется первоначальным натяжением, осуществляемым, как правило, приводом, исходя из опыта обслуживающего персонала, в расчете на самые тяжелые условия эксплуатации. Также остаются высокими удельные затраты энергии скребкового конвейера.

Поиск альтернативных средств повышения надежности, долговечности конвейера, а также снижения затрат энергии при его установившемся движении приводит к многофункциональным гидравлическим натяжным устройствам (ГНУ), которые способны осуществлять регулирование натяжения ТО при установившемся движении конвейера, выполнять защитные функции от экстренных перегрузок, демпфировать колебания ТО, повысить безопасность, оперативность и эффективность процесса монтажного натяжения.

Степень разработанности темы. Несмотря на значительный объем исследований в области создания и повышения эффективности забойных скребковых конвейеров, применение в их составе ГНУ остается весьма ограниченным, а их возможности не реализованы в полной мере. Причина заключается в недостаточной исследованности влияния ГНУ на процессы в ТО, отсутствии доказательной базы их эффективности и рекомендаций по выбору рациональных значений параметров и режимов работы. При создании ГНУ необходимы новые комплексные подходы и технические решения, удовлетворяющие современным требованиям к забойным скребковым конвейерам нового технического уровня.

Проблеме исследования нагрузок в силовой системе ЗСК посвящены труды А.В. Бермана, Б.Л. Давыдова, А.А. Долголенко, А.В. Евневича, В.П. Кондрахина, С.В. Корнеева, В.П. Крота, А.В. Леусенко, А.Г. Петрова, Н.С. Полякова, В.И. Сафонова, Б.А. Скородумова, Г.И. Солода, А.Г. Соснина, Л.Н. Сигалова, В.К. Смирнова, А.О. Спиваковского, Н.И. Стадника, Б.Я. Стажевского, И.Я. Стажевского, Л.И. Чугреева, О.Е. Шабает, Л.Г. Шахмейстера, Л.Н. Ширина, И.Г. Штокмана, Б.А. Эйдермана, Г. Гудера и др.

Известны исследования гидравлических натяжных устройств скребковых конвейеров и работы по их созданию Г. Армоната, Ю.Э. Варченко, К.П. Вихерса, В.М. Горлова, С.В. Корнеева, Г. Крегера, Л.Н. Сигалова, Л.Н. Ширина, В.Г. Яцких и др.

Цель и задачи. Цель исследования – повышение эффективности забойных скребковых конвейеров за счет выбора параметров и режима работы многофункциональных автоматических гидравлических натяжных устройств на основе установления закономерностей формирования нагрузок в тяговом органе.

Указанная цель достигается за счет решения следующих задач:

– разработать статические модели забойного скребкового конвейера с автоматическим гидравлическим натяжным устройством с телескопическим рештаком, позволяющие учитывать изменчивость загрузки конвейерного става при перемещении выемочной машины и его изломы в профиле;

– установить закономерности формирования нагрузок в ТО в рабочем режиме работы конвейера, обосновать способы и определить эффективность регулирования натяжения ТО;

– разработать динамические модели забойных скребковых конвейеров, в том числе с гидравлическими натяжными устройствами, наделенными защитными функциями, и установить закономерности нагружения ТО в режимах экстренных перегрузок конвейера;

– определить параметры настройки и показатели эффективности ГНУ как средства защиты от экстренных перегрузок;

– провести экспериментальные исследования, подтверждающие правильность теоретических положений и работоспособность ГНУ в режимах экстренного заклинивания ТО конвейера;

– разработать научно-практические рекомендации по разработке системы автоматического управления натяжением ТО посредством ГНУ и применению многофункциональных автоматических ГНУ.

Идея работы заключается в повышении эффективности забойных скребковых конвейеров в результате применения многофункциональных гидравлических натяжных устройств, выбора параметров настройки и режима работы, соответствующих конкретным условиям эксплуатации.

Объект и предмет исследования. Объектом исследования являются процессы нагружения силовой системы конвейера с гидравлическими натяжными устройствами в режиме установившегося движения и при экстренных перегрузках, а предметом – параметры и способы управления ГНУ, обеспечивающие повышение эффективности конвейера в режиме установившегося движения и при экстренных перегрузках.

Научная новизна полученных результатов заключается в следующем:

– впервые установлено влияние режимов работы гидравлического натяжного устройства и координаты положения выемочной машины при ее перемещении

по рештачному ставу забойных скребковых конвейеров на уровень суммы средних нагрузок в тяговом органе на приводных звездочках и, соответственно, на его износную долговечность;

– впервые получены зависимости критериев эффективности регулирования натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров (поддержания наименьшего в тяговом контуре натяжения на заданном уровне) по фактору износной долговечности шарниров цепей от погонной массы груза;

– получила дальнейшее развитие методика тягового расчета забойных скребковых конвейеров, учитывающая изломы конвейерного става в профиле и позволяющая определять затраты энергии в зависимости от первоначального натяжения тягового органа;

– впервые установлено, что реальная мощность, затрачиваемая приводом забойного скребкового конвейера на перемещение тягового органа по изогнутому в плане рештачному ставу, находится в линейной зависимости от предварительного натяжения цепей;

– впервые получило теоретическое обоснование явление обратного удара в сбегавшей с привода ветви забойного скребкового конвейера при ее заклинивании на непреодолимом препятствии и срабатывании защиты от перегрузок, заключающейся в отключении приводных двигателей, управляемых муфт или срабатывании тепловой защиты гидромуфт.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическая значимость заключается в установлении закономерностей формирования нагрузок в тяговом органе конвейера с ГНУ при установившемся движении с учетом перемещения выемочной машины по конвейерному ставу, числа приводов и изломов става в профиле, а также динамических нагрузок при заклинивании тягового органа и критериев эффективности применения гидравлических натяжных устройств.

Практическая значимость заключается в том, что:

– предложены компоновочные схемы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров и законы регулирования натяжения при установившемся движении конвейера;

– разработана методика расчета критериев эффективности регулирования натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров по фактору изношенной долговечности шарниров цепей от погонной массы груза при различных законах управления натяжением;

– разработаны методика расчета сопротивлений движению тягового органа конвейера по изогнутому в профиле рештачному ставу и оценки эффективности регулирования натяжения по фактору потребления электроэнергии;

– разработаны программа и методика экспериментальных исследований режимов работы скребкового конвейера с гидравлическим натяжным устройством;

– создан натурный стенд для исследования режимов работы скребкового конвейера с гидравлическим натяжным устройством;

– обоснованы типы конструктивных элементов ГНУ и параметры настройки предохранительных клапанов для конвейеров СП250.11 и КСД27;

– разработаны функциональная и принципиальная схемы системы автоматического управления натяжением тягового органа конвейера с гидравлическими натяжными устройствами в режиме установившегося движения.

Методология и методы исследования. В теоретической части исследований использовались: основывающиеся на принципе Даламбера методы математического моделирования динамических силовых систем конвейера, при исследовании нагрузок в режиме установившегося движения тягового органа – метод обхода по контуру, численные методы решения систем дифференциальных уравнений движения силовой системы конвейера «привод-тяговый орган-гидравлическое натяжное устройство-препятствие» и систем алгебраических уравнений взаимодействия тягового органа конвейера со стыками рештаков. При проведении экспериментальных исследований – методы тензометрии, методы статистической обра-

ботки экспериментальных данных для идентификации параметров модели, а также для проверки адекватности моделируемых и экспериментальных процессов.

Положения, выносимые на защиту:

– критерий эффективности регулирования натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров (поддержания наименьшего в тяговом контуре натяжения на заданном уровне) по фактору износной долговечности шарниров цепей, определяемый с учетом переменного характера загрузки конвейера, представляется для одноприводных конвейеров в виде отношения линейных функций от погонной массы груза, а для двухприводных конвейеров, в общем случае, – в виде отношения линейной функции к сумме линейной и обратно-пропорциональной функций от погонной массы груза, причем вид коэффициентов в данных функциях определяется способом натяжения, характеристиками конвейера, распределением нагрузки между приводами и условиями эксплуатации;

– мощность, затрачиваемая приводом скребкового конвейера типа СП (цепи расположены в направляющих става) на преодоление сопротивления движению тягового органа и груза по изогнутому в профиле рештачному ставу, находится в линейной зависимости от заданного натяжения $S_{\min 3}$, которое при регулировании натяжения поддерживается в точке тягового контура с наименьшим натяжением цепей, а при нерегулируемом натяжении устанавливается в такой же точке при максимальной загрузке става;

– в аварийном режиме экстренного нагружения скребкового конвейера, вызванного заклиниванием сбегавшей с привода ветви тягового органа на непреодолимом препятствии, при защитном отключении приводных двигателей или срабатывании тепловой защиты гидромуфт в сбегавшей ветви (по ходу конвейера перед препятствием) возникают ударные нагрузки, при определенном стечении обстоятельств значительно превосходящие максимальные нагрузки в набегающей ветви и разрывную прочность тягового органа.

Степень достоверности и апробация результатов.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью поставленных задач и принятых допущений, достаточным объемом аналитических исследований, согласованностью результатов теоретических и экспериментальных исследований. Расчетные значения максимального усилия в ТО при его заклинивании отличаются от экспериментальных значений не более чем на 9 %. Согласно проверке по критерию Стьюдента при уровне значимости, равном 0,05, принимается гипотеза о равенстве расчетных значений математическим ожиданиям соответствующих экспериментальных данных. Таким образом, подтверждается адекватность математической модели конвейера в режимах заклинивания тягового органа реальному конвейеру.

Личный вклад соискателя состоит в постановке научной задачи, формулировании цели, задач исследований и разработке структуры научного исследования; в определении адаптивного закона управления натяжением тягового органа конвейера; в совершенствовании функциональной схемы системы автоматического управления гидравлическими натяжными устройствами забойных скребковых конвейеров; в разработке алгоритмов и программного обеспечения методик тягового расчета, проводимого с учетом изменчивости положения выемочной машины на конвейерном стае и изогнутости стаа в профиле; в корректировке математических моделей динамической системы конвейеров; в анализе и обобщении результатов теоретических и экспериментальных исследований; в обосновании повышения эффективности конвейеров в результате применения многофункциональных гидравлических натяжных устройств; в формулировании научных положений.

Основные результаты диссертации докладывались и обсуждались: на научно-практических конференциях ДонГТУ, г. Алчевск, 2008-2014; 2015-2016 «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства»; международных научно-практических конференциях: «Перспективные методы и технические средства повышения эффективности энергоемких

установок и технологических комплексов горно-металлургической промышленности» (Кривой Рог, 2010 г.); «Институты и механизмы инновационного развития в экономике, менеджменте, образовании, юриспруденции, экологии, биологии, политологии, психологии, медицине, философии, филологии, социологии, химии, математике, технике, физике» (Санкт-Петербург, 2013 г.); «Инновационные перспективы Донбасса» (Донецк, 2017 г.); на научном семинаре кафедры «Горнозаводской транспорт и логистика» (ДонНТУ, Донецк, 2017г).

Основные положения и результаты диссертации опубликованы в 18 работах, из которых: 13 статей в специальных изданиях, 5 научных работ по материалам конференций.

Диссертационная работа содержит 174 страниц машинописного текста и состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы из 74 источников на 8 страницах и 7 приложений на 8 страницах. Основной текст, изложенный на 157 страницах, иллюстрируется 49 рисунками и содержит 5 таблиц.

1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

1.1 Оценка и пути повышения надёжности тягового органа ЗСК

Оценка надёжности конвейеров на этапе их проектирования производится расчетным путем на основании имеющейся априорной информации о прочностных параметрах конструктивных элементов машины и о спектре нагрузок в типичных условиях эксплуатации. Планирование показателей надёжности новых машин осуществляется на основании надёжности базовых моделей, например, согласно [5]. Показатели надёжности служат критериями для выбора наиболее эффективных средств защиты от перегрузок, законов регулирования скорости и натяжения ТО [6]. В процессе эксплуатации надёжность оценивается на основании апостериорной информации, а показатели надёжности принимаются во внимание при определении оптимальных параметров настройки средств защиты (СЗ), в том числе гидравлических натяжных устройств, и управлений, обеспечивающих адаптацию конвейера к данным конкретным условиям эксплуатации.

В результате анализа, проведенного в работе [7] установлено, что средний ресурс (средняя наработка до первого капитального ремонта) основных сборочных единиц скребкового конвейера СП202 находится в пределах от 68 до 700 тыс. т угля. Ресурс ТО составляет 107 тыс. т, т. е., меньший ресурс имеют только звездочки и съемники. Нарботка на отказ конвейеров СП202, СП87П, СП202В1 и СП301 в среднем составляет, соответственно, 5,5; 5,8; 6,6; 8,5 ч, а коэффициент неисправности – 0,09; 0,11; 0,08; 0,13.

В работе [5] также отмечается, что наименее надежным элементом скребковых конвейеров СП87Д, СП63 и СП63М является тяговый орган. Нарботка ТО на отказ составила 11,12...14 ч, а среднее время восстановления – 0,4...0,64 ч.

Срок службы конвейерных цепей на шахтах ПО «Ростовуголь» и «Донбасантрацит» не превышал 5...6 месяцев, а на предприятиях, разрабатывающих песчано-глинистые руды, – 2-х месяцев. Продолжительность ремонта цепей, которые

в среднем рвутся 7...9 раз в месяц, составляет 0,5...6 ч, в отдельных случаях – 2...3 смены [8].

Среднее время работы ТО (мес.) в зависимости от объема добычи (тыс. т) [9]: при объеме 12,5 тыс. т – 12 мес.; при 24...26 тыс. т – 3,5...4 мес.; при 30...40 тыс. т – 2...3 мес.

На ТО приходится 16...36% от общего числа отказов конвейеров, причем трудоемкость устранения порыва цепи превышает среднюю трудоемкость устранения отказа по конвейеру [10].

По данным, приведенным в работе [11], средний срок службы цепей в конвейерах типа СП составляет 5...8 мес. Затраты труда на поддержание цепей составляют в среднем 45% от всех затрат по конвейеру.

В угольной отрасли при достигнутых показателях надежности конвейеров обеспечивалась средняя суточная нагрузка на очистной забой 1000 т угля и более. В настоящее время при наметившейся тенденции к интенсификации очистных работ и резкому повышению нагрузок на очистной забой существующий уровень надежности оказывается явно недостаточным.

Виды нагрузок и перегрузок ТО. Надежность ТО и силовой системы конвейера (привод+тяговый орган) в целом в процессе работы конвейера определяется перегрузками, подробный анализ которых проведен в работах [6, 12]. Из силовых воздействий, которые могут превышать пределы статической прочности и (или) усталостной выносливости элементов конструкции, следует, прежде всего, выделить тяговые (статические, динамические, циклические) перегрузки, возникающие при передаче тягового усилия. Динамические перегрузки в переходных или аварийных режимах работы возникают в результате внезапного увеличения сил сопротивления движению ТО, например, из-за заклинивания цепи в направляющих рештачного става, или при тяжелом пуске. Динамические перегрузки в ТО в установившемся режиме работы возникают при нарушении нормального зацепления цепей со звездочками, при прохождении тяговым органом стыков рештаков конвейера при искривлении става в плане и профиле, при автоколебаниях, обу-

словленных присутствием в приводе нелинейных элементов, например муфт скольжения.

Общий уровень статических нагрузок ТО может значительно повышаться в процессе неконтролируемого монтажного натяжения. Ряд перегрузок, напротив, вызван чрезмерным ослаблением цепей и снижением натяжения ТО в местах его сбегания с приводных звездочек из-за недостаточного первоначального натяжения. При этом возможны нарушения функциональной работоспособности приводных устройств конвейера и, вследствие провисания цепей, повреждения конструктивных элементов конвейера.

К перегрузкам также относятся экстренные перемещения машин или их конструктивных элементов, представляющие опасность для обслуживающего персонала. Разрыв тяговой цепи конвейера при ее монтажном натяжении приводом с применением стопорного приспособления с односторонней удерживающей способностью может привести к разгрузочному удару по стопорной колодке и ее опасному непредсказуемому перемещению, что указывает на недостаточную эффективность существующих способов и средств натяжения ТО.

Комплексному воздействию силовых (тяговое усилие, удары кусками груза, и т.д.) и влиянию кинематических (при регулировании скорости) факторов, абразивной и агрессивной окружающей среды в наибольшей степени подвержен ТО, являющийся слабейшим звеном ССК. Известно, что среднее значение предела выносливости $\sigma_{0,2}$ круглозвенных цепей класса С (обычно, марганцовистые стали 23Г2А) при продольных циклических нагрузках при базе $N_6=3 \cdot 10^6$ циклов составляет 140 МПа, а цепей класса D (сталь 25ХГНМА) – 160 МПа [13]. В линейных и соединительных звеньях ТО, которые в процессе эксплуатации подвергаются износу, коррозии и продольным переменным нагрузкам, появляются усталостные трещины. Затем, судя по виду изломов, ослабленные цепи внезапно разрушаются при экстренных перегрузках, возможно даже не превышающих предел статической прочности. Разрушение выглядит как доламывание (поломка) «слабейшего звена» [10, 14].

Увеличение шага при износе внутренних поверхностей дуг звеньев цепи (износ по шагу) может привести к потере прочности шарнира и к нарушению зацепления цепи со звездочкой.. По данным, приведенным в работе [11], за 12 месяцев эксплуатации шаг цепи 18х64С увеличивается в среднем на 1,5 мм (допускаемое отклонение шага от номинального значения при изготовлении цепей составляет $\pm 0,8 \dots 1$ мм). В работе [15] отмечается, что увеличение шага кольцевой цепи вследствие ее износа на 2 мм приводит к нарушению нормального зацепления цепи со звездочкой. По нормативам [16] цепь должна быть заменена при увеличении внутренней длины звеньев (шага) свыше 5%, а также при износе или коррозии боковых сторон звеньев свыше 20%, в остальных местах – свыше 10%.

Предпосылки к регулированию натяжения ТО в рабочем режиме работы конвейера. Тяговое усилие конвейера включает статический и динамический компоненты, которые определяются силами сопротивления движению ТО, возникающими при его контакте с элементами конструкции или с грузом, а также предварительным натяжением, создаваемым натяжным устройством.

Причинно-следственные связи между воздействиями и видами повреждений, которые, в конечном счете, приводят к отказу ТО или к его предельному состоянию, отражены на рисунке 1.1. В процессе работы конвейера статическая составляющая усилий натяжения ТО, составной частью которых является первоначальное натяжение, создаваемое натяжным устройством (НУ) для устранения слабину в ТО или поддержания ее в допустимых пределах, изменяется в широких пределах. Это связано с изменением положения ВМ по длине лавы, а, следовательно, и загрузки конвейера, заштыбовкой угольной мелочью направляющих для цепей, попаданием в транспортируемый уголь породы, искривлением рештачного става и ТО, а также регулированием натяжения. В случае применения нерегулируемого натяжного устройства первоначальное натяжение ТО назначается в расчете на максимальную загрузку конвейера, которая на этапе проектирования определяется исходя из приемной способности конвейера, а на этапе эксплуатации – характеристиками грузопотока. При меньшей загрузке, которая вследствие пе-

ремещения выемочной машины вдоль конвейера ТО может снижаться до нуля, первоначальное натяжение значительно превысит уровень, достаточный для нормальной работы конвейера. Завышенные в среднем натяжения ТО приводят к повышенному износу поверхностей дуг звеньев цепей, в сочетании с динамическими нагрузками к снижению усталостной долговечности цепей, поломке приводных звездочек, и, как указывается в работе [3], к увеличению потребляемой мощности электропривода и ее колебаниям. Ресурс ТО по фактору износа шарниров цепей пропорционален натяжениям на звездочках, где происходит взаимный поворот звеньев цепей [5, 15], поэтому чрезмерные натяжения ТО приводят к повышенному износу шарнирных соединений в цепях. При неконтролируемом процессе монтажного натяжения ТО, возможны также и заниженные значения первоначальных на-

тяжений в ТО. При заниженных значениях первоначального натяжения увеличение нагрузок при неизменной длине тягового контура может привести к образованию недопустимой слабости, затем к выходу цепей из зацепления со звездочками, их стопорению, образованию петель, «подпрыгиванию» цепей над звездочками и, как следствие, к отказам конвейера.

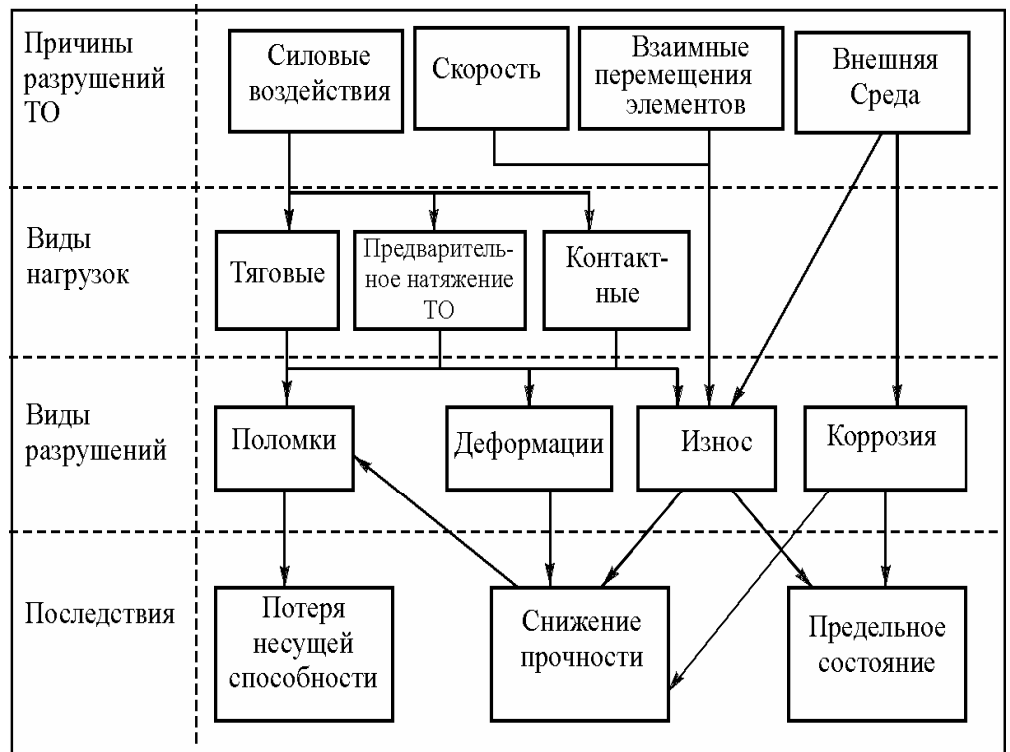


Рисунок 1.1 Схема причинно-следственных связей при отказах ТО

Пути повышения надежности ТО. Одним из направлений повышения долговечности ТО является повышение его сопротивляемости нагрузкам путем совершенствования конструкции и технологии изготовления цепей, улучшения их физико-механических свойств. Для этого проводится оптимизация химического состава металла, из которого изготавливаются цепи, и применяются специальные режимы термообработки [17]. Повышение твердости работающих на истирание дуг звеньев цепи и пластичности прямых участков позволяет снизить чувствительность цепей к переменным нагрузкам, обеспечить сбалансированное соотношение их разрывной прочности, усталостной долговечности и износостойкости. Вместе с тем, в настоящее время, как отмечается в работе [18], возможности данного направления практически исчерпаны, при этом на первый план выступает проблема снижения уровня натяжений ТО.

Уменьшения интенсивности износа ТО и элементов трансмиссии, а также повышения их усталостной долговечности можно добиться путем регулирования скорости и (или) первоначального натяжения ТО.

Снижение уровня максимальных нагрузок, возникающих в режимах экстренных нагружений, достигается в результате применения средств защиты, все многообразие которых отражено в работах [6, 19, 20].

Из проведенного анализа следует: 1) надежность и долговечность ТО остаются крайне низкими, причем основная причина отказов заключается в износе цепей и их разрушениях при повышенных нагрузках; 2) интенсивность износа цепей ТО может быть снижена в результате регулирования его натяжения; 3) порывы и усталостные разрушения ТО могут быть предотвращены в результате применения средств защиты, к которым также следует отнести ГНУ (см. подраздел 1.2).

1.2 Анализ НИР, посвящённых исследованию ГНУ и нагрузок в ТО конвейера

Исследованию нагрузок силовой системы ЗСК посвящены труды А.В. Бермана, Б.Л. Давыдова, А.А. Долголенко, А.В. Евневича, В.П. Кондрахина, С.В. Корнеева, В.П. Крота, А.В. Леусенко, А.Г. Петрова, Н.С. Полякова, В.И. Сафонова, Б.А. Скородумова, Г.И. Солода, А.Г. Соснина, Л.Н. Сигалова, В.К. Смирнова, А.О. Спиваковского, Н.И. Стадника, Б.Я. Стажевского, И.Я. Стажевского, Л.И. Чугреева, Л.Г. Шахмейстера, Л.Н. Ширина, И.Г. Штокмана, Б.А. Эйдермана, Г. Гудера и др.

Известны посвященные гидравлическим натяжным устройствам скребковых конвейеров научные исследования Г. Армоната, Ю.Э. Варченко, К.П. Вихерса, В.М. Горлова, С.В. Корнеева, Г. Крегера, Л.Н. Сигалова, Л.Н. Ширина, В.Г. Яцких и др.

Исследования нагрузок, как правило, имеют теоретический характер, однако известны и экспериментальные исследования, которые проводились для подтверждения теоретических результатов.

Все расчеты статических нагрузок в тяговом органе (тяговые расчеты) проводятся по методу обхода по контуру ТО. При этом предполагается равномерное распределение груза по всей длине прямолинейного става конвейера [21]. Таким образом, расчет проводится для случая максимального заполнения става, что не отражает реальную картину его загрузки при перемещении выемочной машины вдоль забоя и, в принципе, не позволяет оценить влияние первоначального натяжения ТО на сопротивления его движению, а следовательно, и эффективность работы автоматического ГНУ в следящем режиме.

В работе [5] впервые для условий фланговой выемки угля (очистными комбайнами или стругами) предложен аналитический метод определения параметров закона распределения статических нагрузок. Исходя из предположения о том, что ВМ в процессе работы с одинаковой вероятностью может находиться в любом месте конвейерного става, принят равномерный закон распределения нагрузок в

пределах расчетных значений, полученных для холостого хода конвейера и для случая полной загрузки става. При этом не учитываются случайный характер поступающего на конвейер грузопотока, перерывы в работе ВМ при работающем конвейере и схема ее работы (односторонняя или челноковая), что искажает реальную картину формирования нагрузок, которые определяют уровень первоначальных натяжений, обеспечиваемых ГНУ в режиме слежения.

Случайный характер загрузки става скребкового конвейера рассмотрен в работах [6, 20].

Теоретические исследования формирования статических нагрузок в ТО, представляемом в виде однородной тяжелой упругой и изгибающейся нити, при его взаимодействии с рештачным ставом, имеющем изгибы в вертикальной плоскости, и потребления мощности приводом проведено Б.Я. Стажевским и И.Я. Стажевским [22]. Использование для описания формы провисающего на рештаках тягового органа, аппроксимаций уравнения цепной линии позволило установить влияние первоначального натяжения на уровень статических сопротивлений движению ТО и на величину потребляемой мощности. Показано, что при изменении натяжения от 0 до 5 кН потребляемая мощность при различных значениях углов взаимного поворота смежных рештаков и зазоров между цепью и направляющими в вертикальном направлении возрастала в 1,05...1,3 раза. В области реальных значений первоначальных натяжений, в которой, судя по тенденции полученных зависимостей, потребление мощности может существенно возрасти, исследования не проводились. Подобная методика расчета приведена также в работе [23].

Акад. Поляков Н.С., Крот В.П. и Смирнов В.К. [24], а вслед за ними и проф. Чугреев Л.И. [11], в основном на основании проведенных теоретических исследований, доказывают возможность существования при установившемся движении скребкового конвейера автоколебательных процессов в силовой системе конвейера. Причина их появления обусловлена нелинейным характером сопротивлений движению ТО (зависимостью коэффициента сопротивления движению ТО от его

скорости) и нелинейностью механической характеристикой гидромурфты. Зависимости коэффициента сопротивления движению от скорости (падающая характеристика) приведены в работе [25], что согласуется с известными зависимостями коэффициентов трения металлов от относительной скорости перемещения контактируемых поверхностей [26].

Новейшие достаточно убедительные экспериментальные исследования [27] движения ТО конвейеров с грузом и без него показали, что какое-либо заметное влияние скорости на коэффициент сопротивления движению отсутствует. Это объясняется устранением «провалов» в механических характеристиках в современных гидромурфт и автоколебаний. Вместе с тем, там же, в работе [27], обращается внимание на зависимость коэффициента сопротивления движению ТО от натяжения, особенно в зонах искривления става. Иначе говоря, сопротивления движению зависят от натяжения, что также согласуется с результатами работы [22].

Влияние первоначального натяжения на характеристики процесса нагружения ТО, в частности, на амплитуду колебаний динамических усилий, приводящих к усталостным разрушениям цепей, установлено в ходе испытаний аппаратуры измерения нагрузок в ТО и автоматического натяжного устройства [3]. Обращено внимание на то, что статические усилия натяжения, в том числе и первоначальное натяжение, в значительной степени определяют динамику ТО при установившемся движении. Приведены результаты измерения усилий натяжения цепей при полном обходе измерительной станцией тягового контура конвейера длиной 335 м, установленного на шахте «Лоберг-Остерфельд» концерна «Рурколе», при первоначальных натяжениях 160 и 200 кН. При установившемся движении в ТО зарегистрированы периодически изменяющиеся динамические составляющие усилий, которые особенно заметны вблизи приводов, где они соизмеримы по величине со статическими усилиями. Амплитуда колебаний заметно снижается по мере удаления измерительной станции от приводных станций, т. е. наблюдается затухание колебаний нагрузок. Это дает основания предполагать, что динамические нагрузки, вызванные, очевидно, неравномерностью хода ТО на приводных звездочках, в

рассматриваемом случае – на большей части тягового контура, превалируют. Установлено, что амплитуда колебаний усилий в ТО резко возрастает при повышении первоначального натяжения. Таким образом, увеличение первоначального натяжения приводит, кроме прочего, к повышенной динамике ТО и снижению его усталостной долговечности. Теоретическое объяснение влияния натяжения на динамику ТО в данной работе отсутствует.

Установлено, что при увеличении предварительного натяжения от 100 до 200 кН средние значения потребляемой электродвигателями мощности увеличиваются с 95 до 125 кВт, т. е. примерно в 1,3 раза, а амплитуда ее колебаний в 2 раза [2]. При сильно натянутой цепи отмечаются ее неровный тяжелый ход и тепловые отключения электродвигателей. Возрастание энергопотребления объясняется повышением при увеличении первоначального натяжения сопротивления движению ТО. Причины же возрастания самого сопротивления не исследованы. Существенное снижение потребляемой мощности, до 70 кВт, и ее колебаний обеспечивается при автоматическом поддержании натяжения ТО на минимально допустимом уровне.

Аналогичные результаты получены проф. Леусенко А.В. [28].

Проф. Штокман И.Г. и его последователи, исследуя сравнительно короткие конвейеры, указывают на существование при установившемся режиме работы конвейера собственных колебаний ТО [29]. Вместе с тем, необходимо представлять, что условием появления собственных колебаний, вызванных динамическим импульсом на приводных звездочках, является, как минимум, достижение прямой волной упругих деформаций границ ТО или его ветвей с образованием отраженных волн. В противном случае, что и наблюдается в современных длинных забойных конвейерах, имеет место затухание колебаний, и прямая волна от привода вследствие рассеивания энергии в шарнирах цепей, на деформируемых элементах рештаков и пр. не доходит до конца конвейера [3]. Это указывает на то, что при исследовании достаточно длинных конвейеров собственные колебания можно также исключить из рассмотрения, сосредоточив внимание на зависящие от натя-

жения ТО, в том числе и от его первоначального натяжения, колебательные процессы и соответствующие динамические нагрузки, инициированные приводами (вблизи приводов) и выпуклыми стыками рештаков (по всей длине ТО).

В работе [28] в качестве причины возникновения динамических нагрузок при установившемся движении рассматривается разрушение клиньев из угольной мелочи, образующихся в направляющих для цепей при изломанном профиле става. В целом же динамические нагрузки в ТО, формирующиеся в результате сложения отмеченных выше регулярных воздействий и случайных, возникающих при взаимодействии ТО с кусками груза, клиньями из угольной и породной мелочи в направляющих и т.д., могут выглядеть как случайный процесс.

Исследованию ГНУ с телескопическим рештаком и способов регулирования натяжения в рабочем режиме посвящены работы [30, 31, 32]. Закон регулирования натяжения в рабочем режиме работы конвейера, который определялся для одноприводного конвейера, не может быть распространен на двухприводные конвейеры. Анализ влияния параметров и режимов работы ГНУ на динамику ТО не проводился.

Для исследования переходных процессов и максимальных нагрузок в ССК применялись известные динамические модели, разработанные проф. Л.Н. Сигаловым и проф. И.Г. Штокманом [19, 29, 33]. Модели предназначались для вполне определенных и конкретных конструкций конвейеров и режимов их работы, для решения частных, довольно узких задач и в этом качестве являлись вполне приемлемыми. Усилия исследователей были направлены на выявление закономерностей протекания динамических процессов, устанавливаемых, как правило, в аналитической форме, в пренебрежении частностями, которые «затемняют» механизм протекания основных процессов и затрудняют их анализ, а также исходя из вычислительных возможностей.

К универсальным могут быть отнесены модели, представленные в работах [6, 20, 34, 54], которые могут быть адаптированы к случаю применения в качестве компоненты средств защиты от перегрузок гидравлических натяжных устройств.

Теоретическому обоснованию защитных функций ГНУ с перемещаемым приводным валом со звездочками посвящена работа [4]. Это первая работа, в которой обращается внимание на возможность расширения функций ГНУ, которые, благодаря своим конструктивным особенностям, могут выполнять оперативную защиту от экстренных перегрузок, а также предпринята попытка определения аналитических зависимостей максимальных усилий в ТО конвейера, оборудованного ГНУ с подвижным валом. В основу исследований положена динамическая модель конвейера, представленная в виде сосредоточенной массы привода, приведенной к ротору двигателя, и элемента Гука, отражающего упругие свойства ТО. В случае применения ГНУ как средства защиты запасенная в приводе кинетическая энергия расходуется не только на деформацию силовых элементов трансмиссии и ТО, но и на преодоление сопротивлений поступательному движению приводного вала с приводными блоками и ускорению рабочей жидкости (РЖ) при ее истечении из предохранительного клапана ГНУ. Показано, что в конвейере СП63 с гидромuftами в приводе при настройке предохранительного клапана ГНУ на уровне $2,5S_{\text{ном}}$, где $S_{\text{ном}}$ – усилие натяжения ТО в номинальном режиме, максимальные нагрузки снижаются на 12-13 %. Лучшим компоновочным решением является применение ГНУ с обособленным телескопическим узлом раздвижности (раздвижным рештаком), устанавливаемым между приводом и переходной секцией рештачного става. Несмотря на увеличение в этом случае массы перемещаемых посредством ГНУ частей привода и сопротивлений их движению, нагрузки в ТО, также несколько снижаются. Принятая математическая модель выбиралась, исходя из возможностей аналитического решения, поэтому она оказалась весьма упрощенной. При таком подходе результаты исследования имеют качественный характер и не могут в полной мере отражать процессы, протекающие в силовой системе конвейера, более того, не могут быть распространены на мощные конвейеры нового технического уровня с телескопическим узлом раздвижности.

Перемещение привода или его элементов является необходимым условием функционирования ГНУ. Степень опасности таких перемещений для людей не исследована в должной мере ввиду отсутствия опыта применения ГНУ в качестве защитных устройств.

Особый интерес вызывают исследования возможности применения ГНУ как средства защиты от перегрузок в составе наиболее распространенных конвейеров с гидродинамическим и электромеханическим приводами. Вместе с тем анализ результатов известных теоретических и экспериментальных исследований [6, 28, 34] режимов экстренного нагружения конвейеров с гидромуфтами указывает на недостаточную изученность их защитных свойств. Это связано со сложностью протекающих в ГМ процессов и с несовершенством применяемых для исследований моделей. Нельзя, очевидно, пренебрегать влиянием на динамические нагрузки в ТО вращающихся масс рабочей жидкости в ГМ, на что косвенно указывают и материалы работы [28], в которой отмечается существенное различие статических и динамических механических характеристик гидромуфт. Максимальный динамический момент ГМ типа ГПЭ400, например, в 1,4 раза превышает максимальный статический. Очевидно, что для повышения надежности конвейеров необходимо отказаться от гидродинамического привода или предусмотреть дополнительные средства защиты от экстренных перегрузок.

В работах [6, 18] высказываются предположения, что: 1) применение ГНУ позволит после его срабатывания увеличить продолжительность процесса нагружения ТО, чем обеспечивается возможность своевременного включения в работу управляемых основных средств защиты (например, отключения или противовключения приводных асинхронных двигателей, а при отключении, возможно, наложения динамического торможения) и выполнения ими своих функций; 2) давление в гидроцилиндрах ГНУ используется в качестве сигнала в системе автоматического управления основными средствами защиты. Указывается на необходимость исследования защитных функций ГНУ с телескопическим рештаком в составе конвейеров нового технического уровня КСД27 (без гидромуфт) при усло-

вии своевременного при срабатывании предохранительного клапана (ПК) ГНУ отключения двигателей.

Очевидно, что для эффективного применения ГНУ в конвейерах с гидродинамическим приводом также необходимо предусмотреть отключение, а возможно и электрическое торможение ЭД. Несмотря на то, что исследования защитного торможения привода без ГМ [36], а затем воздействия динамического торможения ЭД на турбинное колесо ГМ и последующие массы привода и ТО с целью уменьшения выбега ТО [37] дали положительные результаты, тем не менее, для их распространения на конвейеры с ГМ и ГНУ необходимы дополнительные исследования.

Итак, 1) остается недостаточно изученным влияние при заданных условиях эксплуатации первоначального натяжения, а следовательно и ГНУ, на уровень статических сопротивлений движению ТО при его установившемся движении, а также на потребляемую приводом мощность; 2) закон регулирования натяжения при установившемся режиме нуждается в корректировке; 3) не исследованы процесс оперативного ограничения экстренных динамических нагрузок посредством ГНУ и его взаимодействие с основными средствами защиты и, таким образом, его работоспособность, а также целесообразность использования в качестве средства защиты.

1.3 Анализ конструкций и опыт эксплуатации отечественных и зарубежных натяжных устройств скребковых конвейеров

Известно ГНУ конвейера СПГ53, в котором перемещение приводного вала со звездочками относительно рамы привода и, таким образом, натяжение ТО осуществляется посредством силовых гидроцилиндров (ГЦ), расположенных по бокам рамы [36] (рисунок 1.2) или встроенных в раму между рабочей и холостой ветвями ТО конвейера [38].

Управление ГЦ осуществляется посредством автономной гидросистемы, содержащей предохранительный клапан (ПК), гидрореле, пружинный гидравлический аккумулятор, обратный клапан, гидронасос, фильтр, бак, трехпозиционный гидрораспределитель, манометр и пр.

Пружинный гидравлический аккумулятор способствует снижению уровня динамических нагрузок и демпфированию колебаний в ТО при установившемся режиме работы. Гидрореле и предохранительный клапан, настроенный на заданное давление, обеспечивают защиту ССК от экстренных перегрузок в стопорных режимах.

Опыт эксплуатации ГНУ в составе двухцепного (цепи калибра 18×64 мм) с мощностью привода 136 кВт конвейера СПГ53 длиной 170 м при угле установки 8...10° отражен в работе [39]. Шахтные испытания конвейера, проведенные на шахте им. Ф.Э. Дзержинского ПО «Донбассантрацит», показали, что при натяжении сбегавшей ветви ТО с усилием 4...4,5 кН цепи надежно взаимодействуют с приводными и обводными звездочками независимо от направления транспортирования; исключаются провисания цепей на сбегавшей ветви под приводной звездочкой, заштыбовка холостой ветви и ее взаимодействие с породами почвы. Вследствие этого снижается мощность, потребляемая приводом конвейера, и исключаются порывы цепей.

Динамические нагрузки, возникающие при соударении перемещающихся под воздействием упругой реакции ТО элементов приводов после срабатывания защиты, и возможность образования при этом опасной слабины в цепях на сбегавшей ветви, а также необходимость перемещения одновременно с валом звездочек съёмников цепи, предотвращающих её захлёстывание на приводе, следует отнести к недостаткам таких ГНУ. Эти недостатки, отчасти, устраняются в случае применения ГНУ с телескопическим узлом раздвижности (раздвижным рештаком), устанавливаемым между рамой привода и переходной секцией конвейера. ГНУ, расположенное в хвостовой приводной станции, применяется в конвейере СПЦ330.

Ход натяжного устройства –
300 мм.

Известны аналогичные автоматические ГНУ, входящие в состав американских конвейеров фирм «Джой» и «Даути Меко».

В конвейере СПЦ91, разработанном Коммунарским горно-металлургическим институтом совместно с Институтом горного дела им. А.А. Скочинского (руководитель проекта – проф. Яцких В.Г.), ГНУ располагается в хвостовой приводной станции. В гидравлической схеме его натяжного

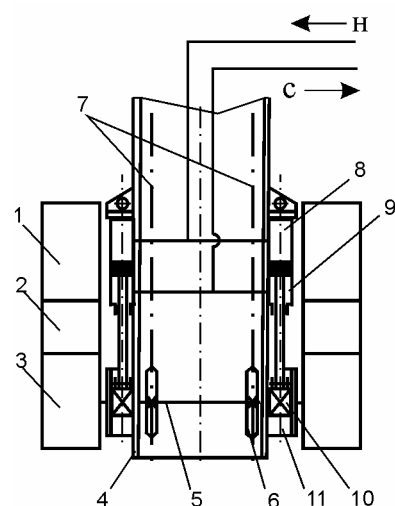


Рисунок 1.2. Схема ГНУ в составе привода конвейера

1 – ЭД; 2 – ГМ; 3 – редуктор; 4 – рама; 5 – приводной вал; 6 – звездочка; 7 – цепи; 8 – поршневая полость ГЦ; 9 – штоковая полость ГЦ; 10 – опора; 11 – направляющая

устройства, в отличие от схемы конвейера СПГ53, предусматриваются батарея гидропневмоаккумуляторов (ГПА), а также два ПК, каждый из которых обеспечивает определенный уровень натяжения. Первый уровень определяет усилие предварительного натяжения ТО. Второй выбирается из соображений защиты ТО от экстренных перегрузок. Если давление в гидроцилиндре превысит второй уровень давления, то происходит сброс рабочей жидкости (РЖ) из рабочей полости через предохранительный клапан в штоковую полость ГЦ. Второй уровень давления значительно превышает первый уровень и выбирается опытным путем с таким расчетом, чтобы обеспечивалось постоянное положение штока во всех режимах работы конвейера (при пуске, заклинивании ТО, изгибе става и пр.) без ложных срабатываний.

В процессе эксплуатации конвейера в замкнутом контуре, состоящем из рабочей полости ГЦ и батареи ГПА, при перемещениях штока, вызываемых изменением натяжения тяговой цепи, должно обеспечиваться постоянство (в заданных

пределах) рабочего давления. Если давление в рабочей полости ГЦ в процессе работы превысит давление зарядки ГПА, часть РЖ из ГЦ вытесняется в ГПА, а поршень смещается в сторону рабочей полости. При уменьшении давления в рабочей полости ГЦ (выравнивание става конвейера, уменьшение погонной и общей нагрузки и т.д.) часть жидкости из ГПА возвращается в рабочую полость ГЦ, и поршень смещается в сторону штоковой полости. Таким образом, за счет переменной емкости ГПА возможно некоторое изменение положения штока ГЦ, и, соответственно, поддержание в заданных пределах величины давления в рабочей полости ГЦ и предварительного натяжения цепи при его незначительных колебаниях относительно среднего значения.

Батарея гидропневмоаккумуляторов позволяет практически постоянному объему РЖ циркулировать в системе «рабочая полость цилиндра – батарея ГПА».

Гидравлическая система питается от насосной станции механизированной крепи лавы.

Встроенные в ГНУ гидроцилиндры, как правило, располагаются симметрично относительно подвижной каретки концевой головки (СПГ53) или раздвижного рештака в головном приводе (СПЦ271А). Гидроцилиндры обеспечивают бесступенчатое изменение длины телескопической секции и, таким образом, регулирование предварительного натяжения ТО, а также являются надежным вспомогательным средством для облегчения монтажа конвейера при разъединении и соединении цепей. Длина телескопического рештака может изменяться от 0,5 до 1,0 м, а длина тягового контура – соответственно до 2 м.

В работах [1, 2] отражен немецкий опыт регулирования натяжения ТО в рабочем режиме его работы в реальных условиях эксплуатации. Установлены работоспособность ГНУ и предлагаемых способов регулирования натяжения, отмечаются преимущества ГНУ по сравнению с жесткими натяжными устройствами.

Рассматривается способ регулирования, при котором измеряются усилие в опорах вала приводных звездочек и крутящий момент на валу [1, 2]. Сопоставление этих величин в анализирующем устройстве позволяет определить фактические

значение усилия в холостой ветви ТО, с учетом которого регулируется ход телескопической секции ГНУ. Особенностью этого способа является необходимость измерения крутящего момента методами тензометрии с применением токосъемных устройств, что затрудняет его применение в подземных условиях в шахтах опасных по газу и пыли.

В основу другого способа автоматического регулирования натяжения положено сопоставление измеряемых текущих значений усилия в опорах приводного вала конвейера и хода поршня гидроцилиндра телескопической секции [2]. Измеряемые величины преобразуются и сравниваются в анализирующем устройстве. Если ход поршня не соответствует рассчитанному на основании усилия в опорах удлинению ТО, то выдается сигнал на перемещение телескопической секции. Недостатком данного способа является возможность несоответствия расчетного хода штоков гидроцилиндров действительному удлинению ТО, которое при одном и том же контролируемом усилии натяжения может находиться в широких пределах, что объясняется, с одной стороны, изменениями в процессе эксплуатации упругих свойств ТО из-за износа, пластической деформации звеньев цепей и неодинакового нагружения цепей. С другой стороны, что является неизбежным, – неравномерной загрузкой става по длине конвейера. Наконец, расчетный ход может не обеспечить ожидаемого прироста натяжения ТО, например, в случае попадания в гидросистему воздуха. Все это может привести к существенным погрешностям при регулировании натяжения ТО посредством изменения хода гидроцилиндров. Использование в качестве входной переменной только усилия в опорах не является достаточным. Для определения упругого удлинения требуется знать реальную диаграмму натяжения ТО. Кроме того, идентифицировать усилие в ТО в точке набегания на приводную звездочку можно только при наличии слабины в точке сбегания с привода.

Попытки распространить регулирование натяжения на двухприводные конвейеры привели к созданию третьего способа [1, 2], в соответствии с которым непосредственно измеряется провес цепей у головного привода и расстояние между

звеньями участка ТО, сбегаящего со звездочек концевого привода, для выявления образующейся в нем слабину. Для измерений служат телеметрические датчики, сигналы с которых поступают в анализирующее устройство. При выходе контролируемых величин за заданные пределы формируется управляющее воздействие и осуществляется перемещение подвижных частей телескопической секции рештачного става. При реализации этого способа значительные трудности возникают при измерении, интерпретации измеряемых расстояний между звеньями цепи у концевого привода и выделении пропорциональных усилию натяжения упругих деформаций, которые по величине мало отличаются от погрешностей измерений, а также от погрешностей изготовления цепей и их износа по шагу, особенно, как в рассматриваемом случае, в зоне наименьших натяжений ТО.

В рассмотренных работах отсутствует количественное обоснование целесообразности непрерывного автоматического регулирования натяжения, например, путем его сопоставления с традиционным способом натяжения приводом, осуществляемым при монтаже ТО в расчете на худший случай. Также отсутствуют теоретические предпосылки к определению требуемого закона регулирования давления в гидроцилиндрах автоматического натяжного устройства (АНУ).

Известен способ автоматического регулирования натяжения ТО [40, 41] на основании входных величин (давления в гидроцилиндрах, мощности, потребляемой приводами и пр.), косвенно определяющих натяжения в характерных точках тягового контура. Предложенный способ отвечает случаю применения двух приводных станций с одним ГНУ, расположенным вблизи головного привода. Число независимых входных величин (давления и мощности) в САУ отвечает числу характерных точек ТО и позволяет определить натяжения в этих точках и закон регулирования, адекватный реальным условиям эксплуатации. Остальные входные величины (слабина, сопротивление движению порожняковой ветви конвейера) являются дополнительными и могут служить для контроля процесса натяжения, а также коррекции параметров закона регулирования. К недостаткам разработанной функциональной схемы САУ ГНУ следует отнести неполноту в случае двухпри-

водного конвейера информацию о натяжениях ТО вблизи привода, удаленного от ГНУ. В связи с этим необходимо задаваться сопротивлением движению порожняковой ветви. Применение АНУ в составе головной приводной станции конвейера приведет к нежелательным перемещениям пункта разгрузки. Таким образом, данная функциональная схема САУ ГНУ нуждается в дальнейшем совершенствовании с целью ее распространения на двухприводные конвейеры.

К достоинствам ГНУ, входящих в состав приводных станций, следует отнести [6]: 1) оперативность защиты от экстренных перегрузок, что определяется их расположением вблизи ТО; 2) возможность восстановления работоспособности после срабатывания предохранительных клапанов без замены каких-либо конструктивных элементов; 3) возможность регулирования настройки предохранительного клапана, что создает предпосылки для оптимизации защиты от экстренных перегрузок; 4) снижение амплитуды собственных и вынужденных колебаний ТО в установившемся режиме; 5) осуществление быстрого и безопасного монтажного натяжения без рассоединения цепей; 6) способность работать в процессе эксплуатации в режиме автоматического бесступенчатого регулирования, что позволяет компенсировать вытяжку ТО, не допуская образования опасной слабины, и исключать чрезмерные натяжения цепей при механизированной передвижке и изгибе конвейера.

Недостатками ГНУ являются [6]: 1) ограниченность набора защитных функций, в частности, – неспособность к защите ЭД от длительных и пусковых перегрузок, и, в связи с этим, необходимость немедленного отключения приводных двигателей после срабатывания защиты, так как в противном случае аварийная ситуация возобновляется, и, возможно, применения дополнительных средств защиты; 2) потребность в дополнительном источнике гидравлической энергии для питания рабочих гидроцилиндров, хотя при работе конвейера в составе очистных комплексов эта проблема легко разрешается путем подключения рабочих гидроцилиндров к гидромагистралям механизированной крепи; 3) значительное усложнение рамы привода в связи с оборудованием на ней узла телескопичности; 4) ди-

намические нагрузки от соударения перемещающихся под воздействием упругой реакции ТО привода и самого ТО с рамой после срабатывания предохранительного клапана и возможность образования при этом опасной слабины в цепях на сбегавшей ветви; 5) необходимость перемещения одновременно с валом звездочек съемников цепи, предотвращающих ее захлестывание на приводе.

Отчасти последние недостатки устраняются в случае применения обособленного телескопического узла раздвижности (конвейер СПЦ271А и др.), устанавливаемого между рамой привода и переходной секцией конвейера. Срабатывание защиты и регулирование натяжения приводят к перемещениям приводов, что может представлять опасность для обслуживающего персонала.

Несмотря на некоторый положительный опыт эксплуатации ГНУ в качестве средства монтажного натяжения ТО, их возможности регулирования натяжения в рабочем режиме и защитные свойства при экстренных перегрузках остаются мало изученными.

1.4 Цель и задачи исследования

Цель исследования – повышение эффективности забойных скребковых конвейеров за счет выбора параметров и режима работы многофункциональных автоматических гидравлических натяжных устройств на основе установления закономерностей формирования нагрузок в тяговом органе.

Для достижения цели поставлены следующие *задачи исследования*:

1. Разработать статические модели забойного скребкового конвейера с автоматическим гидравлическим натяжным устройством с телескопическим рештаком, позволяющие учитывать изменчивость загрузки конвейерного става при перемещении выемочной машины и его изломы в профиле.

2. Установить закономерности формирования нагрузок в ТО в рабочем режиме работы конвейера, обосновать способы и определить эффективность регулирования натяжения ТО.

3. Разработать динамические модели забойных скребковых конвейеров, в том числе с гидравлическими натяжными устройствами, наделенными защитными функциями, и установить закономерности нагружения ТО в режимах экстренных перегрузок конвейера.

4. Определить параметры настройки и показатели эффективности ГНУ как средства защиты от экстренных перегрузок.

5. Провести экспериментальные исследования, подтверждающие правильность теоретических положений и работоспособность ГНУ в режимах экстренного заклинивания ТО конвейера.

6. Разработать научно-практические рекомендации по разработке системы автоматического управления натяжением ТО посредством ГНУ и применению многофункциональных автоматических ГНУ.

В соответствии с системным подходом для достижения поставленной цели данная НИР представляется в виде системы взаимосвязанных и взаимообусловленных элементов – отдельных научно-практических задач, вопросов и операций. Структурно-логическая схема системы исследований представлена на рисунке 1.3. Отдельные блоки схемы отвечают решению частных задач, а выделенные на схеме совокупности блоков (подсистемы) – решению приведенных выше основных задач исследования. Связи между блоками отражают логику взаимовлияния отдельных этапов исследований, иерархию, последовательность решения задач и, таким образом – пути достижения поставленной в работе цели.

1.5 Выводы по разделу

1. Эффективность забойных скребковых конвейеров, эксплуатируемых в сложных условиях очистных забоев, остается неудовлетворительной. Основными

причинами являются низкая надежность ТО и повышенные затраты энергии при транспортировании груза. Повышение эффективности достигается, с одной стороны, в результате улучшения физико-механических характеристик цепей, а, с другой стороны, путем снижения уровня натяжений ТО.

2. Несмотря на многочисленные подтверждения влияния натяжения ТО на энергоемкость процесса транспортирования, количественные закономерности такой взаимосвязи в явном виде отсутствуют.

3. В настоящее время является установленным факт снижения потребляемой приводом конвейера мощности в рабочем режиме при уменьшении уровня его предварительного натяжения. Однако наблюдаемое на практике явление остается недостаточно изученным теоретически.

4. Известны зависимости, отражающие влияние натяжений ТО на его долговечность по фактору износа шарниров цепей при постоянной нагрузке, однако отсутствуют зависимости, позволяющие учитывать одновременно переменный характер натяжений при перемещении вдоль става пункта загрузки (очистного комбайна), число приводных станций и приводных блоков в них, способ предварительного натяжения.

5. Известны конструктивные исполнения конвейеров с ГНУ, выполняющим функции монтажного натяжения, а также опытные разработки ГНУ, осуществляющих автоматическое регулирование натяжения в рабочем режиме работы конвейера. Для обоснования целесообразности применения ГНУ также в качестве средства защиты от экстренных перегрузок и снижения натяжений ТО путем их автоматического регулирования в рабочем режиме, т. е. расширения функций ГНУ, необходимы дополнительные исследования, которые ранее не проводились.

6. Препятствием для разработки методов определения показателей эффективности конвейеров, оборудованных ГНУ, и на их основании определения рациональных параметров и режимов работы ГНУ, а также более широкого распространения ГНУ является недостаточная изученность динамических процессов, протекающих в ТО таких конвейеров в режимах экстренного торможения ТО.

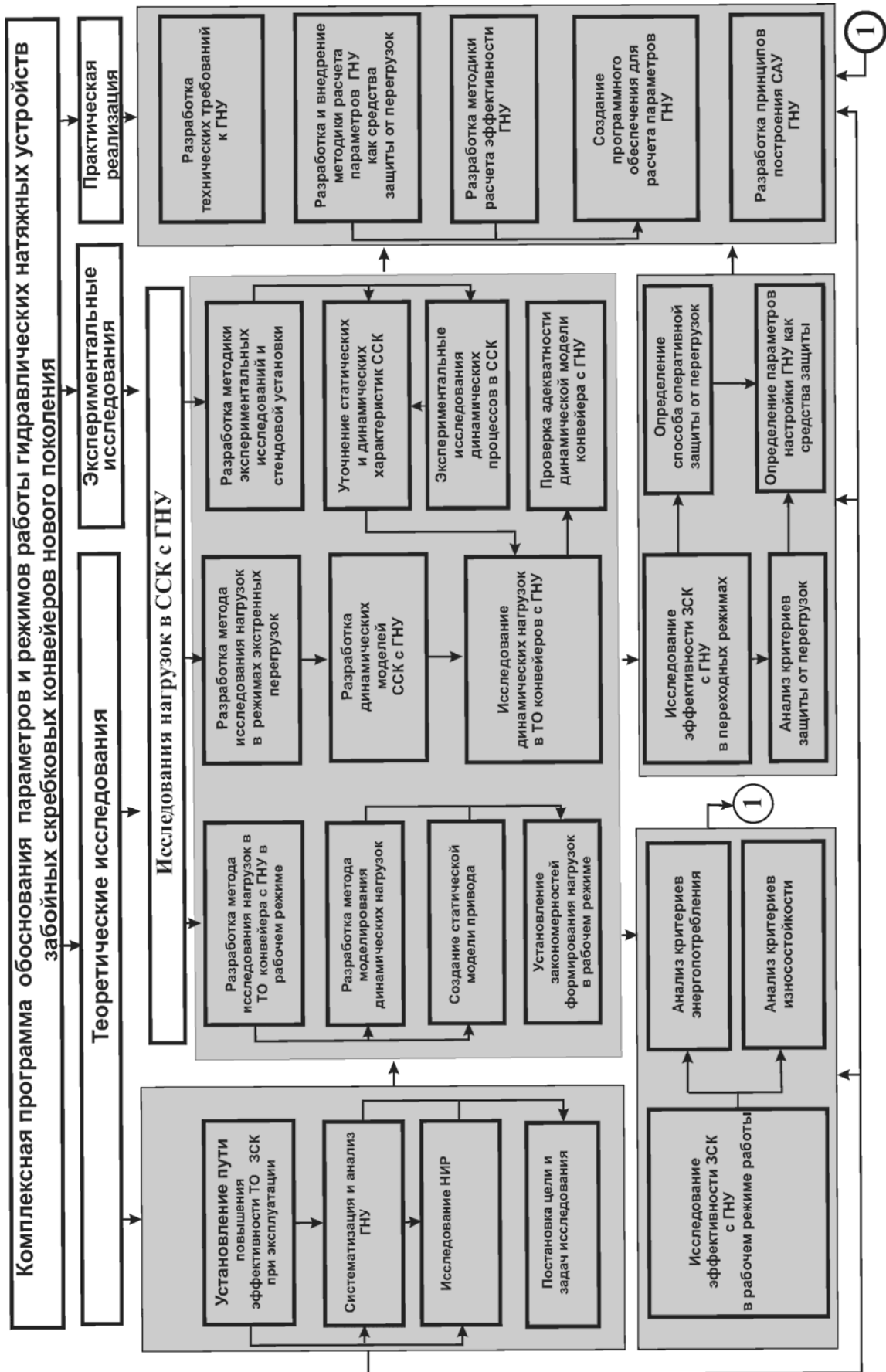


Рисунок 1.3 – Структурно-логическая схема исследований

Это вызвано излишним упрощением принятых для исследования нагрузок моделей силовой системы конвейера с ГНУ и отсутствием комплексного подхода к определению критериев эффективности.

Таким образом, проведенный анализ состояния вопроса показывает, что гидравлические натяжные устройства забойных скребковых конвейеров, в принципе, могут быть компонентой многофункциональной системы, осуществляющей, кроме безопасного монтажного натяжения, регулирование натяжения при установленном движении тягового органа и защиту от экстренных перегрузок. Вместе с тем отсутствует доказательная база эффективности работы гидравлических натяжных устройств, для разработки которых необходимо знать закономерности формирования нагрузок в тяговом органе конвейера при участии гидравлических натяжных устройств.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОК В ТЯГОВОМ ОРГАНЕ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЕГО НАТЯЖЕНИЯ В РЕЖИМЕ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ КОНВЕЙЕРА

2.1 Вступительные замечания

В соответствии с поставленной целью, первой и второй научными задачами исследования в разделе осуществляется моделирование рабочего режима работы конвейеров, в которых предварительное натяжение производится традиционным способом, а также конвейеров с автоматическими ГНУ, в результате чего устанавливаются закономерности формирования нагрузок в ТО, а также критерии эффективности регулирования натяжения посредством ГНУ.

В подразделе 2.2 разработана методика расчета натяжений ТО забойных скребковых конвейеров, которая позволяет учитывать положение выемочной машины на конвейерном ставе при ее перемещении вдоль очистного забоя и способ управления натяжением. Установлены необходимые для обоснования эффективности ГНУ зависимости суммы средних натяжений ТО на звездочках при равномерном перемещении пункта погрузки для различных способах натяжения тягового органа одно- и двухприводных конвейеров.

Установлены (подраздел 2.3) с применением указанной выше методики зависимости критерия эффективности управления натяжением ТО ЗСК по фактору износной долговечности шарниров цепей ТО от погонной массы груза (первое научное положение). В результате регулирования натяжения максимальные значения коэффициента повышения износной долговечности ТО в одноприводных и двухприводных конвейерах СП250 с распределением тягового усилия в соотношении 1:1 при погонной массе, соответствующей условиям эксплуатации, составляют, соответственно, 4,2 и 2,6.

К числу основных показателей (критериев) эффективности также отнесено потребление приводом энергии. Для расчета потребления энергии при движении

ТО в зависимости от уровня натяжений разработана методика (подраздел 2.4), в основу которой положены и получили развитие идеи, изложенные в работах [22, 23]. Разработанная методика позволяет рассчитывать локальные сопротивления движению ТО на изломах конвейерного става в профиле конвейеров при различных способах натяжения. Алгоритм вычисления сопротивлений движению и потребляемой мощности, ориентированный на применение компьютерных технологий, позволяет отказаться от громоздких аналитических зависимостей. В результате исследований установлены линейные зависимости потребляемой приводом мощности от предварительного натяжения (второе научное положение). Автоматическое регулирование натяжения реальных конвейеров способствует снижению потребления энергии, для конвейеров СП250, например, – до 40 %.

Основные результаты раздела: разработаны специальные методы тягового расчета конвейера, получены первое и второе научные положения.

Материалы данного раздела имеют самостоятельное значение, а также используются в разделе 5.

Основные положения раздела отражены в работах [42, 43, 44, 45, 62], выполненных диссертантом в соавторстве.

2.2 Методика расчёта усилий в тяговом органе конвейера с учетом режима работы ГНУ и перемещения пункта погрузки

Доказательная база эффективности управления натяжением основывается на показателях долговечности ТО (ресурса) и потребления энергии. Важным критерием эффективности является ресурс цепей, определяемый предельным износом внутренних контактирующих между собой поверхностей звеньев (износом шарниров «по шагу») [5], при котором цепи соскакивают со звездочек.

Ресурс цепи по фактору износа шарниров определяется по формулам [5] (в нашей ред.):

- по числу оборотов ТО

$$n_{и} = \Delta t_{ц} / \delta_{ц} \alpha S_{\Sigma_{нр(р)}}, \text{ оборотов}; \quad (2.1)$$

- по массе перевезенного груза

$$R_{и} = 2L \rho n_{и} / 10^9, \text{ млн. т}; \quad (2.2)$$

- по машинному времени работы конвейера

$$T_{и} = 2n_{и} L / 3600v, \text{ ч}, \quad (2.3)$$

где Δ – допустимый относительный износ звеньев цепи «по шагу»; $t_{ц}$ – шаг цепи, мм; $\delta_{ц}$ – удельный износ звена цепи «по шагу», мм/кН·град·оборот; α – угол взаимного поворота звеньев цепи при прохождении звездочек, град; $S_{\Sigma_{нр(р)}}$ – сумма средних значений усилий натяжения цепи в точках тягового контура, в которых осуществляется взаимный поворот звеньев цепи на приводных и обводных звездочках), кН, («нр» и «р» – индексы режимов нерегулируемого и регулируемого натяжения); L – длина конвейера, м; ρ – среднее при случайном грузопотоке значение погонной массы груза, кг/м; v – скорость конвейера, м/с.

Как видно, ресурс круглозвенных цепей по фактору износа шарниров обратно пропорционален сумме натяжений в точках взаимного поворота звеньев цепи, поэтому в качестве критерия повышения ресурса цепей по фактору износа шарниров при регулировании натяжения или, что одно и то же, критерия эффективности регулирования натяжения, также может служить отношение:

$$K_{т} = S_{\Sigma_{нр}} / S_{\Sigma_{р}}. \quad (2.4)$$

Расчет статических натяжений ТО конвейера с нерегулируемым натяжением (тяговый расчет) обычно производится по нормативной методике [21]. Целью такого расчета является определение силы тяги, максимальных значений усилий натяжения для проверки ТО на прочность и выбор двигателя или его проверка по мощности. При этом предполагается загрузка рештачного става расчетным грузопотоком по всей длине и исключение образования «слабины» в точке тягового контура с наименьшим натяжением.

В реальных условиях работы забойного конвейера статическая составляющая усилий натяжения ТО, частью которых является первоначальное натяжение, изменяется в широких пределах. Это связано с перемещением пункта загрузки конвейера (перемещением ВМ вдоль очистного забоя), со случайным характером грузопотока и сопротивлений движению, а также с возможным регулированием скорости и натяжения.

Несовершенство методов расчета натяжений тягового органа (ТО) забойных скребковых конвейеров, которые, несмотря на неравномерность реальной загрузки рештачного става, определяются исходя из максимальной загрузки става, является причиной превышения натяжениями ТО значений, достаточных, с точки зрения повсеместного растяжения цепей, и, как следствие, чрезмерного потребления электроэнергии и износа ТО.

Таким образом, для установления не только максимальных, но и средних значений натяжений, необходимых для определения ресурса и критериев повышения ресурса цепей по фактору их износа при различных способах регулирования натяжения посредством АНУ и компоновочных схемах привода, нормативная методика, не предназначенная для решения поставленных в данном разделе задач, нуждается в корректировке.

Расчетные схемы конвейера с одним и двумя приводными станциями, а также примеры типичных диаграмм натяжения ТО, при произвольном положении ВМ на конвейерном ставе, приведены на рис. 2.1. Здесь приняты обозначения: β – угол установки конвейера, при транспортировании груза вверх $\beta > 0$, при

транспортировании вниз $\beta < 0$; S_i – усилия натяжения ТО в i -х точках тягового контура, в которых осуществляется взаимный поворот звеньев цепи, $i = 1, 2, 3, 4$; W – сопротивление движению ТО и груза; W_{Π} – сопротивление движению порожняковой (нижней) ветви ТО; F_{Γ} и F_x – тяговые усилия, развиваемые, соответственно, головным и хвостовым приводами; F – суммарное тяговое усилие, развиваемое приводами; x_B – координата положения ВМ на конвейере (ось x направлена вдоль конвейера по ходу движения груза, начало оси в точке 3 контура).

В конвейерах с одним приводом (рисунок 2.1, а), как видно из анализа диаграммы натяжения ТО (рисунок 2.1, б), наименьшее в тяговом контуре натяжение при $W_{\Pi} > 0$ образуется в точке 1 тягового контура, в случае же $W_{\Pi} \leq 0$ – в точке 2.

В конвейерах с двумя приводами (рисунок 2.1, в) наименьшее натяжение в зависимости от условий эксплуатации может образовываться: 1) только в точке 1 тягового контура; 2) только в точке 3; 3) поочередно, в зависимости от загрузки конвейера, в точке 1 или в точке 3.

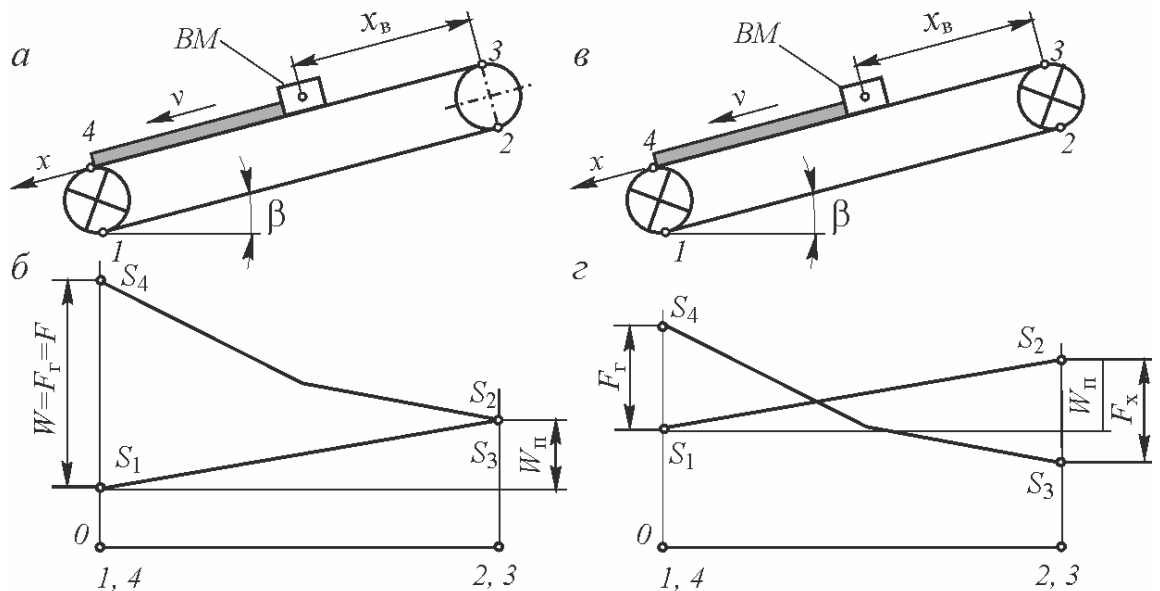


Рисунок 2.1. Расчетные схемы (а, в) и типичные диаграммы натяжения (б, з) скребкового конвейера с одним (а, б) и двумя (в, з) приводами

Покажем, при каких условиях в третьем случае в процессе загрузки конвейера осуществляется «переход» наименьшего натяжения из точки 1 в точку 3 и наоборот.

Как видно из рисунков 2.1 в и 2.1 з, имеют место равенства:

$$S_4 - S_1 = F_r; \quad (2.5)$$

$$S_2 - S_3 = F_x. \quad (2.6)$$

Отсюда, учитывая, что $S_4 = S_2 - W_{\text{п}} + F_r$ получим:

$$S_3 - S_1 = W_{\text{п}} - F_x. \quad (2.7)$$

Введем коэффициент кратности тягового усилия хвостового привода суммарному тяговому усилию, характеризующий распределение нагрузок между приводами $k_{\text{кр}} = F/F_x$. Отсюда $F_x = F/k_{\text{кр}}$. В частном случае, при равномерном распределении нагрузок между приводными блоками коэффициент $k_{\text{кр}}$ равен отношению $(n_r + n_x)/n_x$, где n_r и n_x – число приводных блоков в головном и хвостовом приводах.

Из формулы (2.7) следует, что, если выполняется условие $F_x > W_{\text{п}}$, то наименьшее натяжение образуется в точке 3 ($S_3 < S_1$). Если же $F_x < W_{\text{п}}$, то наименьшее натяжение образуется в точке 1 ($S_1 < S_3$). Более того, если при F_x , равном $W_{\text{xx}}/k_{\text{кр}}$, где W_{xx} – сопротивление движению ТО в режиме холостого хода, оказывается что $W_{\text{xx}}/k_{\text{кр}} > W_{\text{п}}$, то наименьшее натяжение при любой загрузке образуется только в точке 3. Если же при F_x , равном $W_{\text{max}}/k_{\text{кр}}$, где W_{max} – сопротивление движению ТО при максимальном заполнении става, выполняется условие $W_{\text{max}}/k_{\text{кр}} < W_{\text{п}}$, то наименьшее натяжение образуется только в точке 1. Естественно, что при $W_{\text{xx}}/k_{\text{кр}} < W_{\text{п}}$ и $W_{\text{max}}/k_{\text{кр}} > W_{\text{п}}$ наименьшее натяжение в зависимости от загрузки става может образовываться поочередно в точке 1 или в точке 3.

Условием перехода слабины ТО из точки 1 в точку 3 или наоборот, т. е. переход от одного закона регулирования натяжения к другому (см. раздел 5), является выполнение равенства $S_3=S_1$.

Координата $x_{в.п}$ положения выемочной машины на конвейерном ставе, при которой осуществляется переход, определяется из выражения (2.7) с учетом равенств: $S_3=S_1$, $F_x=W/k_{кр}$ и $F=W=W_{xx}+f\rho(L-x_{в.п})$, где f – удельное сопротивление движению груза, $f=g(w\cos\beta+\sin\beta)$, Н/м; g – ускорение сводного падения, м/с²; w – нормативный коэффициент сопротивления движению груза. При этом

$$x_{в.п}=L+(W_{xx}-W_{п}k_{кр})/f\rho. \quad (2.8)$$

Если при расчете по формуле (2.8) оказывается, что $x_{в.п}>L$ или $x_{в.п}<0$, что физически не осуществимо, то это указывает на нарушение исходного равенства $S_3=S_1$ и является признаком образования наименьшего натяжения, соответственно, только в точке 3 или только в точке 1.

Возможные соотношения $W_{max}/k_{кр}$ и $W_{xx}/k_{кр}$ с $W_{п}$ и $x_{в}$ при углах установки конвейера в очистных комплексах (от -30 до 35°) и при том, что W_{max} всегда больше W_{xx} , наглядно отражены на рисунке 2.2. Рисунок 2.2, а, соответствует ситуации, в которой наименьшие натяжения возникают только в точке 1 контура ($W_{max}/k_{кр}<W_{п}$), что возможно при транспортировании груза вниз при больших (по модулю) значениях угла β . Рисунок 2.2, в – ситуации, в которой наименьшие натяжения возникают только в точке 3 контура ($W_{xx}/k_{кр}>W_{п}$). Это возможно при больших значениях угла β , но при транспортировании вверх. Рисунок 2.2, б (наиболее распространенный случай) – ситуации, в которой наименьшее натяжение образуется поочередно в точках 1 и 3 ($W_{max}/k_{кр}>W_{п}>W_{xx}/k_{кр}$).

Результаты данного анализа также приведены в таблице 2.1.

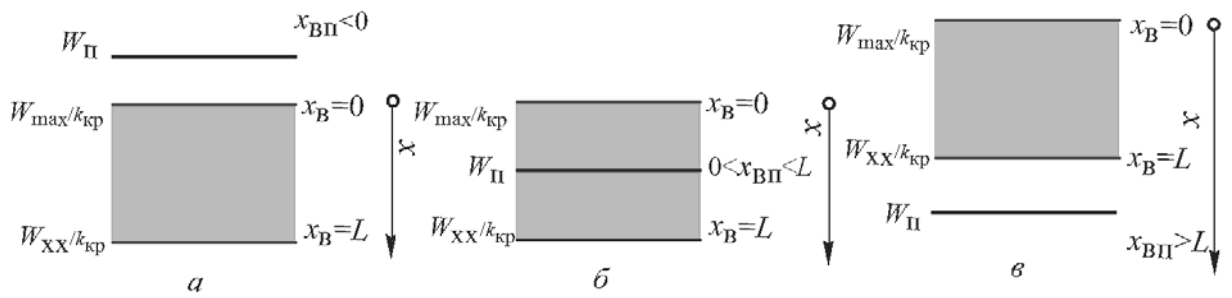


Рисунок 2.2. Возможные соотношения между сопротивлением движению порожняковой ветви конвейера, тяговым усилием хвостового привода и координатой положения ВМ на конвейере

Таблица 2.1 – Условия образования наименьшего натяжения ТО в точке 1 или в точке 3 тягового контура двухприводного конвейера

№	Направление транспортирования груза	Соотношение F_x и W_{II}		Расчетное значение $x_{в.п}$	Номер точки с минимальным натяжением	Прим.
		$F_x = W_{xx}/k_{кр}$	$F_x = W_{max}/k_{кр}$			
1	на подъем ($\beta \geq 0$)	$W_{xx}/k_{кр} > W_{II}$	$W_{max}/k_{кр} > W_{II}$	$x_{в.п} \geq L$	3	Рисунок 2.2, в, обычно при $k_{кр}=2$
2	на подъем ($\beta \geq 0$) или на спуск ($\beta < 0$)	$W_{xx}/k_{кр} \leq W_{II}$	$W_{max}/k_{кр} < W_{II}$	$x_{в.п} \leq 0$	1	Рисунок 2.2, а
			$W_{max}/k_{кр} > W_{II}$	$0 < x_{в.п} < L$	1 или 3, в зависимости от загрузки конвейера	Рисунок 2.2, б, в случае $\beta \geq 0$ возможно при $k_{кр}=3$

При расчетах усилий натяжения в ТО принимаются допущения: 1) став конвейера прямолинеен; 2) ТО рассматривается как упругий стержень; 3) случайная координата $x_{в}$ местонахождения ВМ на ставе конвейера подчиняется равномер-

ному закону распределения $\varphi_B(x_B)=1/L$ [5]; 4) груз равномерно распределен на участке конвейера между ВМ и пунктом разгрузки; 5) минимальное усилие натяжения ТО согласно условию повсеместного растяжения не должно быть меньше некоторого заданного натяжения $S_{\min 3}$; 6) максимально возможное значение погонной массы груза ρ_{\max} на конвейере на этапе эксплуатации конвейера при достаточно высокой степени усреднения количества груза на конвейере ($\tau_k < T$, где τ_k – время корреляции случайного грузопотока, T – время загрузки конвейера) принимается равной среднему значению погонной массы груза ρ , в случае превышения в отдельные периоды времени количества груза на конвейере его среднего значения ($\tau_k \gg T$) – $\rho_{\max} = k_n \rho$, где k_n – коэффициент неравномерности грузопотока; на этапе проектирования конвейера естественно предположить, что $\rho_{\max} = \rho_{\text{доп}}$, где $\rho_{\text{доп}}$ – погонная масса груза, соответствующая приемной способности конвейера.

Упругое удлинение ТО

$$\Delta(x_B) = \Delta_r(x_B) + \Delta_{\text{п}}, \quad (2.9)$$

где $\Delta_{\text{п}}$ и $\Delta_r(x_B)$ – упругие удлинения порожняковой и грузовой ветвей ТО.

Удлинения порожняковой и грузовой ветвей определяются по формулам:

$$\Delta_{\text{п}} = 0,5LE_0^{-1}[S_1 + S_2], \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \Delta_r(x_B) &= E_0^{-1} \int_0^{x_B} (S_3 + f_0 \rho_0 x) dx + E_0^{-1} \int_{x_B}^L [S_3 + f_0 \rho_0 x + f \rho (x - x_B)] dx = \\ &= 0,5LE_0^{-1} (2S_3 + f_0 \rho_0 L + f \rho L - 2f \rho x_B + f \rho \frac{x_B^2}{L}), \end{aligned} \quad (2.11)$$

где E_0 – продольная жесткость ТО, Н/м; ρ_0 – погонная масса ТО, кг/м; f_0 – удельное сопротивление движению ТО, $f_0 = g(w_0 \cos \beta + \sin \beta)$, м/с²; w_0 – коэффициент сопротивления движению ТО; x – текущее значение координаты на верхней ветви конвейера (см. рисунок 2.1).

Определим средние значения натяжений ТО для возможных сочетаний числа приводных станций и способов натяжения ТО.

Конвейер с одним приводом.

В конвейерах с одним приводом при $W_{\text{п}} > 0$ наименьшее натяжение образуется в точке 1 тягового контура (см. рисунок 2.1, б), при $W_{\text{п}} \leq 0$ – в точке 2.

При нерегулируемом натяжении ТО его первоначальное натяжение осуществляется таким образом, чтобы при максимальной загрузке конвейера, т. е. при $x_{\text{в}} = 0$ и $\rho = \rho_{\text{max}}$, выполнялось условие $S_1 = S_{\text{min } 3}$, если наименьшее натяжение образуется в точке 1, или условие $S_2 = S_{\text{min } 3}$, если наименьшее натяжение образуется в точке 2.

Учитывая, что

$$S_2 = S_1 + W_{\text{п}}, S_3 \approx S_2, S_4 = S_3 + W - W_{\text{п}}, \quad (2.12)$$

где $W = W_{\text{п}} + f_0 \rho_0 L + f \rho L - f \rho x_{\text{в}}$, из выражений (2.9), (2.10) и (2.11) получим

$$\Delta = 0,5 E_0^{-1} L (4S_1 + 2W_{\text{п}} + W - f \rho x_{\text{в}} + f \rho x_{\text{в}}^2 / L). \quad (2.13)$$

При максимальной загрузке конвейера ($x_{\text{в}} = 0$ и $\rho = \rho_{\text{max}}$) и, соответственно, при максимальном значении сопротивления движению ТО и груза W_{max}

$$S_1 = S_{\text{min } 3}; S_2 = S_1 + W_{\text{п}}; S_3 \approx S_2; S_4 = S_3 + W_{\text{max}} - W_{\text{п}}, \text{ если } W_{\text{п}} > 0; \quad (2.14)$$

$$S_1 = S_{\text{min } 3} - W_{\text{п}}; S_2 = S_{\text{min } 3}; S_3 \approx S_2; S_4 = S_3 + W_{\text{max}} - W_{\text{п}}, \text{ если } W_{\text{п}} \leq 0. \quad (2.15)$$

С учетом выражений (2.14) и (2.15) формула (2.13) для случая максимальной загрузки става представляется следующим образом:

$$\Delta = 0,5 E_0^{-1} L (4S_{\text{min } 3} + 2W_{\text{п}} + W_{\text{max}}). \quad (2.16)$$

При неизменной длине тягового контура (нерегулируемое натяжение) суммарное удлинение ТО остается одинаковым при любой загрузке става, т. е. при любых значениях W .

Учитывая, что $W=W_{xx}+W_{\Gamma}$, где W_{Γ} – сопротивление движению груза, $W_{\Gamma}=f\rho(L-x_B)$, а также, что сопротивление движению груза при максимальном заполнении става $W_{\Gamma \max}=f\rho_{\max}L$ и $W_{\max}=W_{xx}+W_{\Gamma \max}$, из равенства правых частей выражений (2.13) и (2.16) получим:

$$S_1(x_B)=S_{\min 3}+0,25f[\rho_{\max}L - \rho(L-x_B)^2/L], \text{ если } W_{\Pi}>0; \quad (2.17)$$

$$S_1(x_B)=S_{\min 3}-W_{\Pi}+0,25f[\rho_{\max}L - \rho(L-x_B)^2/L], \text{ если } W_{\Pi}\leq 0. \quad (2.18)$$

Усреднение S_1 производится по формуле:

$$S_{1\text{cp}} = \int_0^L \varphi_B(x_B) S_1(x_B) dx_B = \int_0^L \frac{S_1(x_B)}{L} dx_B. \quad (2.19)$$

После подстановки выражений (2.17) и (2.18) в формулу (2.19) получим

$$S_{1\text{cp}}=S_{\min 3}+0,25fL[\rho_{\max}-\rho/3], W_{\Pi}>0; \quad (2.20)$$

$$S_{1\text{cp}}=S_{\min 3}-W_{\Pi}+0,25fL[\rho_{\max}-\rho/3], W_{\Pi}\leq 0. \quad (2.21)$$

Из выражений (2.12) видно, что средние значения натяжений в точках 2-4

$$S_{2\text{cp}}=S_{1\text{cp}}+W_{\Pi}, S_{3\text{cp}}\approx S_{2\text{cp}}, S_{4\text{cp}}=S_{3\text{cp}}+W_{\text{cp}}-W_{\Pi}, \quad (2.22)$$

где W_{cp} – среднее значение сопротивления движению ТО,

$$W_{cp} = \int_0^L \frac{1}{L} [W(x_B)] dx_B = \int_0^L \frac{1}{L} [W_{xx} + f\rho(L - x_B)] dx_B = W_{xx} + f\rho L/2. \quad (2.23)$$

Сумма средних усилий в точках 1-4 при нерегулируемом натяжении ТО с учетом выражения (2.23)

$$S_{\Sigma np} = \begin{cases} 4S_{\min 3} + W_{xx} + 2W_{\Pi} + fL(\rho_{\max} + \rho / 6), & \text{если } W_{\Pi} > 0; \\ 4S_{\min 3} + W_{xx} - 2W_{\Pi} + fL(\rho_{\max} + \rho / 6), & \text{если } W_{\Pi} \leq 0. \end{cases} \quad (2.24)$$

При регулировании натяжения

$$S_1 = S_{\min 3}; S_2 = S_3 = S_{\min 3} + W_{\Pi}; S_4 = S_{\min 3} + W_{xx} + f\rho(L - x_B), \text{ если } W_{\Pi} > 0; \quad (2.25)$$

$$S_1 = S_{\min 3} - W_{\Pi}; S_2 = S_3 = S_{\min 3}; S_4 = S_{\min 3} + W_{xx} - W_{\Pi} + f\rho(L - x_B), \text{ если } W_{\Pi} \leq 0. \quad (2.26)$$

Далее, усредняя и суммируя, как в предыдущем случае, натяжения получим сумму средних усилий в точках 1-4 для случая регулирования натяжения

$$S_{\Sigma p} = \begin{cases} 4S_{\min 3} + W_{xx} + 2W_{\Pi} + fL\rho / 2, & \text{если } W_{\Pi} > 0; \\ 4S_{\min 3} + W_{xx} - 2W_{\Pi} + fL\rho / 2, & \text{если } W_{\Pi} \leq 0. \end{cases} \quad (2.27)$$

Конвейер с двумя приводами.

Натяжения ТО в характерных точках тягового контура:

$$S_1 = S_3 + W/k_{кр} - W_{\Pi}; S_2 = S_3 + W/k_{кр}; S_4 = S_3 + W - W_{\Pi}. \quad (2.28)$$

В случае нерегулируемого натяжения удлинения ТО при текущей и максимальной загрузке определяются по формулам:

$$\Delta=0,5 E_0^{-1} L[4S_3(x_B)+(2+k_{кр})W/k_{кр}-2W_{\Pi}-(W-W_{xx})x_B/L]; \quad (2.29)$$

$$\Delta=0,5 E_0^{-1} L[4S_{\min 3}+(2+k_{кр})W_{\max}/k_{кр}-2W_{\Pi}], \text{ если } W_{\max}/k_{кр}>W_{\Pi}, \quad (2.30)$$

$$\Delta=0,5 E_0^{-1} L[4S_{\min 3}+(2-k_{кр})W_{\max}/k_{кр}+2W_{\Pi}], \text{ если } W_{\max}/k_{кр}<W_{\Pi}. \quad (2.31)$$

Далее так же, как и для конвейера с одним приводом, с учетом зависимостей $W = W_{xx} + f\rho L$ и $W_{\max} = W_{xx} + f\rho_{\max} L$, получим:

– в случае $W_{\max}/k_{кр}>W_{\Pi}$

$$\begin{aligned} S_3(x_B) &= S_{\min 3} + (2+k_{кр})(W_{\max}-W)/4k_{кр} + (W-W_{xx})x_B/4L = \\ &= S_{\min 3} + 0,5fL[(\rho_{\max}-\rho+x_B\rho/L)(2+k_{кр})/2k_{кр} + x_B(L-x_B)/2L^2]; \end{aligned} \quad (2.32)$$

– в случае $W_{\max}/k_{кр}<W_{\Pi}$

$$\begin{aligned} S_3(x_B) &= S_{\min 3} + W_{\Pi} - W_{xx}/k_{кр} + (k_{кр}-2)fL\rho_{\max}/4k_{кр} - (k_{кр}+2)f\rho(L-x_B)/4k_{кр} + f\rho x_B(L- \\ &- x_B)/4L = S_{\min 3} + W_{\Pi} - W_{xx}/k_{кр} + (k_{кр}-2)fL\rho_{\max}/4k_{кр} + f\rho(L-x_B)[(x_B/L - (k_{кр}+2)/k_{кр})/4]. \end{aligned} \quad (2.33)$$

После усреднения по x_B :

– в случае $W_{\max}/k_{кр}>W_{\Pi}$

$$S_{3cp} = S_{\min 3} + (k_{кр}+2)fL\rho_{\max}/4k_{кр} - 0,5fL[(k_{кр}+2)/4k_{кр} - 1/12] \rho; \quad (2.34)$$

– в случае $W_{\max}/k_{кр}<W_{\Pi}$

$$S_{3cp} = S_{\min 3} + W_{\Pi} - W_{xx}/k_{кр} + fL\rho_{\max}(k_{кр}-2)/4k_{кр} - f\rho L(k_{кр}+3)/12k_{кр}. \quad (2.35)$$

По аналогии с выражениями (2.28) получим средние усилия в точках 1-4:

$$S_{1\text{ ср}}=S_{3\text{ ср}}+W_{\text{ср}}/k_{\text{кр}}-W_{\text{п}}; S_{2\text{ ср}}=S_{3\text{ ср}}+W_{\text{ср}}/k_{\text{кр}}; S_{4\text{ ср}}=S_{3\text{ ср}}+W_{\text{ср}}-W_{\text{п}}. \quad (2.36)$$

Суммируя средние усилия в точках 1-4, с учетом выражений (2.34), (2.35) и (2.23) получим сумму:

$$S_{\Sigma\text{нр}} = \begin{cases} 4S_{\text{min } 3} - 2W_{\text{п}} + (k_{\text{кр}} + 2)(W_{\text{xx}} + fL\rho_{\text{max}}) / k_{\text{кр}} + fL\rho / 6, & \text{если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} > W_{\text{п}}; \\ 4S_{\text{min } 3} + 2W_{\text{п}} + (k_{\text{кр}} - 2)(W_{\text{xx}} + fL\rho_{\text{max}}) / k_{\text{кр}} + fL\rho / 6, & \text{если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} \leq W_{\text{п}}. \end{cases} \quad (2.37)$$

При регулировании натяжение ГО в точке с наименьшим натяжением поддерживается на уровне $S_{\text{min } 3}$.

При этом среднее значение усилия в точке 3

$$S_{3\text{ ср}} = S_{\text{min } 3}, \text{ если } W_{\text{xx}}/k_{\text{кр}} \geq W_{\text{п}}; \quad (2.38)$$

$$S_{3\text{ ср}} = x_{\text{в.п}} S_{\text{min } 3} / L + (L - x_{\text{в.п}})(S_{\text{min } 3} + W_{\text{п}} - W'_{\text{ср}} / k_{\text{кр}}) / L, \text{ если } W_{\text{xx}}/k_{\text{кр}} < W_{\text{п}} \text{ и } W_{\text{max}}/k_{\text{кр}} > W_{\text{п}}; \quad (2.39)$$

$$S_{3\text{ ср}} = S_{\text{min } 3} + W_{\text{п}} - W'_{\text{ср}} / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}}/k_{\text{кр}} \leq W_{\text{п}}, \quad (3.40)$$

где $W'_{\text{ср}}$ – среднее значение $W(x_{\text{в}})$ в области $[x_{\text{в.п}}, L]$,

$$W'_{\text{ср}} = \int_{x_{\text{в.п}}}^L \frac{1}{L - x_{\text{в.п}}} [W_{\text{xx}} + f\rho(L - x_{\text{в}})] dx_{\text{в}} = W_{\text{xx}} + f\rho(L - x_{\text{в.п}}) / 2. \quad (2.41)$$

В выражении (2.39) $x_{\text{в.п}}/L$ и $(L - x_{\text{в.п}})/L$ – вероятности образования наименьшего натяжения в точках 3 и 1, соответственно.

После подстановки $x_{\text{в.п}}$ из выражения (2.8) в выражение (2.41) получим

$$W'_{\text{ср}} = (W_{\text{х.х}} + k_{\text{кр}} W_{\text{п}}) / 2. \quad (2.42)$$

Выражения (2.38), (2.39) и (2.40) с учетом (2.42) представляются в виде:

$$S_{3 \text{ ср}} = S_{\text{min } 3}, \text{ если } W_{\text{хх}} / k_{\text{кр}} \geq W_{\text{п}}; \quad (2.43)$$

$$S_{3 \text{ ср}} = S_{\text{min } 3} + \rho^{-1} A^2 / 4Bk_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{хх}} / k_{\text{кр}} < W_{\text{п}} \text{ и } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} > W_{\text{п}}; \quad (2.44)$$

$$S_{3 \text{ ср}} = S_{\text{min } 3} - A / k_{\text{кр}} - \rho B / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} < W_{\text{п}}, \quad (2.45)$$

где $A = W_{\text{хх}} - k_{\text{кр}} W_{\text{п}}$, $B = fL/2$.

Подставляя в формулы (2.36) величину $S_{3 \text{ ср}}$, определяемую из выражений (2.43), (2.44), (2.45), и суммируя средние значения усилий в точках 1, 2, 3, 4, получим

$$S_{\Sigma \text{ ср}} = \begin{cases} 4S_{\text{min } 3} + W_{\text{хх}} + 2A / k_{\text{кр}} + \rho B(k_{\text{кр}} + 2) / k_{\text{кр}}, & \text{если } W_{\text{хх}} / k_{\text{кр}} \geq W_{\text{п}}; \\ 4S_{\text{min } 3} + W_{\text{хх}} + 2A / k_{\text{кр}} + \rho B(k_{\text{кр}} + 2) / k_{\text{кр}} + \rho^{-1} A^2 / Bk_{\text{кр}}, & \text{если } W_{\text{хх}} / k_{\text{кр}} < W_{\text{п}} \\ \text{и } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} > W_{\text{п}}; \\ 4S_{\text{min } 3} + W_{\text{хх}} - 2A / k_{\text{кр}} + \rho B(k_{\text{кр}} - 2) / k_{\text{кр}}, & \text{если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} \leq W_{\text{п}}. \end{cases} \quad (2.46)$$

Методика расчета статических натяжений ТО от способов управления натяжением и параметров поступающего на конвейер грузопотока служит для определения критериев эффективности регулирования натяжения.

2.3 Оценка эффективности управления натяжением по фактору износной долговечности ТО

Анализ влияния первоначального натяжения в сочетании с другими факторами на техническое состояние ТО отражен на рисунке 1.1. Повышение эффек-

тивности конвейера может быть достигнуто путем регулирования натяжения, например, посредством автоматических гидравлических натяжных устройств, на что указывается в разделах 1 и 5. Вместе с тем недостаточная обоснованность критериев эффективности регулирования натяжения при различных компоновках привода, законах регулирования натяжения и условиях эксплуатации является фактором, сдерживающим применение ГНУ в качестве автоматического устройства.

После подстановки выражений (2.24) и (2.27) в формулу (2.4) получим критерий эффективности регулирования натяжения в конвейере с одним приводом в виде функции от ρ :

$$K_{\tau} = \frac{c_{0\text{нр}} + c_{1\text{нр}}\rho}{c_{0\text{р}} + c_{1\text{р}}\rho}, \quad (2.47)$$

где $c_{0\text{р(нр)}}$, $c_{1\text{р(нр)}}$ – коэффициенты, учитывающие способ натяжения ТО, характеристики конвейеров и условия эксплуатации:

– если $W_{\text{п}} > 0$, то

$$c_{0\text{нр}} = 4S_{\text{минз}} + W_{\text{хх}} + 2W_{\text{п}} + fL\rho_{\text{max}}; \quad c_{1\text{нр}} = fL/6; \quad c_{0\text{р}} = 4S_{\text{минз}} + W_{\text{хх}} + 2W_{\text{п}}; \quad c_{1\text{р}} = fL/2;$$

– если $W_{\text{п}} < 0$, то

$$c_{0\text{нр}} = 4S_{\text{минз}} + W_{\text{хх}} - 2W_{\text{п}} + fL\rho_{\text{max}}; \quad c_{1\text{нр}} = fL/6; \quad c_{0\text{р}} = 4S_{\text{минз}} + W_{\text{хх}} - 2W_{\text{п}}; \quad c_{1\text{р}} = fL/2.$$

Для двухприводных конвейеров после подстановки $S_{\Sigma\text{нр}}$ и $S_{\Sigma\text{р}}$ из выражений (2.37) и (2.46) в формулу (2.4)

$$K_{\tau} = \frac{d_{0\text{нр}} + d_{1\text{нр}}\rho}{d_{0\text{р}} + d_{1\text{р}}\rho + d\rho^{-1}}, \quad (2.48)$$

где $d_{0\text{р(нр)}}$, $d_{1\text{р(нр)}}$, d – коэффициенты, учитывающие способ натяжения ТО, характеристики конвейеров, распределение нагрузки между приводными станциями и условия эксплуатации,

$$d_{0\text{нр}} = 4S_{\text{минз}} - 2W_{\text{п}} + (k_{\text{кр}} + 2)(W_{\text{xx}} + fL\rho_{\text{max}}) / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} > W_{\text{п}};$$

$$d_{0\text{нр}} = 4S_{\text{минз}} + 2W_{\text{п}} + (k_{\text{кр}} - 2)(W_{\text{xx}} + fL\rho_{\text{max}}) / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} < W_{\text{п}};$$

$$d_{1\text{нр}} = fL/6; d_{0\text{р}} = 4S_{\text{минз}} + W_{\text{xx}} + 2A / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} > W_{\text{п}};$$

$$d_{0\text{р}} = 4S_{\text{минз}} + W_{\text{xx}} - 2A / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} \leq W_{\text{п}};$$

$$d_{1\text{р}} = B(k_{\text{кр}} + 2) / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} > W_{\text{п}};$$

$$d_{1\text{р}} = B(k_{\text{кр}} - 2) / k_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} \leq W_{\text{п}};$$

$$d = A^2 / Bk_{\text{кр}}, \text{ если } W_{\text{xx}} / k_{\text{кр}} < W_{\text{п}} \text{ и } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} > W_{\text{п}};$$

$$d = 0, \text{ если } W_{\text{xx}} / k_{\text{кр}} \geq W_{\text{п}} \text{ или } W_{\text{max}} / k_{\text{кр}} \leq W_{\text{п}}.$$

Таким образом, получено первое научное положение.

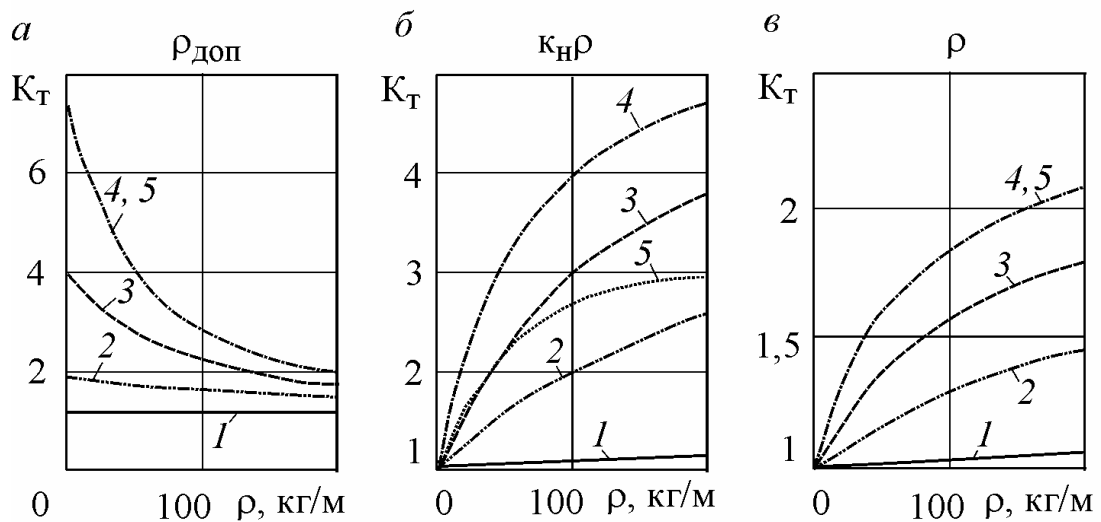
Критерий эффективности регулирования натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров (поддержания наименьшего в тяговом контуре натяжения на заданном уровне) по фактору износной долговечности шарниров цепей, определяемый с учетом переменного характера загрузки конвейера, представляется для одноприводных конвейеров в виде отношения линейных функций от погонной массы груза, а для двухприводных конвейеров, в общем случае, – в виде отношения линейной функции к сумме линейной и обратно-пропорциональной функций от погонной массы груза, причем вид коэффициентов в данных функциях определяется способом натяжения, характеристиками конвейера, распределением нагрузки между приводами и условиями эксплуатации.

В качестве примера рассчитываются значения K_{T} и абсолютные значения ресурса ТО для распространенного в Донбассе конвейера СП250. Принимаются следующие соответствующие типичным условиям эксплуатации исходные данные: $L=200$ м; $\rho=0\dots 180$ кг/м; погонная масса груза $\rho_{\text{доп}}=180$ кг/м; погонная масса ТО $\rho_0=20,6$ кг/м; $w_0=0,4$ [21]; $w=0,6$ [21]; $S_{\text{минз}}=3000$ Н. Угол β варьируется в пределах от -30 до 35° , что отвечает области применения очистных комплексов; $v=0,8$ м/с; $t_{\text{ц}}=64$ мм; $\Delta=0,05$ [3]; $\delta_{\text{ц}}=5,77 \cdot 10^{-8}$ мм/кН·град·оборот [5]; $\alpha=20^\circ$; нормативный ресурс конвейера СП250 $R_{\text{н}}$, определяемый предельным износом среднего

листа рештаков, составляет 1,5 млн. т угля. Отметим, что в исследуемом диапазоне углов $W_r > 0$, следовательно, $W_{max} > W_{xx}$ при всех значениях β , $W_p < 0$ при значениях β , меньших угла равновесия, который при $w_0 = 0,4$ равен 21° .

Ресурс ТО конвейера с одной приводной станцией.

Если принимается $\rho_{max} = \rho_{доп}$, то по мере роста значений ρ и уменьшения угла β критерий K_T убывает (см. формулу (2.47), причем наиболее интенсивно в области малых значений ρ (рисунок 2.3, а). При $\rho = \rho_{доп}$ критерий K_T становится наименьшим и, в зависимости от угла β , находится в пределах от 1,04 до 2.



1 – $\beta = -30^\circ$; 2 – $\beta = -18^\circ$; 3 – $\beta = 0$; 4 – $\beta = 18^\circ$; 5 – $\beta = 30^\circ$; $k_n = 1,5$

Рисунок 2.3. Зависимости критерия повышения ресурса K_T от погонной массы груза ρ и угла установки β конвейера с одним приводом

В исследуемом диапазоне значений β критерий K_T принимает значения от 1 (при $\beta = -30^\circ$) до 7,4 (при $\beta = 35^\circ$ и ρ , стремящемся к нулю). Резкое увеличение K_T в области малых значений ρ указывает не столько на преимущества регулирования, сколько на неоправданное при отсутствии информации о реальном грузопотоке чрезмерное первоначальное натяжение ТО в случае нерегулируемого натяжения.

При поступлении более полной информации о забойном грузопотоке можно полагать $\rho_{max} = \rho$ или $\rho_{max} = k_n \rho$, что минимизирует нерегулируемое натяжение ТО. При этом критерий K_T по мере увеличения ρ возрастает, причем преимущества ре-

гулирования наиболее заметны в области значений ρ , приближающихся к $\rho_{\text{доп}}$. Если принимается $\rho_{\text{max}}=k_{\text{нр}}$ (рисунок 2.3, б), но не более $\rho_{\text{доп}}$, то при $k_{\text{н}}$, равном 1,5, максимальные значения K_{T} (при $\rho=108$ кг/м, $\rho_{\text{max}}=\rho_{\text{доп}}$) находятся в пределах от 1,1 ($\beta = -30^\circ$) до 4,2 ($\beta = 18^\circ$). Если же принимается $\rho_{\text{max}}=\rho$ (рисунок. 2.3, в), то в пределах от 1,1 ($\beta = -30^\circ$) до 2 ($\beta = 35^\circ$).

Итак, при наличии статистической информации о грузопотоке преимущества регулирования тем ощутимее, чем больше ρ и β .

Рассчитанные по формулам (2.24) и (2.27) значения $S_{\Sigma\text{нр}(\rho)}$, а также соответствующие им средние значения ресурсов $R_{\text{н}}$ и $T_{\text{н}}$, полученные при значениях β , равных -30 , 0 и 35° , и значениях ρ , равных 50 и 100 кг/м, приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Ресурс цепей конвейера СП250 при износе по шагу

Число приводных станций	Способ натяжения ТО	Значение ρ_{max}	Натяжения ТО $S_{\Sigma\rho}$, $S_{\Sigma\text{нр}}$, кН, ресурсы $R_{\text{н}}$ млн. т и $T_{\text{н}}$, тыс. ч.																	
			$\rho=50$ кг/м									$\rho=100$ кг/м								
			$\beta=-30^\circ$			$\beta=0$			$\beta=35^\circ$			$\beta=-30^\circ$			$\beta=0$			$\beta=35^\circ$		
			S_{Σ}	$R_{\text{н}}$	$T_{\text{н}}$	S_{Σ}	$R_{\text{н}}$	$T_{\text{н}}$	S_{Σ}	$R_{\text{н}}$	$T_{\text{н}}$	S_{Σ}	$R_{\text{н}}$	$T_{\text{н}}$	S_{Σ}	$R_{\text{н}}$	$T_{\text{н}}$	S_{Σ}	$R_{\text{н}}$	$T_{\text{н}}$
1	нр	$\rho_{\text{доп}}$	116	0,48	3,3	293	0,19	1,31	442	0,125	0,87	117	0,95	3,29	309	0,36	1,25	470	0,24	0,32
		1,5 ρ	111	0,5	3,47	177	0,31	2,17	193	0,29	1,99	116	0,95	3,32	273	0,41	1,41	302	0,37	1,27
	р	–	109	0,51	3,53	109	0,51	3,53	109	0,51	3,53	111	1	3,45	136	0,81	2,83	163	0,68	2,36
2, $k_{\text{кр}}=2$	нр	$\rho_{\text{доп}}$	82	0,68	4,7	487	0,114	0,79	855	0,06	0,45	82	1,35	4,75	496	0,224	0,78	873	0,127	0,44
		1,5 ρ	82	0,68	4,7	235	0,236	1,64	416	0,13	0,93	81	1,35	4,75	415	0,27	0,93	747	0,148	0,52
	р	–	81	0,68	4,7	105	0,528	3,67	190	0,29	2,03	81	1,35	4,75	165	0,672	2,33	295	0,376	1,3

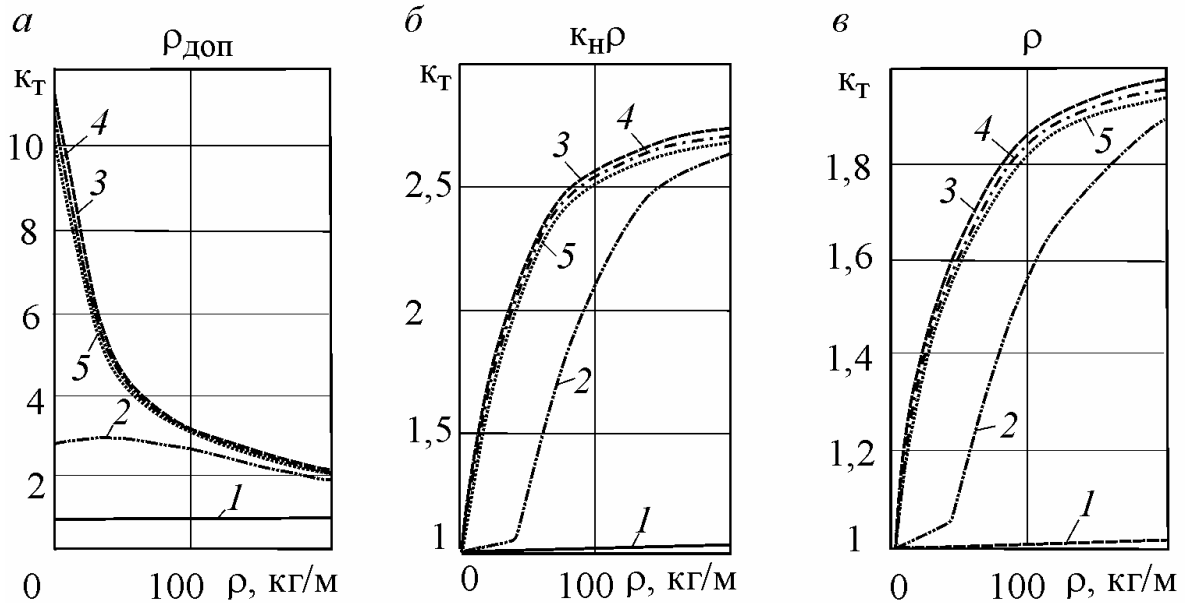
Ресурс ТО конвейера с двумя приводными станциями

Графики полученных при $k_{\text{кр}}=2$ зависимостей $K_{\text{T}}(\rho, \beta)$ представлены на рисунок 2.4.

В основном, сохраняются те же тенденции, что и в случае конвейера с одним приводом. Особенности заключаются в следующем.

При регулировании натяжения в случае выполнения условия $W_{\text{max}}/k_{\text{кр}} < W_{\text{п}}$, что возможно при углах, меньших -21° , существует некоторая область, в которой величина $S_{\Sigma\rho}$ при $k_{\text{кр}}=2$ не зависит от ρ (см. формулу (2.48)), а K_{T} линейно возрастает.

тает до 1,05 (рис. 2.4, а). Вне этой области в зависимости от темпов нарастания $S_{\Sigma p}$ и $S_{\Sigma_{нр}}$ величина K_T в случае $\rho_{\max}=\rho_{\text{доп}}$ убывает от 10 до 2. В случаях $\rho_{\max}=k_{нр}\rho$ и $\rho_{\max}=\rho$ наблюдается нелинейный рост K_T от 1, соответственно, до 2,6 (при $\rho=108$ кг/м) и до 2.



1 – $\beta = -30^\circ$; 2 – $\beta = -18^\circ$; 3 – $\beta = 0$; 4 – $\beta = 18^\circ$; 5 – $\beta = 30^\circ$

Рисунок 2.4. Зависимости критерия повышения ресурса K_T от погонной массы ρ и угла установки β двухприводного конвейера при $k_{кр}=2$

Расчетные значения величин $S_{\Sigma_{нр}(\rho)}$, полученные по формулам (2.37) и (2.46), $R_{и}$ и $T_{и}$ также приведены в табл. 2.2.

Из анализа $R_{и}$ видно, что по мере уменьшения ρ , несмотря на снижение нагрузок, ресурс $R_{и}$ также уменьшается. Здесь нет парадокса, реально износ шарниров имеет место даже в режиме холостого хода ($\rho=0$). При значениях ρ , стремящихся к нулю, число оборотов до полного износа шарниров $n_{и}$ (ресурс по числу оборотов) и ресурс в часах $T_{и}$, как видно из формул (2.1) и (2.3), возрастают, так как снижаются натяжения $S_{\Sigma_{нр}(\rho)}$. При $\rho=0$ имеют место наибольшие значения $n_{и}$ и $T_{и}$. Что же касается ресурса $R_{и}$, то он по мере уменьшения ρ и, соответственно, количества груза на конвейере, как видно из формулы (2.2), будет уменьшаться, а

при ρ , равном нулю (величины $S_{\Sigma_{\text{нр}}(\rho)}$ принимают некоторые значения, соответствующие режиму холостого хода), также будет равен нулю.

При $\beta = -30^\circ$ регулирование натяжения не оказывает заметного влияния на уровень натяжений и не приводит к повышению ресурса. По мере увеличения β во всех случаях наблюдается снижение ресурса $R_{\text{и}}$. При этом влияние и эффективность регулирования существенно возрастают. Например, при транспортировании груза вниз ($\beta \leq 0$), что отвечает современной технологии добычи угля, в течение нормативного срока службы конвейера с нерегулируемым, натяжением в зависимости от условий эксплуатации производится до 5-ти замен изношенных цепей. Регулирование натяжения позволяет уменьшить число замен вдвое.

Графики зависимостей средних натяжений и критериев повышения ресурса ТО приведены в ПРИЛОЖЕНИИ А.

2.4 Разработка метода расчета и определение затрат энергии в зависимости от уровня натяжения ТО и способа управления натяжением

Авторы работы [28] в результате теоретических и экспериментальных исследований скребковых конвейеров приходят к выводу о существенном влиянии первоначального натяжения ТО на затраты энергии при движении ТО. Вместе с тем, решаемая ими задача имеет частный характер, так как принимался конвейер с одним приводом, натяжение в сбегавшей с головного привода ветви ТО неизменно предполагалось равным нулю, что несовместимо с исследованиями влияния натяжения. При определении натяжений применялась типовая методика расчета [21], в основу которой положены нормативные интегральные коэффициенты сопротивления движению тягового органа (ТО), устанавливаемые расчетным путем на основании экспериментальных данных в предположении о равномерном и линейном характере распределения сопротивлений движению вдоль става. Очевид-

но, что достаточная точность тягового расчета обеспечивается только для условий эксплуатации, близких к условиям эксперимента, на основании которого определялись коэффициенты сопротивления движению.

Не учитывается в явном виде влияние на сопротивление движению таких важных факторов, как зазор между цепями и направляющими рештаков, угол взаимного отклонения рештаков в вертикальной плоскости, длина рештаков, сложный профиль трассы, который определяет число изломов рештачного става, возникающих при взаимном отклонении рештаков, степень загрузки конвейера и первоначальное натяжение ТО.

Таким образом, типовая методика не позволяет в полной мере определить влияние натяжения ТО и конструктивных параметров конвейерного става на уровень потребляемой конвейером энергии, что необходимо как для обоснования самих параметров, так и для выбора приводных двигателей, способа и средств натяжения ТО, так как она не предназначена для решения подобных задач.

Более приемлемой является, на наш взгляд, дифференциальная методика тягового расчета, предложенная Б.Я. и И.Я. Стажевскими [22] (в дальнейшем – методика Стажевских), которая получила развитие в работе [23]. В основу методики положен факт провисания цепей, которые представляются в виде однородной тяжелой гибкой нити, на вогнутых участках пилообразного в профиле рештачного става. Методика включает ряд аналитических зависимостей для определения локальных сопротивлений движению ТО на отдельных участках става в зависимости от его конструктивных параметров и натяжения цепи. Вместе с тем, как показывает практика, вычислительные возможности и область применения методики Стажевских являются весьма ограниченными. Это связано с рядом принятых допущений, например: рассматривается только горизонтальный одноприводной конвейер с двумя разнесенными цепями, став загружен равномерно по всей длине, что не характерно для забойных конвейеров. Методика не может быть распространена на конвейер с двумя приводными станциями, поскольку в этом случае для определения натяжения в начальной точке тягового контура необходимо

знать суммарное тяговое усилие, которое до начала расчета не известно. Однако и в более простых случаях методика, созданная в 60-х годах прошлого века и ориентированная на решение поставленных задач аналитическими методами, оказалась из-за своей сложности и громоздкости расчетных зависимостей практически недоступной для инженерного применения.

В работе [22] исследовалось влияние конструктивных и эксплуатационных параметров конвейера на потребление энергии при движении ТО по изогнутому, пилообразному в профиле ставу, что отвечает наиболее тяжелым реальным условиям эксплуатации, с учетом провисания цепей, представленных в виде тяжелой гибкой нити, на вогнутых участках рештачного става. Принятый в работе подход является, безусловно, наиболее приемлемым, так как учитывает закономерности формирования дополнительных локальных сопротивлений движению ТО на выпуклых стыках рештаков в зависимости от его натяжения. Поэтому попутно установлено, хотя и в очень узком диапазоне значений, влияние натяжения на уровень потребляемой приводом мощности. Вместе с тем, для простоты вычислений принимается ряд допущений существенно ограничивающих область ее применения: так же, как и в работе [28], исследовался только горизонтальный одноприводной конвейер, цепное уравнение [46], описывающее траекторию провисающих цепей, заменено квадратичной зависимостью и т.д. Теория не может быть распространена на конвейер с двумя приводными станциями, поскольку до начала расчета не известно суммарное сопротивление движению ТО. Сложный и громоздкий алгоритм вычислений, основывающийся на аналитических зависимостях, при получении которых принимался ряд существенных упрощений, затрудняет практическое применение методики. Таким образом, теория, приведенная в работах [22, 23], нуждается в уточнении и дальнейшем развитии для расширения области ее применения на многоприводные конвейеры с любым углом установки и исследования влияния уровня и способов натяжения на потребление энергии.

Задача настоящих исследований заключается в определении зависимостей потребляемой приводом конвейера мощности при его установившемся движении

по изогнутому в профиле ставу, т. е. с учетом провисания цепей, от уровня и способа натяжения.

В данном разделе рассматривается конвейер типа СП (две цепи, расположенные под бортами рештаков, ТО замыкается в вертикальной плоскости). В случае применения ТО с центральным расположением цепей задача существенно усложняется в связи с увеличением числа ограничений, накладываемых на ТО, поэтому конвейеры типа СПЦ в данной работе не рассматриваются.

Принятый метод математического моделирования статической системы «тяговый орган-рештачный став» (ТО-РС) основывается на основных принципах, изложенных в работе [22]. Вместе с тем предполагается применение компьютерных технологий вычисления, что позволяет отказаться от ряда допущений и упрощений, которые были необходимы для получения аналитических зависимостей, применяемых в работе [22]. Такой подход, кроме прочего, способствует повышению точности расчетов, а также коренным образом изменяет алгоритм вычислений.

При составлении методики оставлены следующие общепринятые допущения: конвейерный став прямолинеен в плане, сила тяги распределена равномерно между приводными блоками, сила натяжения ТО распределяется равномерно между цепями, ТО рассматривается как тяжелая гибкая однородная нить. Как и в методике Стажевских, принимается наиболее вероятный пилообразный профиль рештачного става при максимальном значении угла взаимного поворота рештаков α , который обеспечивается конструкцией замкового соединения рештаков. Таким образом, рассматривается наиболее тяжелый режим взаимодействия цепей с рештаками.

Расчет натяжений ТО на каждом участке конвейерного става, состоящем из двух соседних рештаков, которые образуют вогнутый излом, осуществляется методом обхода по контуру. Отсчет участков ведется от головной приводной станции в направлении

движения ТО до головной приводной станции (рисунок 2.5).

При расчетах рассматриваются только выпуклые изломы на границах участков, которым отвечают номера $i=0, 1, 2, \dots, n_{хв}, \dots, n_{max}$, где $n_{хв}$ – номер последнего излома на холостой (порожняковой) ветви,

n_{max} – номер последнего излома на грузовой ветви, $n_{max}=2n_{хв}$. Начальный выпуклый излом ($i=0$) отвечает стыку первого рештака с головной приводной станцией. В случае парного числа n_p рештаков $n_{хв}=n_p/2$, в случае же нечетного числа с учетом утюгов, которые предотвращают «всплывание» цепей на конечных станциях, $n_{хв}=(n_p-1)/2$. Номер излома, как видно, совпадает с номером соответствующего ему участка. Здесь, как и в подразделе 2.2, $\beta < 0$ при транспортировании груза вниз и $\beta > 0$ при транспортировании вверх.

Цепь изображается линией AB , при этом направляющие поверхности рештаков как бы «сдвигаются» на толщину цепи. Здесь: A и B – граничные точки контакта провисающего участка цепи с нижними направляющими; O – вершина цепной линии; δ – конструктивный зазор между цепью и ее верхней направляющей.

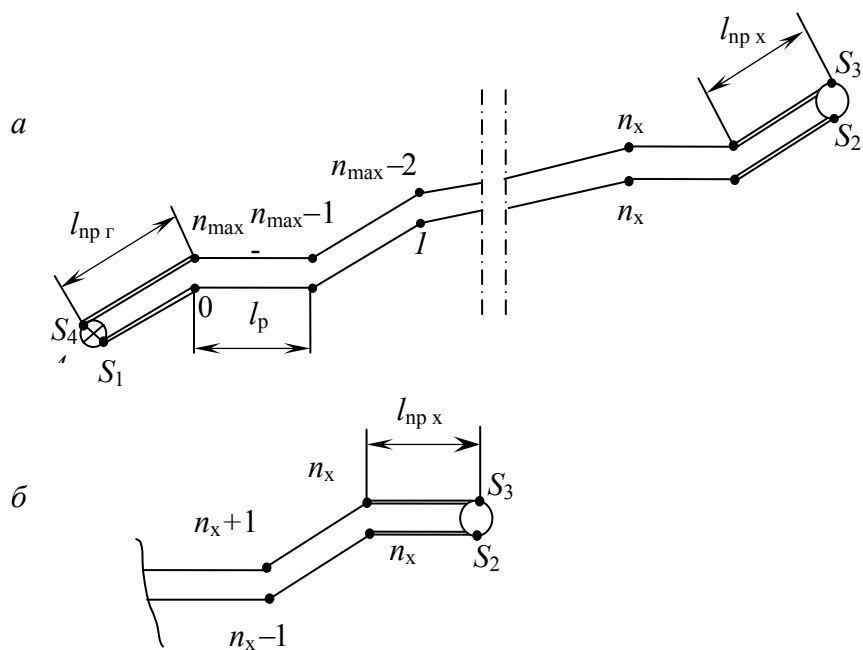


Рисунок 2.5. Порядок нумерации натяжений ТО в характерных точках контура и изломах

Траектория каждого участка AB цепи, провисающей между двумя соседними выпуклыми изломами, (рисунки 2.5 и 2.6) описывается известным уравнением цепной линии:

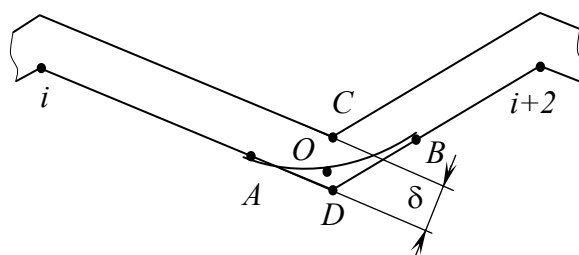


Рисунок 2.6. Траектория провисания участка цепи

$$U(x) = \frac{T_x}{g\rho_{\text{ц}}} \left[\text{ch}\left(\frac{g\rho_{\text{ц}}}{T_x} x\right) - 1 \right], \quad (2.49)$$

где x и U – абсциссы и ординаты точек цепной линии, начало координат (точка O) находится в вершине цепной линии, а ось x направлена горизонтально по ходу движения TO ; T_x – проекция на ось абсцисс силы натяжения цепи T , на участке провисания T_x – величина постоянная, $T_x = T(x) \cos(\arctg \dot{U}(x))$, $\dot{U}(x) = \text{ch}\left(\frac{g\rho_{\text{ц}}}{T_x} x\right)$ – первая производная от U ; $\rho_{\text{ц}}$ – приведенная погонная масса цепи, $\rho_{\text{ц}} = \rho_0/n_{\text{ц}}$; $n_{\text{ц}}$ – число цепей в TO

На каждом участке между соседними вершинами изломов углы $\alpha_{A\Gamma(\Pi)}$, $\alpha_{B\Gamma(\Pi)}$ наклона рештаков к горизонту определяются согласно рисунку 2.7, где индексы «Г» и «П» обозначают принадлежность изломов к грузовой или порожняковой ветвям. A и B – индексы рештаков, которым отвечают граничные точки A и B контакта рештаков с цепью.

В случае касания цепи рештаков в точках A и B (не в вершине излома) соответственно: $\arctg \dot{U}_B = \alpha_{B\Gamma(\Pi)}$, $\pi + \arctg \dot{U}_A = \alpha_{A\Gamma(\Pi)}$, где \dot{U}_A и \dot{U}_B – производные функции $U(x)$ (цепной линии) в точках A и B .

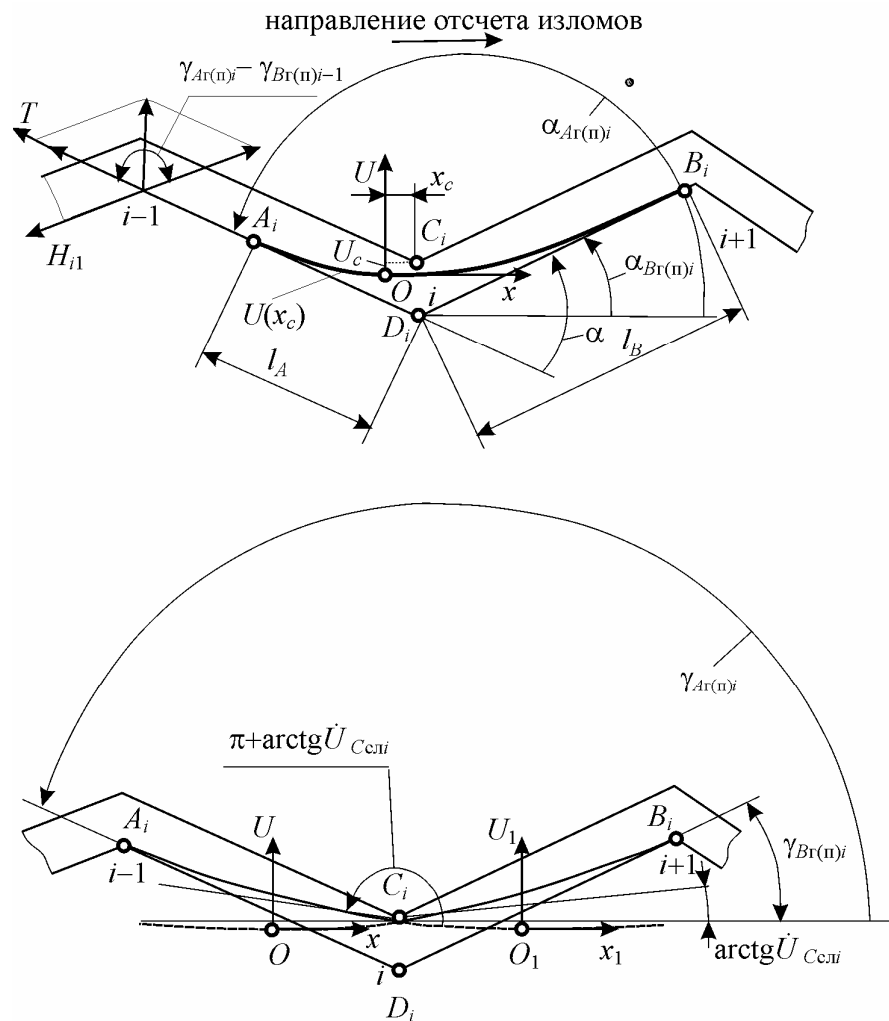


Рисунок 2.7. Система отсчета координат точек и углов
наклона касательных

Сопоставляя ординату U_C точки C – вершины вогнутого излома верхней направляющей с ординатой $U(x_C)$ точки цепной линии, которая отвечает абсциссе x_C точки C , а также положение точек A и B относительно вершин изломов, можно выделить две группы вариантов провисания цепи (рисунок 2.8). Если $U(x_C) < U_C$, имеют место варианты 1-4 (цепь не касается точки C), в противном случае – аналогичные варианты 5-8, которые отличаются тем, что цепь касается точки C , а каждый из провисающих участков цепи AC и CB образуют свою цепную линию.

Сопротивления движению груза на верхней ветви отнесены к вершинам изломов. Для их определения используется нормативный коэффициент сопротивления w [21]. Натяжение цепи H_i перед i -м выпуклым изломом в общем случае, как видно из геометрических построений, приведенных на рисунке 2.7, определяется по одной из формул:

для вариантов 1-4

$$H_i = \cos(\gamma_{A\Gamma(n)i}) \{ H_{i-1} [1 + 2w_{\text{ст}} \cos(\frac{\gamma_{A\Gamma(n)i} - \gamma_{B\Gamma(n)i-1}}{2})] + (l_P - l_{Ai}) f_{A\Gamma(n)} / n_{\text{ц}} \} / \cos \gamma_{B\Gamma(n)i} + (l_P - l_{Bi}) f_{B\Gamma(n)} / n_{\text{ц}} + 2k_2 l_P f \rho / n_{\text{ц}}; \quad (2.50)$$

– для вариантов 5-8

$$H_i = \cos(\arctg(\dot{U}_{\text{сп}i})) H_{Ci} [1 + 2w_{\text{ст}} \cos(\frac{\pi - \arctg(\dot{U}_{\text{сп}i}) + \arctg(\dot{U}_{\text{сл}i})}{2})] / \cos(\gamma_{Bi}) + (l_P - l_{Bi} / n_{\text{ц}}) f_{B\Gamma(n)} + k_2 l_P f \rho / n_{\text{ц}}, \quad (2.51)$$

где H_{Ci} – натяжение цепи на i -м участке непосредственно перед вогнутым изломом верхней направляющей (перед точкой C),

$$H_{Ci} = \cos(\gamma_{A\Gamma(n)i}) \{ H_{i-1} [1 + 2w_{\text{ст}} \cos(\frac{\gamma_{A\Gamma(n)i} - \gamma_{B\Gamma(n)i-1}}{2})] + (l_P - l_{Ai}) f_{A\Gamma(n)} / n_{\text{ц}} \} / \cos(\arctg(\dot{U}_{\text{сл}i})) + k_2 l_P f \rho / n_{\text{ц}}; \quad (2.52)$$

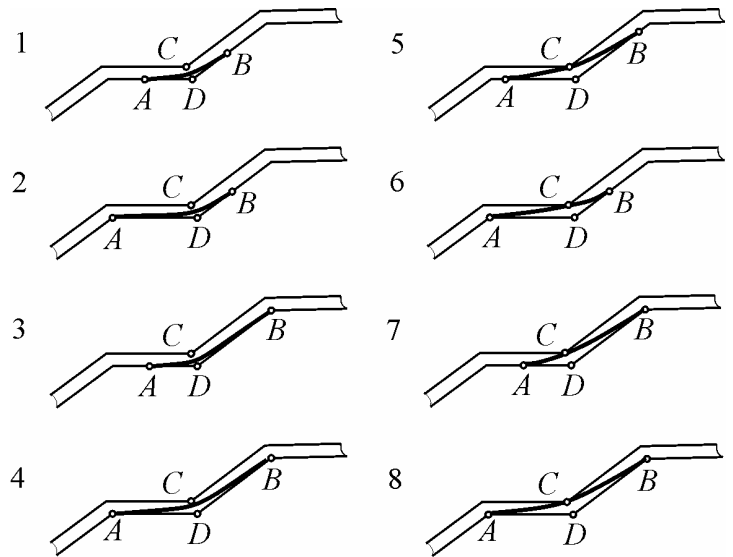


Рисунок 2.8. Варианты расположения цепи относительно изломов става

$\gamma_{A \Gamma(\Pi)i}$ и $\gamma_{B \Gamma(\Pi)i}$ – углы между осью x и касательными к цепной линии в точках A и B (выражения для $\gamma_{A \Gamma(\Pi)i}$ и $\gamma_{B \Gamma(\Pi)i}$ приведены в таблице 2.3); $w_{ст}$ – удельное сопротивление движению цепи по рештаку (в данном случае – коэффициент трения стали по стали в движении); l_p – длина рештака; l_{Ai} – длина участка рештака между точками A и D (D – точка вогнутого излома нижней направляющей); l_{Bi} – длина участка рештака между точками B и D ; k_2 – логический коэффициент, который равен нулю для порожнего участка и единице для нагруженного; $n_{ц}$ – число цепей в ТО; $f_{A \Gamma(\Pi)}$ и $f_{B \Gamma(\Pi)}$ – градиенты сопротивления движению ТО по рештакам в точках A и B ,

$$f_{A \Gamma(\Pi)} = g\rho_0(w_0 \cos \alpha_{A \Gamma(\Pi)} - \sin \alpha_{A \Gamma(\Pi)}) ,$$

$$f_{B \Gamma(\Pi)} = g\rho_0(w_0 \cos \alpha_{B \Gamma(\Pi)} + \sin \alpha_{B \Gamma(\Pi)}) ; \dot{U}_{сл i} \text{ и } \dot{U}_{сп i} - \text{производные функции } U(x)$$

перед точкой C (по ходу ТО) и после нее.

При расчете натяжений ТО сначала формируются исходные данные, в частности принимается способ натяжения ТО, задается число приводных станций и приводных блоков.

В первом приближении сопротивления движению ТО определяются по типовой методике [21], а усилие S_1 в точке сбегания ТО с головного привода для конвейера с одним приводом определяется по одной из формул (2.17), (2.18) (нерегулируемое натяжение) или по формулам (2.25), (2.26) (регулируемое натяжение). Аналогично для конвейера с двумя приводами в случае нерегулируемого натяжения S_1 определяется по формулам (2.28), (2.32), (2.33), а в случае регулируемого натяжения $S_1 = S_{\min 3}$, если $W/k_{кр} < W_{п}$, или $S_1 = S_{\min 3} + W/k_{кр} - W_{п}$, если $W/k_{кр} \geq W_{п}$. На каждом из последующих шагов расчета, до достижения заданной точности, – по тем же формулам, но после подстановки в них сопротивлений движению, полученных на предыдущем шаге.

Величины l_{Ai} , l_{Bi} , \dot{U}_{Ai} , \dot{U}_{Bi} , $\dot{U}_{сл i}$, $\dot{U}_{сп i}$, T , T_x , которые входят в формулы (2.50) - (2.52), а также координаты точек A , B , C и D определяются в результате решения в случае вариантов 1-4 одной соответствующей системы алгебраических уравнений, а в случае вариантов 5-8 – двух (по числу цепных линий) систем урав-

нений. Каждая система уравнений включает соотношения геометрических параметров элементов участка, а также зависимости, которые определяют цепную линию и натяжение цепи. При этом осуществляется контроль выполнения логических условий (см. табл. 2.3), которые определяют положение цепной линии относительно вершин изломов участка става и идентифицируют тот или иной вариант.

Сначала рассчитываются натяжения участка цепи, соответствующего первому излому. Для этого решается система алгебраических уравнений, соответствующая первому варианту (провисающий участок цепи касается поверхности обоих рештаков):

$$\left\{ \begin{array}{l} U_B = \frac{T_x}{g\rho_0} \left(\operatorname{ch} \frac{g\rho_0}{T} \cdot X_B - 1 \right); \\ X_D = (U_A - U_B + X_B \operatorname{tg} \alpha_B - X_A \operatorname{tg} \alpha_A) / (\operatorname{tg} \alpha_B - \operatorname{tg} \alpha_A); \\ T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\alpha_A - \alpha_{B_n}}{2} \right) + (l_P - l_A) \cdot f_A; \\ T_x = -T \cos(\alpha_A); \\ X_A = \frac{T_x}{g\rho_0} \operatorname{arsh}(\operatorname{tg} \alpha_A); \\ X_B = \frac{T_x}{g\rho_0} \operatorname{arsh}(\operatorname{tg} \alpha_B); \\ U_A = \frac{T_x}{g\rho_0} \left(\operatorname{ch} \frac{g\rho_0}{T_x} \cdot X_A - 1 \right). \end{array} \right. \quad (2.53)$$

Если в результате решения данной системы не выполняются соответствующие логические условия, то рассматривается второй вариант и т.д.

Второму варианту соответствует система уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 X_A = X_B - \Delta X; \\
 U_A = \frac{T_X}{g\rho_0} \left(\operatorname{ch} \frac{g\rho_0}{T_X} X_A - 1 \right); \\
 X_B = \frac{T_X}{g\rho_0} \operatorname{arsh}(\operatorname{tg} \alpha_B); \\
 U_B = \frac{T_X}{g\rho_0} \left(\operatorname{ch} \frac{g\rho_0}{T_X} \cdot X_B - 1 \right); \\
 \Delta X = l_B \cos \alpha_B - l_P \cos \alpha_A; \\
 l_B = \frac{U_B - U_A + l_P \sin \alpha_A}{\sin \alpha_B}; \\
 T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\pi + \operatorname{arctg} \dot{U}_A - \alpha_{B_n}}{2} \right); \\
 \dot{U}_A = \operatorname{sh} \frac{g\rho_0}{T} \cdot X_A; \\
 T_X = T \cos(\operatorname{arctg} \dot{U}_A).
 \end{array} \right. \quad (2.54)$$

Третьему варианту соответствует система уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 X_A = \frac{T_X}{g\rho_0} \left[\operatorname{arch} \left(\frac{g\rho_0}{T_X} U_B + 1 \right) \right] - \Delta X; \\
 U_A = \frac{T_X}{g\rho_0} \left(\operatorname{ch} \frac{g\rho_0}{T_X} X_A - 1 \right); \\
 \dot{U}_A = \operatorname{sh} \frac{g\rho_0}{T} X_A; \\
 \Delta X = l_P (\cos \alpha_B - \cos \alpha_A); \\
 U_B = U_A + l_P (\sin \alpha_B - \sin \alpha_A); \\
 T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\pi + \operatorname{arctg} \dot{U}_A - \alpha_{B_n}}{2} \right); \\
 T_X = -T \cos(\operatorname{arctg} \dot{U}_A).
 \end{array} \right. \quad (2.55)$$

И, наконец, если после решения варианта 3 оказывается $l_B \leq l_p$, то необходимо перейти к решению системы уравнений, отвечающих варианту 4:

$$\left\{ \begin{array}{l} X_A = \frac{T_X}{g\rho_0} \operatorname{arsh}(\operatorname{tg} \alpha_A); \\ X_B = X_A + \Delta X; \\ U_B = \frac{T_X}{g\rho_0} \left[\operatorname{ch} \left(\frac{g\rho_0}{T_X} \cdot X_B \right) - 1 \right]; \\ \Delta X = l_p \cos \alpha_B - l_A \cos \alpha_A; \\ l_A = \frac{U_A + l_p \sin \alpha_B - U_B}{\sin \alpha_A}; \\ T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\alpha_A - \alpha_{B_n}}{2} \right) + (l_p - l_A) f_A; \\ T_X = -T \cos \alpha_A. \end{array} \right. \quad (2.56)$$

Пятому варианту отвечает система уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} X_A = \frac{T_X}{g\rho_0} \operatorname{arsh}(\operatorname{tg} \alpha_A); \\ X_D = X_A - l_A \cos \alpha_A; \\ X_C = X_D + \delta \cos \left(\frac{\alpha_A + \alpha_B}{2} \right); \\ l_A = l_p - (X_G - X_A) / \cos \alpha_A; \\ X_G = X_C + l_p \cos \alpha_A - \delta \cos \left(\frac{\alpha_A + \alpha_B}{2} \right); \\ T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\alpha_A - \alpha_{B_n}}{2} \right) + (l_p - l_A) f_A. \end{array} \right. \quad (2.57)$$

Шестому варианту:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 X_A = \frac{T_X}{g\rho_0} \operatorname{arsh} \left[\operatorname{arch} \left(\frac{g\rho_0}{T_X} U_C + 1 \right) \right] - \Delta X; \\
 \dot{U}_A = \operatorname{sh} \frac{g\rho_0}{T_X} X_A; \\
 X_C = X_D + \delta \cdot \cos \frac{\alpha_A + \alpha_B}{2} \\
 X_D = X_A - l_A \cos \alpha_A; \\
 \Delta X = X_C - X_A = \delta \left(\cos \frac{\alpha_A + \alpha_B}{2} \right) - l_P \cos \alpha_A; \\
 T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\pi + \operatorname{arctg} \dot{U}_A - \alpha_{B_n}}{2} \right); \\
 T_X = -T \cos(\operatorname{arctg} \dot{U}_A).
 \end{array} \right. \quad (2.58)$$

Седьмому варианту

$$\left\{ \begin{array}{l}
 X_B = \frac{T_X}{g\rho_0} \operatorname{arsh} \operatorname{tg} \alpha_B; \\
 X_C = X_D + \delta \cos \frac{\alpha_A + \alpha_B}{2}; \\
 X_D = X_B - l_B \cos \alpha_B; \\
 T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\pi - \operatorname{arctg} \dot{U}_{C_n} - \operatorname{arctg} \dot{U}_{C_n}}{2} \right); \\
 \dot{U}_{C_n} = \frac{T_X}{g\rho_0} \operatorname{ch} \frac{g\rho_0}{T} X_C; \\
 T_X = -T \cos(\operatorname{arctg} \dot{U}_{C_n}); \\
 l_B = l_P - (X_G - X_B) / \cos \alpha_B; \\
 X_G = X_C + l_P \cos \alpha_B - \delta \cos \frac{\alpha_A + \alpha_B}{2}.
 \end{array} \right. \quad (2.59)$$

Восьмому варианту:

$$\left\{ \begin{array}{l} X_B = X_C + l_p \cos \alpha_B - \delta \cos \frac{\alpha_A + \alpha_B}{2}; \\ U_B = \frac{T_X}{g\rho_0} \left(\operatorname{ch} \frac{g\rho_0}{T_X} X_B - 1 \right); \\ X_C = \frac{T_X}{g\rho_0} \left[\operatorname{arch} \left(\frac{g\rho_0}{T_X} U_C + 1 \right) \right]; \\ U_C = U_B + \delta \sin \frac{\alpha_A + \alpha_B}{2} - l_p \cos \alpha_B; \\ U_{C_n} = \operatorname{sh} \frac{g\rho_0}{T} X_C; \\ X_C = X_D + \delta \\ T = H \left(1 + 2\omega_0 \cos \frac{\pi - (\operatorname{arctg} \dot{U}_{C_n} - \operatorname{arctg} \gamma_{C_n})}{2} \right); \\ T_X = T \cos(\operatorname{arctg} \dot{U}_{C_n}). \end{array} \right. \quad (2.60)$$

После окончания расчетов для первого излома на основании полученных результатов формируются исходные данные для расчета натяжения на втором изломе. Затем производится расчет для 3-го излома и т.д.

В результате проведенного методом обхода по контуру конвейера расчета определяются усилия натяжения, сопротивления движению и потребляемая приводом мощность во втором приближении. Если окажется, что относительная погрешность вычисления мощности превышает принятое предельное значение, то расчет повторяется.

Разработанная методика тягового расчета позволяет производить расчет потребляемой приводом мощности для конвейера с изогнутым в профиле ставом в зависимости от уровня натяжения в случае применения жесткого или автоматического натяжного устройства.

Разработана программа на языке программирования Python.

Таблица 2.3. – Логические условия, идентифицирующие варианты расположения цепи относительно рештаков и соответствующие углы

$$\gamma_{A_{r(n)i}} \text{ И } \gamma_{B_{r(n)i}}$$

Вариант	$\gamma_{A_{r(n)i}}$	$\gamma_{B_{r(n)i}}$	Логические условия
1	$\alpha_{A_{r(n)i}}$	$\alpha_{B_{r(n)i}}$	$U_C > U(x_C); l_A < l_p; l_B < l_p$
2	$\pi + \arctg(\dot{U}_{Ai})$	$\alpha_{B_{r(n)i}}$	$U_C > U(x_C); l_A = l_p; l_B < l_p$
3	$\alpha_{A_{r(n)i}}$	$\arctg(\dot{U}_{Bi})$	$U_C > U(x_C); l_A < l_p; l_B = l_p$
4	$\pi + \arctg(\dot{U}_{Ai})$	$\arctg(\dot{U}_{Bi})$	$U_C > U(x_C); l_A = l_p; l_B = l_p$
5	$\alpha_{A_{r(n)i}}$	$\alpha_{B_{r(n)i}}$	$U_C = U(x_C); l_A < l_p; l_B < l_p$
6	$\pi + \arctg(\dot{U}_{Ai})$	$\alpha_{B_{r(n)i}}$	$U_C = U(x_C); l_A = l_p; l_B < l_p$
7	$\alpha_{A_{r(n)i}}$	$\arctg(\dot{U}_{Bi})$	$U_C = U(x_C); l_A < l_p; l_B = l_p$
8	$\pi + \arctg(\dot{U}_{Ai})$	$\arctg(\dot{U}_{Bi})$	$U_C = U(x_C); l_A = l_p; l_B = l_p$

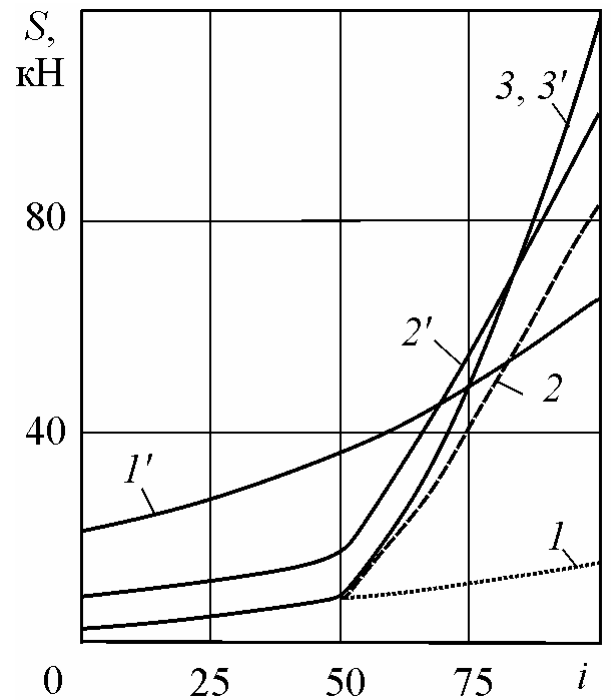
Моделирование, в качестве примера, проведено для одноприводного конвейера со следующими характеристиками: длина конвейера $L=150$ м; $\beta=0$; скорость конвейера $v=0,6$ м/с; $l_p=1,5$ м; $\alpha=1^\circ 30'$; $\rho_0=22$ кг/м; $\rho=0, 70, 115$ кг/м; зазор между цепью и направляющей $\delta=5 \cdot 10^{-3}$ м; коэффициент трения цепи и угля по рештакам, соответственно $w_{ст}=0,3$ та $w=0,5$; натяжение ТО в процессе его работы не регулируется.

Выбор конвейера с такими характеристиками обусловлен тем, что для него в работе [22] приведены расчетные данные, полученные по методике Стажевских. В частности, при натяжении ТО в первой точке тягового контура S_1 (см. рис. 2.5), равном 2 кН, и $\rho=70$ кг/м получено значение мощности на валу приводного электродвигателя 65,4 кВт, а после исключения потерь в приводе – 56,7 кВт.

В случае же компьютерного моделирования мощность, которая затрачивается на преодоление сопротивления движению ТО, составила 56 кВт. Таким образом, в обоих случаях получены практически одинаковые результаты, что косвенно подтверждает правильность расчетов.

Полученные для этого конвейера в результате моделирования диаграммы натяжений показаны на рисунке 2.9. При максимальной загрузке конвейера, то есть при погонной массе ρ , равной 115 кг/м, значение S_1 принималось равным $S_{\min 3}$, в данном случае $S_{\min 3}=2$ кН. При меньших значениях ρ с учетом положения пункта погрузки конвейера относительно приводов значение S_1 определялось расчетным путем, исходя из условий неизменности длины тягового контура.

Там же, на рисунке 2.9, приведены аналогичные диаграммы, полученные для этого же конвейера, но с регулируемым натяжением. Регулирование заключается в поддержании наименьшего вдоль тягового контура усилия натяжения ТО, в данном случае S_1 , на уровне $S_{\min 3}$. При максимальной загрузке става ($\rho=115$ кг/м, $x_b=0$) диаграммы натяжений в обоих случаях совпадают, потому, что $S_{1p}=S_{1np}=2$ кН. Для порожнего конвейера в случае регулирования значения S_{1p} в 4,5 раза меньше соответствующих значений, полученных в случае нерегулируемого натяжения. Это указывает на преимущества, с точки зрения нагрузок, регу-



$1, 2, 3$ – регулируемое натяжение;
 $1', 2', 3'$ – нерегулируемое натяжение;
 $1, 1' - \rho=0$; $2, 2' - \rho=70$ кг/м; $3, 3' - \rho=115$ кг/м

Рисунок 2.9. Диаграммы натяжения тягового органа забойного скребкового конвейера

лирования натяжения в реальных условиях переменной вдоль конвейера нагрузки става.

Полученные диаграммы натяжений имеют нелинейный характер, тем более заметный, чем больше S_1 и ρ , особенно на грузовой ветви конвейера. Это становится также очевидным из анализа формул (2.50) - (2.52), откуда, учитывая, что $H_0 = S_1/n_{ц}$, после некоторых преобразований можно получить:

$$\begin{aligned}
 H_1 &= k_1 S_1/n_{ц} + a_1; \\
 H_2 &= H_1 k_2 + a_2 = k_2 k_1 S_1/n_{ц} + a_1 k_2 + a_2; \\
 &\dots \\
 H_i &= H_{i-1} k_i + a_i = \frac{S_1}{n_{ц}} \prod_{l=1}^i k_l + \sum_{l=1}^{i-1} (a_l \prod_{m=l+1}^i k_m) + a_i,
 \end{aligned} \tag{2.61}$$

где k_i и a_i – коэффициенты при H_{i-1} и свободные члены, которые определяются из выражений (2.50) - (2.52) и соответствуют логике контакта цепи с рештками i -го участка става.

Мощность на приводном валу со звездочками:

$$N = v(S_4 - S_1). \tag{2.62}$$

С учетом формулы (2.61) выражение (2.62) можно представить в виде

$$N = v(n_{ц} H_0 - n_{ц} H_{n_{\max}}) = v S_1 \left(\prod_{l=1}^{n_{\max}} k_l - 1 \right) + \sum_{l=1}^{n_{\max}-1} (a_l \prod_{m=l+1}^{n_{\max}} k_m) + a_{n_{\max}} \tag{2.63}$$

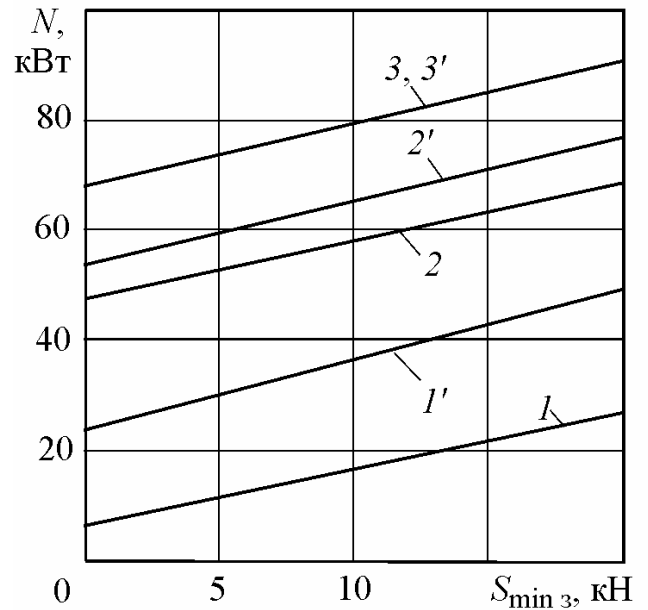
Расчетные зависимости потребляемой мощности N_p и N_{np} от ρ и $S_{min 3}$ приведены на рисунке 2.10. Значения $S_{min 3}$ варьировались в пределах от 0 до 20 кН. В случае регулируемого натяжения мощность по мере увеличения $S_{min 3}$ возрастает, например: при $\rho=115$ кг/м в 2,3, при $\rho=70$ кг/м в 3,12 и при $\rho=0$ в 10,46 раз.

Для порожнего конвейера N_p при $S_{min 3}$, равном 2 кН, в 3,6 раза меньше N_{np} , что указывает на целесообразность регулирования натяжения ТО также и с энергетической точки зрения.

Все зависимости $N(S_{min 3})$ (индексы «р» и «нр» опускаются), полученные как в случае регулируемого, так и нерегулируемого натяжений, при заданных значениях ρ практически линейные.

Поскольку в случае регулируемого натяжения величина S_1 принимает значение $S_{min 3}$, а в случае нерегулируемого натяжения определяется по формуле (2.17) или (2.18), то в любом случае она является линейной функцией от $S_{min 3}$. При этом, наблюдая линейный характер графических зависимостей $N(S_{min 3})$ (см. рис. 2.10), следует признать, что в случаях, которые рассматриваются, значения коэффициентов k_l и свободных членов a_l в формуле (2.63) мало зависят от натяжения.

Отсюда вытекает второе научное положение:



1, 2, 3 – регулируемое натяжение;

1', 2', 3' – нерегулируемое натяжение;

1, 1' – $\rho=0$; 2, 2' – $\rho=70$ кг/м;

3, 3' – $\rho=115$ кг/м

Рисунок 2.10. Зависимости мощности N от натяжения $S_{min 3}$

Мощность, затрачиваемая приводом скребкового конвейера типа СП (цепи расположены в направляющих става) на преодоление сопротивления движению тягового органа и груза по изогнутому в профиле решетчатому става, находится в линейной зависимости от заданного натяжения $S_{\min 3}$, которое при регулировании натяжения поддерживается в точке тягового контура с наименьшим натяжением цепей, а при нерегулируемом натяжении устанавливается в такой же точке при максимальной загрузке става.

Формула (2.63), хотя и дает общее представление о характере зависимости мощности от того или иного фактора, однако мало пригодна для практических расчетов, так как все ее составляющие содержат логические коэффициенты. Поэтому нагрузку целесообразно определять путем моделирования.

На таких же основаниях можно считать, что зависимости $N(\rho)$ и $N(x_b)$ также имеют линейный характер, поскольку ρ и x_b входят в состав некоторых величин a_i выражения (2.63), а в случае нерегулируемого натяжения в качестве коэффициентов и в полученные для S_1 выражения (2.17) – (2.18).

Все графики $N(S_{\min 3})$, полученные при разных значениях ρ , практически параллельны, что также видно из анализа формулы (2.63).

Учитывая изменения при перемещении очистной машины длины нагруженного участка конвейера от 0 до L и равномерный закон распределения вероятностей случайной величины X_b , можно, даже при поверхностном анализе зависимости (2.63) и полученных результатов моделирования, прийти к выводу, что регулирование натяжения в реальных условиях эксплуатации является мощным фактором снижения силовых загрузок и затрат энергии.

В рассмотренном случае, например, при $\rho=115$ кг/м и $S_{\min 3}=2$ кН можно ожидать снижения энергопотребления в среднем в 1,4 раза.

2.5 Выводы по разделу

1. В качестве критериев эффективности регулирования натяжения приняты: по фактору износа шарниров цепи – критерий повышения ресурса ТО, равный отношению износной долговечности в случае регулирования к износной долговечности в случае нерегулируемого натяжения; по фактору потребления энергии – отношение мощностей, затрачиваемых на перемещение тягового органа и груза, соответственно, в случае регулируемого и в случае нерегулируемого натяжения.

2. Для оценки эффективности регулирования натяжения по фактору износа шарниров цепи разработана методика тягового расчета конвейера, позволяющая, в отличие от типовой методики, учитывать изменчивость загрузки става при перемещении выемочной машины, число приводных станций, соотношение их мощностей и способ натяжения тягового органа.

3. Критерий эффективности регулирования натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров (поддержания наименьшего в тяговом контуре натяжения на заданном уровне) по фактору износной долговечности шарниров цепей, определяемый с учетом переменного характера загрузки конвейера, представляется для одноприводных конвейеров в виде отношения линейных функций от погонной массы груза, а для двухприводных конвейеров, в общем случае, – в виде отношения линейной функции к сумме линейной и обратно-пропорциональной функций от погонной массы груза, причем вид коэффициентов в данных функциях определяется способом натяжения, характеристиками конвейера, распределением нагрузки между приводами и условиями эксплуатации.

4. Регулирование натяжения является эффективным способом повышения долговечности тягового органа по фактору износа шарниров цепей. Для распространенного в Донбассе конвейера СП250 значения K_T , полученные для $\rho_{\max}=\rho$ и $\rho_{\max}=1,5\rho$, что отвечает реальным условиям эксплуатации, могут достигать значений, равных, соответственно, 2 и 4,2 (один привод), 2 и 2,6 (два привода, распределение тягового усилия в соотношении 1:1).

5. В течение нормативного срока службы конвейера СП250 при регулировании натяжения число замен цепей по фактору износа шарниров снижается вдвое.

6. Произведена корректировка методики тягового расчета, которая позволяет определять сопротивления движению тягового органа с учетом натяжения цепей, провисающих на вогнутых участках пилообразного в профиле става. Методика позволяет рассчитывать составляющую потребляемой приводом мощности, приходящуюся на перемещение тягового органа, в зависимости от способа регулирования и уровня натяжения ТО.

7. Мощность, затрачиваемая приводом скребкового конвейера типа СП (цепи расположены в направляющих става) на преодоление сопротивления движению тягового органа и груза по изогнутому в профиле рештачному ставу, находится в линейной зависимости от заданного натяжения $S_{\min 3}$, которое при регулируемом натяжении поддерживается в точке тягового контура с наименьшим натяжением цепей, а при нерегулируемом натяжении устанавливается в такой же точке при максимальной загрузке става. Мощность, потребляемая в типичных условиях эксплуатации приводом конвейера типа СП при $S_{\min 3}$, изменяющемся в пределах от 0 до 20 кН, в случае регулирования натяжения возрастает: при $\rho=115$ кг/м в 2,3, при $\rho=70$ кг/м в 3,12 и при $\rho=0$ в 10,46 раз.

8. Для порожнего конвейера типа СП при $S_{\min 3}=2$ кН мощность N_p в случае регулирования натяжения в 3,6 раза меньше аналогичной мощности N_{np} при отсутствии регулирования. Для максимально груженого конвейера ($\rho=115$ кг/м) оба способа натяжения равноценны. При равновероятном нахождении комбайна в любой точке конвейерного става при $\rho=115$ кг/м и $S_{\min 3}=2$ кН снижение потребления конвейером энергии, затрачиваемой на перемещение ТО и груза, в случае регулирования натяжения составляет в среднем 1,4, что указывает на целесообразность регулирования натяжения также и с энергетической точки зрения.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАЩИТНЫХ ФУНКЦИЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА КОНВЕЙЕРОВ ПРИ ЭКСТРЕННЫХ ПЕРЕГРУЗКАХ

3.1 Вступительные замечания

В соответствии с целью работы, третьей и четвертой научными задачами исследования в настоящем разделе проводится моделирование забойных скребковых конвейеров с гидродинамическими и электромеханическими приводами, оборудованными ГНУ, выполняющими защитные функции в режиме экстренных перегрузок, для обоснования эффективности и параметров защиты.

Разработке математических моделей конвейеров с гидродинамическим и электромеханическим приводами, посвящен п. 3.2. Расчетные схемы конвейеров представляется в виде сосредоточенных масс, соединенных упруго-вязкими связями (элементами Кельвина-Фойгта). Разработанные модели, отличаются от известных моделей тем, что в их состав органично включены частные модели ГНУ, выполняющих в соответствии с заданным алгоритмом защитные функции.

В подразделах 3.3 и 3.4 приводятся результаты исследования нагрузок в силовой системе одно- и двухприводных конвейеров с ГНУ, выполняющими защитные функции, в режиме экстренного заклинивания ТО. Установлены закономерности формирования нагрузок в силовой системе. Получило теоретическое подтверждение явление возникновения ударных нагрузок в конвейере с гидромуфтами на участке ТО, сбегаящем с приводных звездочек в момент отключения ЭД или срабатывания тепловой защиты ГМ (третье научное положение), выявлены причины их возникновения. Обоснованы типоразмеры гидроцилиндров и предохранительных клапанов, а также установлены рациональные значения параметров защиты. Доказана целесообразность и установлена область эффективного применения ГНУ в качестве средства оперативной защиты. Предусматривается срабатывание ГНУ по уровню давления в гидроцилиндрах с последующим отключени-

ем приводных ЭД. ГНУ во взаимодействии с основной защитой позволяют снизить нагрузки в ТО до приемлемого по условию прочности цепей уровня. Особенно незаменимым является ГНУ при высоких темпах нагружения, характерных для случаев заклинивания ТО вблизи привода.

Материалы раздела отражены в публикациях [47, 48, 49, 50], выполненных в соавторстве.

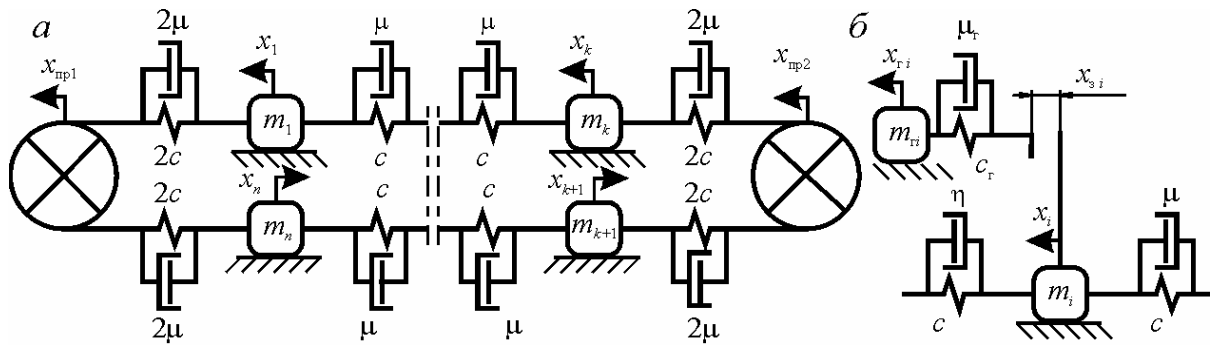
3.2 Математические модели конвейеров с ГНУ

Силовая система конвейера рассматривается как совокупность функционально-структурных элементов: ТО, привода и ГНУ. Рештачный став отнесен к внешней среде. Гомоморфные по отношению к реальным объектам моделирования расчетные схемы ТО, приводов и ГНУ (рисунки 3.1, 3.2 и 3.3) разработаны для конвейеров нового поколения [35, 70] в соответствии с основным принципом моделирования – разделения свойств моделируемого объекта.

Наибольшую сложность представляет моделирование протяженных ТО как систем с распределенными параметрами, имеющих бесконечное число степеней свободы. Обычно, для этих целей применяются аналитические методы [29, 19, 33, 53, 69], метод сеток [34], метод конечных элементов [51], метод прямой дискретизации [6, 18, 20, 52, 54, 68] или их комбинации. При разработке настоящей модели ТО принят имеющий простой физический смысл и апробированный метод прямой дискретизации.

При составлении модели конвейера принимаются следующие упрощения и допущения.

1. Расчетная схема ТО конвейера представляется в виде конечной последовательности инерционных элементов – сосредоточенных масс, соединенных элементами Кельвина-Фойгта (безынерционными упруго-вязкими связями) (рисунок 3.1).



a - груз и ТО двигаются вместе; *б* - груз и ТО могут двигаться вместе или отдельно

Рисунок 3.1. Расчетная схема ТО (*a*) и груза (*б*)

При моделировании ТО приняты обозначения: m_i , x_i и v_i – масса i -го элемента ТО, его перемещение и скорость, $i=1, 2, \dots, n$; $x_{пр1}$ и $x_{пр2}$ – перемещения ведущих сечений ТО на приводных звездочках головного (первого) и хвостового (второго) приводов; c и η – приведенные коэффициенты жесткости и вязкости связей, $c = nE/2L$, $\eta = n\mu/2L$; E и μ – соответственно коэффициенты продольной жесткости и вязкости ТО.

2. Коэффициенты вязкости μ , отражающие явления диссипации энергии в металле конструктивных элементов и в их сопряжениях (конструкционный гистерезис), устанавливаются на основании известных экспериментальных данных [6].

3. Модель привода конвейера представляется в виде многомассовой системы. Приведенные массы привода соединяются элементами Кельвина-Фойгта. На рисунках 3.2 и 3.3 приведены расчетные схемы гидродинамического и электро-механического приводов конвейера, при составлении которых принимались во внимание рекомендации, приведенные в работах [6, 20, 34, 52]. Приняты следующие обозначения: J_r и $\varphi_{r,j}$ – момент инерции и угловая координата r -й вращающейся массы j -го приводного блока, $j = 1, 2, \dots$; $r=1, 2, \dots$; c_r и μ_r – коэффициенты жесткости и вязкости r -й связи между вращающимися массами приводных блоков; $R_{ш(к)r}$ – радиус шестерни (с индексом «ш») и колеса (с индексом «к») r -й

передачи редуктора; η_r – коэффициент полезного действия r -й зубчатой передачи редуктора.

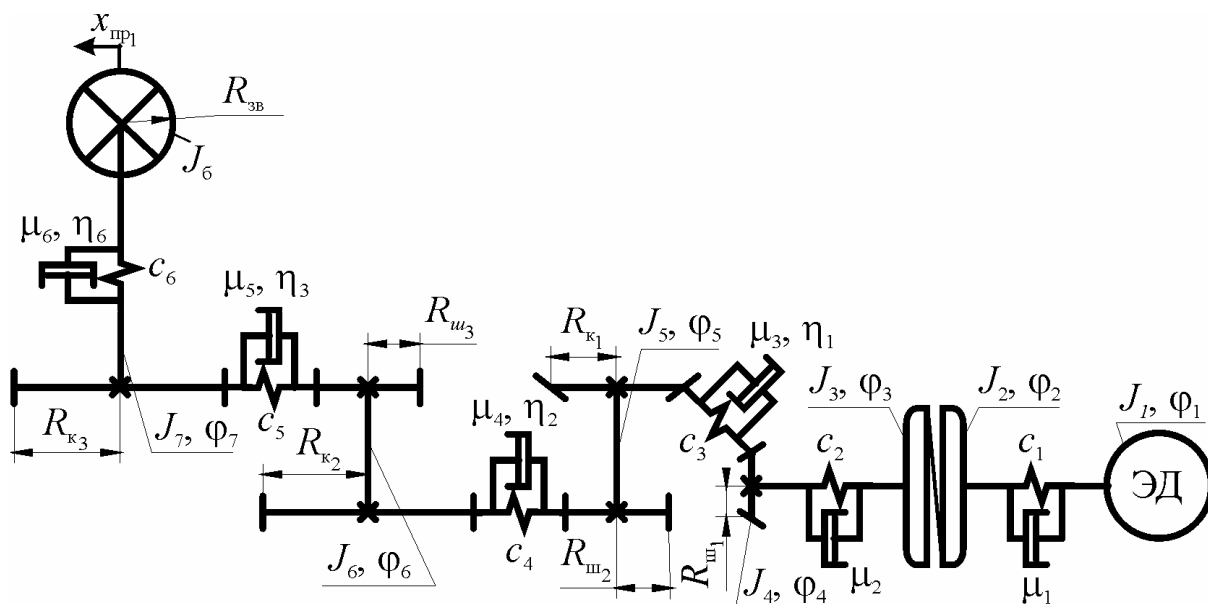


Рисунок 3.2. Расчетная схема привода конвейера с гидродинамическим приводом

4. Кинематические зазоры в передачах редуктора исключаются, так как до момента достижения максимального усилия в ТО переключивание зазоров не происходит.

5. Для многоприводных конвейеров соответствующие естественные механические характеристики двигателей и ГМ принимаются идентичными.

6. Полагаем, что при экстренных заклиниваниях ТО груз не оказывает заметного влияния на процесс торможения системы и уровень нагрузок [28]. Поэтому груз так же, как и ТО, представляется в виде отдельных масс на рештчатом ставе, напорное усилие которым передается от соответствующих элементов ТО (см. рисунок 3.1) [6]. При экстренном заклинивании ТО массы груза имеют возможность самостоятельного движения по инерции. Между сосредоточенными массами ТО и груза при их раздельном движении образуется зазор $x_{зг}$. Массы груза, их перемещения и скорости, обозначаются так же, как и соответствующие элементы ТО, но с индексом «г».

7. Рабочая жидкость в гидроцилиндрах ГНУ не сжимаема, а исполнительный элемент ПК и РЖ безинерционны.

8. Предполагая, что известна реальная характеристика ПК, определяем расход РЖ через ПК ГНУ l -й приводной станции по формуле [56]:

$$Q_{ПКl} = Q_{ПК} \sqrt{(\Delta p_{Гl} - \Delta p_{трl}) / \Delta p_{ПК}}, \quad (3.1)$$

где $\Delta p_{ПКl}$ и $\Delta p_{ПК}$ – перепады давления в ПК при давлениях перед ПК, равных, соответственно, $p_{ПК}$ и те-

кущим значениям, превышающим $p_{ПК}$

$$\Delta p_{ПКl} = p_{Гl} - \Delta p_{трl} - p_c,$$

$\Delta p_{ПК} = p_{ПК} - p_c$; $p_{Гl}$ – текущее значение давления в поршневой полости ГЦ l -ой приводной станции; $\Delta p_{трl}$ –

потери давления в трубопроводах, соединяющих ГЦ и ПК в l -ой

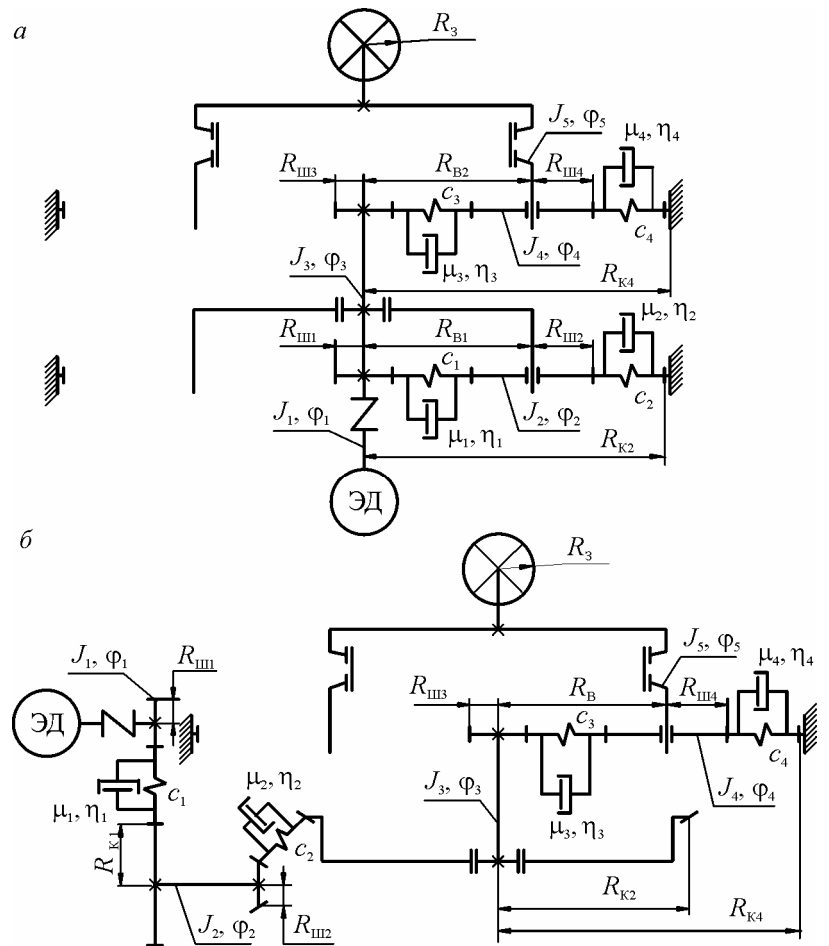
приводной станции; $\Delta p_{трl}$ –

потери давления в трубопроводах, соединяющих ГЦ и ПК в l -ой

приводной станции; p_c –

давление в сливной магистрали (непосредственно после ПК); $Q_{ПК}$

– расход РЖ через ПК при $\Delta p_{ПК}$, определяемый проходным сечением окон клапана.



а – планетарный привод; б – комбинированный привод

Рисунок 3.3. Расчетная схема привода конвейера с электромеханическим приводом

Число n сосредоточенных масс в модели ТО, т. е. степень дифференциации ТО, устанавливается сообразно целям исследований. Критерием правильности выбора n может служить точность расчета максимальных усилий в ТО. Принимается минимальное значение n , начиная с которого результаты расчетов изменяются в пределах заданной относительной погрешности ε .

Структура расчетной схемы привода отвечает требованиям внутреннего подобия объекту моделирования. Критерием соответствия схемы реальному приводу, кроме критериев, принятых при моделировании ТО, может также служить коэффициент связанности элементов системы, являющийся функцией парциальных частот колебаний двух соседних масс, соединенных упругими связями [57].

Расчетная схема ГНУ, представленная на рисунке 3.4, отражает его защитные функции при экстренных перегрузках. Принцип защиты подробно рассмотрен в разделе 5. Из гидравлической схемы ГНУ, которая полностью изображена на рисунке 5.2, на рисунке 3.4 представлены только те ее элементы, которые выполняют определенные функциональные движения при защите.

Модель конвейера с гидродинамическим приводом. Математическая модель двухприводного конвейера (общий случай) с гидромуфтами и ГНУ изоморфна расчетной схеме, составленной из отдельных блоков, которые приведены на рисунках 3.1, 3.2, и 3.4. Модель представляется в виде системы дифференциальных уравнений, включающей полученные, исходя из принципа Даламбера, уравнения движения сосредоточенных масс конвейера и уравнение опорожнения гидроцилиндров ГНУ:

$$J_1 \ddot{\varphi}_{1j} = M_{dj} - c_1(\varphi_{1j} - \varphi_{2j}) - \mu_1(\omega_{1j} - \omega_{2j});$$

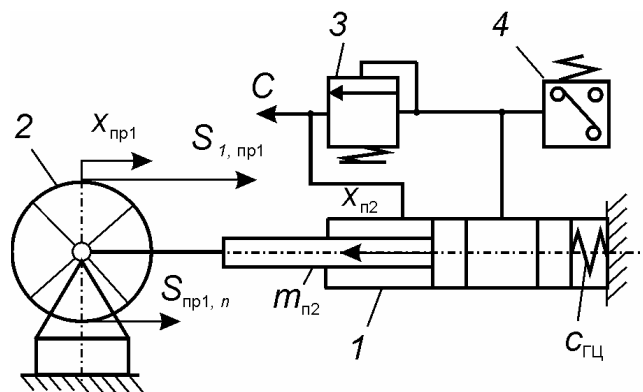


Рисунок 3.4. Расчетная схема ГНУ
 1 – ГЦ; 2 – приводная станция; 3 – ПК;
 4 – гидрореле

$$\begin{aligned}
J_2 \ddot{\Phi}_{2j} &= c_1(\varphi_{1j} - \varphi_{2j}) + \mu_1(\omega_{1j} - \omega_{2j}) - M_{mj}; \\
J_3 \ddot{\Phi}_{3j} &= M_{mj} - c_2(\varphi_{3j} - \varphi_{4j}) - \mu_2(\omega_{3j} - \omega_{4j}); \\
J_4 \ddot{\Phi}_{4j} &= c_2(\varphi_{3j} - \varphi_{4j}) + \mu_2(\omega_{3j} - \omega_{4j}) - R_{ш1} F_{1j} \eta_1^{-1}; \\
J_5 \ddot{\Phi}_{5j} &= R_{к1} F_{1j} - R_{ш2} F_{2j} \eta_2^{-1}; \\
J_6 \ddot{\Phi}_{6j} &= R_{к2} F_{2j} - R_{ш3} F_{3j} \eta_3^{-1}; \\
J_7 \ddot{\Phi}_{7j} &= R_{к3} F_{3j} - c_6(\varphi_{7j} - \frac{x_{np1}}{R_{3B}}) - \mu_6(\omega_{7j} - \frac{v_{np1}}{R_{3B}}); \\
\frac{J_6 \ddot{x}_{np1}}{R_{3B}} &= \sum_{j=1}^p [c_6(\varphi_{7j} - \frac{x_{np1}}{R_{3B}}) + \mu_6(\omega_{7j} - \frac{v_{np1}}{R_{3B}})] + R_{3B} (S_{n,np1} - S_{np1,1}); \\
\frac{J_6 \ddot{x}_{np2}}{R_{3B}} &= \sum_{j=p+1}^{p_1} [c_6(\varphi_{7j} - \frac{x_{np2}}{R_{3B}}) + \mu_6(\omega_{7j} - \frac{v_{np2}}{R_{3B}})] + R_{3B} (S_{k,np2} - S_{np2,k+1}); \\
m_i \ddot{x}_i &= F_i - f_{тp i} - R_i, \quad i = 1, 2, \dots, n; \\
m_{ri} \ddot{x}_{ri} &= F_{ri} - f_{тp,ri}; \\
m_{nl} \ddot{x}_{nl} &= k_r F_r p_{rl} - S_l - F_{nl} \pm m_{nl} g \sin \beta = 0; \\
\dot{Q}_l &= Q_{nl} - Q_{pl} - Q_{пkl},
\end{aligned} \tag{3.2}$$

где l – номер приводной станции (l равно 1 или 2);

j – номер приводного блока;

p и p_1 – число приводных блоков в головной приводной станции и в приводе в целом;

i, k, n – номера приведенных сосредоточенных масс ТО;

J_6 – момент инерции приводного барабана со звездочкой;

F_{rj} – окружная сила, действующая в зацеплении r -й передачи редуктора j -го приводного блока;

M_{dj} – крутящий момент, развиваемый электродвигателем j -го приводного блока;

F_i и F_{ri} – суммы активных сил, действующих на i -е массы ТО и груза;

$x_i, x_{\Gamma i}$ и $v_i, v_{\Gamma i}$ – перемещения и скорости i -х масс ТО и груза;

$S_{\text{пр}1,1}, S_{n,\text{пр}1}$ – силы натяжения участков ТО между приводным валом головной приводной станции и, соответственно, первой и n -й сосредоточенными массами ТО;

$S_{k,\text{пр}2}, S_{\text{пр}2,k+1}$ – силы натяжения участков ТО между хвостовым приводом и, соответственно, k -й и $k+1$ -й сосредоточенными массами ТО;

$v_{\text{пр}1}$ и $v_{\text{пр}2}$ – скорости ТО на приводных звездочках головной и хвостовой приводных станций;

$f_{\text{тр},\Gamma i}$ – сила сопротивления движению i -й массы груза;

$m_{\text{пл}}$ – масса поступательно движущихся частей l -й приводной станции;

$x_{\text{пл}}$ – перемещение l -й приводной станции;

k_{Γ} – число ГЦ в каждом ГНУ;

F_{Γ} – рабочая площадь поршня ГЦ;

S_l – сила воздействия ТО на l -ю приводную станцию;

$F_{\text{пл}}$ – сопротивление движению l -й приводной станции;

Q_{Γ} – количество жидкости в ГЦ l -й приводной станции;

$Q_{\text{пл}}$ и $Q_{\text{р}}$ – значения подачи и расхода РЖ при крайних положениях золотника электрогидрораспределителя.

Окружные силы, действующие в зацеплениях передач редуктора, (см. рисунок 3.2, а):

$$F_{1j} = c_3(R_{\text{ш}4}\varphi_{4j} - R_{\text{к}5}\varphi_{5j}) + \mu_3(R_{\text{ш}4}\omega_{4j} - R_{\text{к}5}\omega_{5j}); \quad (3.3)$$

$$F_{2j} = c_4(R_{\text{ш}5}\varphi_{5j} - R_{\text{к}6}\varphi_{6j}) + \mu_4(R_{\text{ш}5}\omega_{5j} - R_{\text{к}6}\omega_{6j}); \quad (3.4)$$

$$F_{3j} = c_5(R_{\text{ш}6}\varphi_{6j} - R_{\text{к}7}\varphi_{7j}) + \mu_5(R_{\text{ш}6}\omega_{6j} - R_{\text{к}7}\omega_{7j}). \quad (3.5)$$

В общем случае:

$$F_i = \begin{cases} S_{i-1,i} - S_{i,i+1} + F'_i - F_{ni}, & \text{если } i \leq k, \\ S_{i-1,i} - S_{i,i+1} + F'_i, & \text{если } i > k; \end{cases} \quad (3.6)$$

где F_{ni} – напорное усилие, с которым ТО действует на i -ю массу груза,

F'_i – скатывающая сила.

В частных случаях при значениях i , равных 1, k , $k+1$ и n :

$$F_1 = S_{np1,1} - S_{1,2} + F'_1 - F_{n1};$$

$$F_k = \begin{cases} S_{k-1,k} - S_{k,k+1} + F'_k - F_{ni}, & \text{если } p_1 - p = 0, \\ S_{k-1,k} - S_{k,np2} + F'_k - F_{ni}, & \text{если } p_1 - p > 0; \end{cases} \quad (3.7)$$

$$F_{k+1} = \begin{cases} S_{k,k+1} - S_{k+1,k+2} + F'_{k+1}, & \text{если } p_1 - p = 0, \\ S_{np2,k+1} - S_{k+1,k+2} + F'_{k+1}, & \text{если } p_1 - p > 0, \end{cases} \quad (3.8)$$

$$F_n = S_{n-1,1} - S_{n,np1} + F'_n; \quad (3.9)$$

В приведенных выражениях

$$F_{ni} = \begin{cases} c_\Gamma(x_i - x_{Ti} - x_{\Gamma i}) - \mu(v_i - v_{Ti}), & \text{если } x_i \geq x_{Ti}, \\ 0, & \text{если } x_i < x_{Ti}; \end{cases} \quad (3.10)$$

$$F'_i = \begin{cases} -m_i g \sin \beta, & \text{если } i \leq k, \\ m_i g \sin \beta, & \text{если } i > k; \end{cases} \quad (3.11)$$

$S_{i-1,i}$ – сила натяжения участка ТО между i -й и $i-1$ -й сосредоточенными массами,

$$S_{i-1,i} = c(x_{i-1} - x_i) + \mu(v_{i-1} - v_i) + S_{i-1,i0}; \quad (3.12)$$

$S_{i-1,i0}$ – первоначальное натяжение участка ТО между $i-1$ -й и i -й массами.

Силы натяжения $S_{np1,1}$, $S_{n,np1}$, $S_{k,np2}$ и $S_{np2,k+1}$ определяются по формулам:

$$S_{\text{пр } 1, 1} = S_{\text{пр } 1, 1, 0} + 2c(x_{\text{пр } 1} - x_1 + x_{\text{п } 1}) + 2\mu(\dot{x}_{\text{пр } 1} - \dot{x}_1 + \dot{x}_{\text{п } 1}); \quad (3.13)$$

$$S_{n, \text{пр } 1} = S_{n, \text{пр } 1, 0} + 2c(x_n - x_{\text{пр } 1} + x_{\text{п } 1}) + 2\mu(\dot{x}_n - \dot{x}_{\text{пр } 1} + \dot{x}_{\text{п } 1}); \quad (3.14)$$

$$S_{k, \text{пр } 2} = S_{k, \text{пр } 2, 0} + 2c(x_k - x_{\text{пр } 2} + x_{\text{п } 2}) + 2\mu(\dot{x}_k - \dot{x}_{\text{пр } 2} + \dot{x}_{\text{п } 2}); \quad (3.15)$$

$$S_{\text{пр } 2, k+1} = S_{\text{пр } 2, k+1, 0} + 2c(x_{\text{пр } 2} - x_{k+1} + x_{\text{п } 2}) + 2\mu(\dot{x}_{\text{пр } 2} - \dot{x}_{k+1} + \dot{x}_{\text{п } 2}). \quad (3.16)$$

Отрицательные значения сил натяжения заменяются нулем, так как ТО работает только на растяжение.

Соппротивления движению сосредоточенных масс ТО m_i :

– при трогании с места ($v_i=0$)

$$f_{\text{три}} = \begin{cases} H_i \text{sign} F_i, & \text{если } |F_i| \geq H_i, \\ F_i, & \text{если } |F_i| < H_i, \end{cases} \quad (3.17)$$

– при безостановочном движении, чему соответствует выполнение условия $v_i(t)v_i(t - \Delta t) > 0$,

$$f_{\text{три}} = m_i g w_i \cos \beta \cdot \text{sign} v_i, \quad (3.18)$$

где Δt – начальный шаг интегрирования дифференциальных уравнений;

H_i – максимальная сила сопротивления движению i -й массы ТО в покое,

$$H_i = m_i g w_{\text{п}i} \cos \beta;$$

$w_{\text{п}i}$ и w_i – соответственно коэффициенты сопротивления движению покоящейся i -й массы ТО и при ее перемещениях.

Признаком остановки i -й движущейся массы с учетом специфики численных методов вычислений является выполнение условия $v_i(t)v_i(t - \Delta t) < 0$, после чего принимается $v_i=0$, а $f_{\text{три}}$ вычисляется по формуле (2.7).

В уравнениях движения груза

$$F_{ri} = F'_{ri} + F_{ni}. \quad (3.19)$$

В уравнениях поступательного движения приводных станций

$$S_1 = S_{np1,1} + S_{n,np1}; \quad S_2 = S_{k,np2} + S_{np2,k+1}; \quad (3.20)$$

$$F_{nl} = (w_{np} m_{nl} g \cos \beta) \operatorname{sign} \dot{x}_{nl}, \text{ если } \dot{x}_{nl} \neq 0; \quad (3.21)$$

$$F_{nl} = k_r F_r p_{rl} - S_l - m_{nl} g \sin \beta, \text{ если } \dot{x}_{nl} = 0 \wedge \\ \wedge |k_r F_r p_{rl} - S_l - m_{nl} g \sin \beta| < w_{np,n} m_{nl} g \cos \beta, \quad (3.22)$$

где w_{np} и $w_{np,n}$ – коэффициенты сопротивления поступательному движению привода при перемещении и в состоянии покоя.

При транспортировании груза вниз для головной приводной станции перед весовой составляющей сил сопротивления движению принимается знак «+», для хвостовой – знак «-».

Привод покоится, т. е. $\dot{x}_{np} = 0$, если выполняется условие $(t = 0) \vee (\dot{x}_{nl}(t) \cdot \dot{x}_{nl}(t - \Delta t) < 0) \vee (x_{nl} = -h_{r/n})$ где $h_{r/n}$ – выдвигание поршней ГЦ в момент срабатывания ПК.

Давление в поршневой полости ГЦ

$$p_{rl} = c_{гц} x_{гц} / k_r F_r, \quad (3.23)$$

где $c_{гц}$ и $x_{гц}$ – приведенные к днищу ГЦ жесткость и деформации ГЦ, $x_{гц} = Q_l / k_r F_r - x_{np,l}$.

В уравнении заполнения гидроцилиндров принимается $Q_{пк,l} = 0$, если в предшествующий момент времени выполняется условие $Q_{пк,l} = 0$ и $p_{rl} < p_{пк}$. Истечение жидкости через ПК прекращается, т. е. $Q_{пк,l}$ становится равным нулю, если

в предшествующий момент времени $Q_{пкi} \neq 0$ и $(p_{гi} - \Delta p_{трi}) < p_{пк}$, где $\Delta p_{трi}$ – потери напора в трубопроводе, соединяющем гидроцилиндры с ПК. Если в предшествующем срабатыванию ПК рабочем режиме $p_{гi} < p_{рег}$, то принимается $Q_{п1} = Q_{р1} = 0$, $Q_{п2} = 0$; если же $p_{гi} > p_{рег}$, то принимается $Q_{р2} = 0$.

Конвейер с планетарными редукторами. Уравнения движения конвейеров нового технического уровня типа КСД представляются в виде:

– в случае применения планетарного редуктора (рис. 3.3, а):

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\phi}_{1j} &= M_{дж} - 3F_{1j} R_{ш1} \eta_1^{-1}; \\
 J_2 \ddot{\phi}_{2j} &= F_{1j} R_{ш2} - F_{2j} R_{ш2} \eta_2^{-1}; \\
 (J_3 + 3J_2') \ddot{\phi}_{3j} &= 3(F_{1j} R_{ш1} + F_{2j} R_{к2} \eta_2^{-1}) - 3F_{3j} R_{ш3} \eta_3^{-1}; \\
 J_4 \ddot{\phi}_{4j} &= F_{3j} R_{ш4} - F_{4j} R_{ш4} \eta_4^{-1}; \\
 (J_5 + 3J_4') \ddot{\phi}_{5j} &= 3(F_{3j} R_{ш3} + F_{4j} R_{к4} \eta_4^{-1}) - W_{0j} R_{зв}; \\
 F_{1j} &= c_1 (R_{ш1} \phi_{1j} - R_{ш2} \phi_{2j} - R_{ш1} \phi_{3j}) + \mu_1 (R_{ш1} \dot{\phi}_{1j} - R_{ш2} \dot{\phi}_{2j} - R_{ш1} \dot{\phi}_{3j}); \\
 m_i \ddot{x}_i &= F_i - f_{тpi} - R_i, \quad i = 1, 2, \dots, n; \\
 m_{nl} \ddot{x}_{nl} &= k_r F_r p_{rl} - S_l - F_{nl} \pm m_{nl} g \sin \beta = 0; \\
 \dot{Q}_l &= Q_{nl} - Q_{pl} - Q_{пkl};
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

– в случае применения комбинированного редуктора (рис. 3.3, б):

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\phi}_{1j} &= M_{дж} - F_{1j} R_{ш1} \eta_1^{-1}; \\
 J_2 \ddot{\phi}_{2j} &= F_{1j} R_{к1} - F_{2j} R_{ш2} \eta_2^{-1}; \\
 J_3 \ddot{\phi}_{3j} &= F_{2j} R_{к2} - 3F_{3j} R_{ш3} \eta_3^{-1}; \\
 J_4 \ddot{\phi}_{4j} &= F_{3j} R_{ш2} - F_{4j} R_{ш2} \eta_4^{-1}; \\
 (J_5 + 3J_4') \ddot{\phi}_{5j} &= 3(F_{3j} R_{ш3} + F_{4j} R_{к4} \eta_4^{-1}) - W_{0j} R_{зв}; \\
 m_i \ddot{x}_i &= F_i - f_{тpi} - R_i, \quad i = 1, 2, \dots, n; \\
 m_{nl} \ddot{x}_{nl} &= k_r F_r p_{rl} - S_l - F_{nl} \pm m_{nl} g \sin \beta = 0;
 \end{aligned} \tag{3.25}$$

$$\dot{Q}_l = Q_{nl} - Q_{pl} - Q_{пкл},$$

где R_{br} – радиус водила в планетарном редукторе;

J'_r – момент инерции сателлитов относительно оси водила;

W_{oj} – тяговое усилие, развиваемое j -ым приводом.

Остальные обозначения такие же, как и в случае гидродинамического привода.

Усилия в зацеплениях определяются по формулам:

– планетарный редуктор (рисунок 3.3, а)

$$F_{1j} = c_1 (R_{ш1}\varphi_{1j} - R_{ш2}\varphi_{2j} - R_{ш1}\varphi_{3j}) + \mu_1 (R_{ш1}\dot{\varphi}_{1j} - R_{ш2}\dot{\varphi}_{2j} - R_{ш1}\dot{\varphi}_{3j}); \quad (3.26)$$

$$F_{2j} = c_2 (R_{ш2}\varphi_{2j} - R_{к2}\varphi_{3j}) + \mu_2 (R_{ш2}\dot{\varphi}_{2j} - R_{к1}\dot{\varphi}_{3j}); \quad (3.27)$$

$$F_{3j} = c_3 (R_{ш3}\varphi_{3j} - R_{ш4}\varphi_{4j} - R_{ш2}\varphi_{5j}) + \mu_3 (R_{ш3}\dot{\varphi}_{3j} - R_{ш4}\dot{\varphi}_{4j} - R_{ш2}\dot{\varphi}_{5j}); \quad (3.28)$$

$$F_{4j} = c_4 (R_{ш4}\varphi_{4j} - R_{к4}\varphi_{5j}) + \mu_4 (R_{ш4}\dot{\varphi}_{4j} - R_{к4}\dot{\varphi}_{5j}); \quad (3.29)$$

– комбинированный редуктор (рис. 3.3, б)

$$F_{1j} = c_1 (R_{ш1}\varphi_{1j} - R_{к1}\varphi_{2j}) + \mu_1 (R_{ш1}\dot{\varphi}_{1j} - R_{к1}\dot{\varphi}_{2j}); \quad (3.30)$$

$$F_{2j} = c_2 (R_{ш2}\varphi_{2j} - R_{к2}\varphi_{3j}) + \mu_2 (R_{ш2}\dot{\varphi}_{2j} - R_{к2}\dot{\varphi}_{3j}); \quad (3.31)$$

$$F_{3j} = c_3 (R_{ш3}\varphi_{3j} - R_{ш4}\varphi_{4j} - R_{ш3}\varphi_{5j}) + \mu_3 (R_{ш3}\dot{\varphi}_{3j} - R_{ш4}\dot{\varphi}_{4j} - R_{ш3}\dot{\varphi}_{5j}); \quad (3.32)$$

$$F_{4j} = c_4 (R_{ш4}\varphi_{4j} - R_{к4}\varphi_{5j}) + \mu_4 (R_{ш4}\dot{\varphi}_{4j} - R_{к4}\dot{\varphi}_{5j}). \quad (3.33)$$

В обоих случаях

$$W_{o1} = S_{np1,1} - S_{n,np1}; \quad W_{o2} = S_{np2,k+1} - S_{k,np2}. \quad (3.34)$$

3.3 Моделирование экстренных перегрузок конвейера с гидродинамическим приводом и ГНУ

Анализ результатов известных теоретических и экспериментальных исследований режимов экстренного нагружения конвейеров с гидродинамическим приводом (см. подраздел 1.2) указывает на то, что наиболее изученной является первая фаза процесса экстренного торможения силовой системы во время работы привода на упор до момента отключения приводных двигателей или срабатывания тепловой защиты ГМ. В основном такой интерес к первой фазе процесса вызван представлениями о том, что максимальное значение силы натяжения достигается на участке тягового органа между непреодолимым препятствием его движению и ведущим приводом – первым по ходу конвейера после препятствия (далее – напряженный участок ТО). На аналитические исследования конвейера с ГНУ указывается в работе [4]. Полученные результаты нуждаются в проверке как путем моделирования с применением более точных моделей, так и путем экспериментальных исследований процессов в реальных образцах конвейера с ГНУ.

Также, из практики известны парадоксальные, на первый взгляд, и не имеющие достаточного теоретического объяснения факты порывов цепей на сбегających с приводных звездочек участках ТО (далее – расслабленных участках), которые, как кажется, провоцируются теми или иными средствами защиты от перегрузок. В этой связи приобретают актуальность исследования второй фазы процесса заклинивания, которая наступает после срабатывания тепловой защиты ГМ или отключения ЭД.

Отмеченные обстоятельства указывают на недостаточную изученность процессов нагружения силовой системы конвейера с гидродинамическим приводом и, в частности, с ГНУ в качестве средства защиты при экстренных перегрузках.

Для устранения отмеченных пробелов нами методами математического моделирования проведены исследования указанных режимов на примере базовых конвейеров СП63М, СП250.11, а также этих же конвейеров с ГНУ при заклинивании ТО.

В составе каждого ГНУ применены серийные ГЦ с внутренним диаметром 125 мм (площадь поршня – 0,0123 м²). Диаметр штока 70 мм, ход поршня – 500 мм. Номинальный расход РЖ через ПК $Q_{п.к}$ принимался равным 0,0013 м³/с, а давление $p_{п.к}$ варьировалось в пределах от 3 до 5 МПа, что отвечает ПК БГ54-24.

Конвейер СП63М. Исследования одноприводного конвейера длиной 20 м проведены, прежде всего, для проверки адекватности модели, а также проверки выводов, полученных в работе [4], относительно эффективности ГНУ как средства защиты. Рассмотрено экстренное торможение конвейера СП63М на расстоянии 18,2 м от привода (условия приняты такими же, как при проведении экспериментов, см. раздел 4). Так же, как и в работе [28], полагаем, что груз на конвейере не оказывает заметного влияния на динамику процесса торможения, поэтому рассматривается порожний конвейер. В начале процесса заклинивания наблюдается

интенсивное возрастание усилия S_H в набегающей на приводную звездочку ветви ТО до 192 кН (рисунок 3.5). Через 0,8 с усилие устанавливается на уровне 80 кН, соответствующем работе привода на упор. В данном случае гидромуфты в приводе не в состоянии полностью предотвратить динамические нагрузки в силовой системе.

В случае применения

в тех же условиях ГНУ с телескопическим рештаком, для которого, как и при проведении экспериментов, принимались $p_{п.к}=3$ МПа, $Q_{п.к}=0,0013$ м³/с, $h_{г/лн}=0,2$ м, S_H достигает 170 кН (рисунок 3.5). Благодаря применению ГНУ обеспечивается

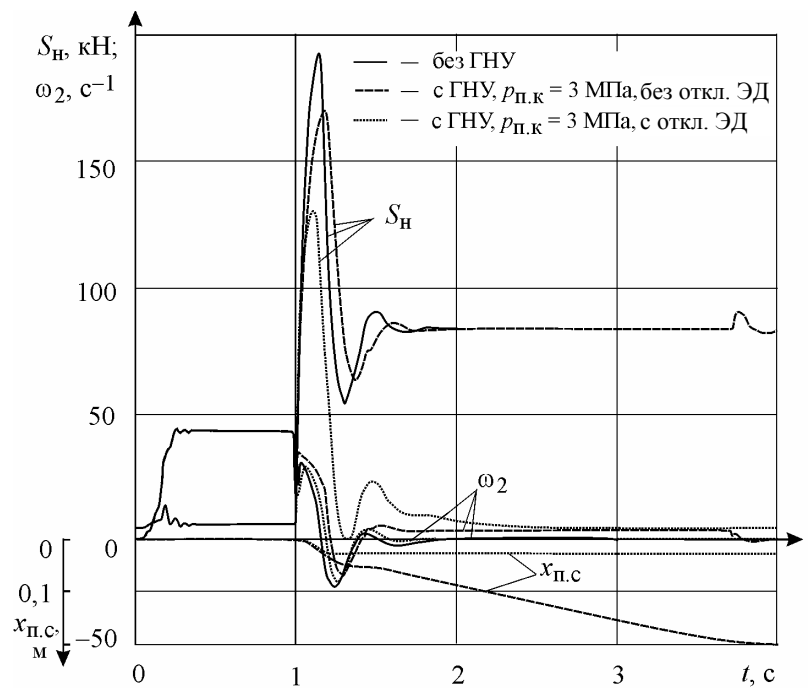


Рисунок 3.5. Диаграмма процесса экстренного заклинивания конвейера СП63

снижение максимальных значений S_H на 11 %. Полученные результаты имеют экспериментальное подтверждение (см. раздел 4).

Наконец, существенное снижение нагрузок в ТО обеспечивается при немедленном после срабатывания ПК отключении ЭД. При $p_{п.к}=3$ МПа, $Q_{п.к}=0,0013$ м³/с и $h_{г/н}=0,1$ м пиковое значение S_H равняется 132 кН (рисунок 3.5), что в 1,45 раз меньше, чем в конвейере без ГНУ.

Моделирование режима экстренной остановки конвейера с ГНУ, ГЦ которого связаны непосредственно с приводным валом со звездочками, при заклинивании ТО с применением упрощенной двухмассовой модели проведено проф. Сигаловым Л.Н. [4]. Несмотря на снижение примерно в 3 раза поступательно перемещаемых масс привода, нагрузки в ТО оказались практически на том же уровне (примерно 8 %), что и в случае применения ГНУ с телескопическим рештаком.

Также проведено моделирование тяжелого пуска конвейера с ГНУ с телескопическим узлом раздвижности, т. е. пуска при застопоренном ТО. Казалось бы, что особой необходимости в этом нет, так как одним из условий применения ГНУ в качестве средства защиты от экстрен-

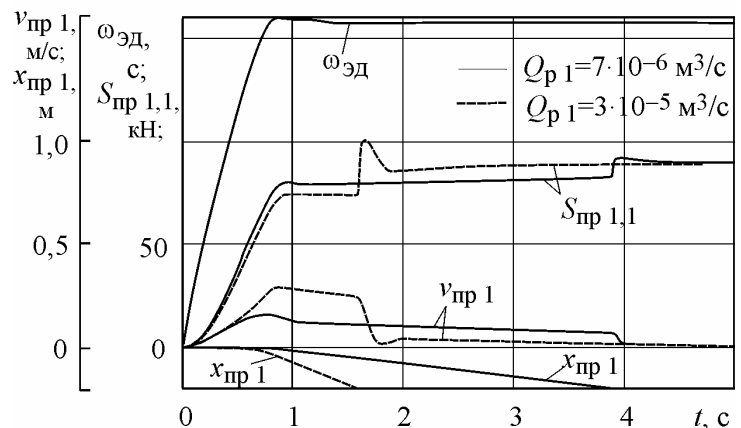


Рисунок 3.6. Диаграммы процесса тяжелого пуска конвейера СП63

ных перегрузок является максимальное использование тяговых возможностей привода, при котором крутящий момент, передаваемый ГМ при срабатывании ПК, должен быть не меньше его максимального значения $M_{Г\max}$. Вместе с тем, режим, при котором $M_{Г\text{ПК}} < M_{Г\max}$, вполне возможен, например, в силу случайного характера как $p_{п.к}$, так и самого $M_{Г\max}$. Затем такой режим легко имитируется при проведении экспериментальных исследований, а полученные при этом результаты могут служить для дополнительной проверки адекватности модели. При проведе-

нии исследований значение $p_{п.к}$ принималось таким, чтобы обеспечить срабатывание ПК при значении крутящего момента ГМ на уровне $0,9M_{Г\max}$. Типичные диаграммы моделируемых величин отражены на рис. 3.6. Незначительная динамика, имеющая место при посадке ГЦ «нажестко», определяется уровнем запасенной в ведомой части привода кинетической энергии. При этом окружная скорость звездочки, которая близка к скорости поступательного движения привода, определяется расходом РЖ через ПК. Если отключения двигателя происходят раньше, чем ГЦ садятся «нажестко», S_n убывает. В начале пуска ведомая часть привода успевает разогнаться до некоторой скорости, которая затем под действием реакции ТО резко снижается. Одновременно давление в ГЦ возрастает и достигает значения $p_{п.к}$.

После срабатывания ПК приводная станция приходит в движение, в результате чего темп снижения скорости вращения звездочки резко уменьшается. Устанавливается некоторый «квазистационарный режим», при котором усилие S_n остается практически неизменным, а его уровень определяется, в основном, настройкой ПК. При исчерпании хода гидроцилиндров и их посадке «нажестко» скорость звездочки резко падает до нуля, а усилие S_n скачком возрастает до уровня, соответствующего работе привода на упор.

Следует отметить, что тяжелый пуск представляет опасность, прежде всего, для самой ГМ, так как приводит к выплавлению плавкой пробки, по сути – к неполомочному отказу ГМ. В этом случае датчик давления в ГЦ ГНУ может служить для своевременного отключения конвейера, что позволит избежать срабатывания тепловой защиты ГМ.

В случае регулирования посредством ГНУ первоначального натяжения ТО в рабочем режиме, которое может оказаться значительно меньше натяжения, осуществляемого традиционным способом – приводом, эффект от применения ГНУ в качестве защитного устройства усиливается.

Итак, установлена способность ГНУ осуществлять оперативную защиту конвейеров с гидродинамическим приводом от экстренных перегрузок.

Для подтверждения полученных результатов и всестороннего исследования второй фазы процесса заклинивания ниже проводятся исследования конвейера СП250.11.

Конвейер СП250.11. Проблема, связанная с возникновением перегрузок, исследуется на примере двухприводного конвейера СП250.11 с гидродинамическим приводом (аналог ранее выпускавшегося конвейера СП202), распространенного на шахтах Донбасса. Головная приводная станция конвейера укомплектована двумя приводными блоками, хвостовая – одним. Гидромуфты в приводе, кроме выполнения пусковых функций, осуществляют защиту от длительных перегрузок, которые возникают при повышенных сопротивлениях движению тягового органа, вызванных искривлениями става, заштыбовкой направляющих для цепей и пр.

Основное внимание обращено на малоисследованную вторую фазу процесса нагружения, которая характеризуется снижением нагрузок в напряженном участке ТО в результате защитного отключения асинхронного двигателя или разъединения силовых связей в трансмиссии при срабатывании тепловой защиты гидромуфты.

Рассматривается широкий спектр условий эксплуатации, параметров конвейера длиной 200 м, вариантов заклинивания тягового органа (препятствия движению с одно- и двухсторонней удерживающей способностью), отключений ЭД и срабатываний тепловой защиты ГМ. Координата заклинивания l_3 , отсчет которой ведется от головного привода против хода тягового органа, принималась в пределах от 0 до $2L$ (где L – длина конвейера).

Предварительные результаты показали, что в первой фазе процесса нагружения при заклинивании максимальные нагрузки действительно наблюдаются на напряженном участке ТО. Для конвейера, оборудованного гидромуфтой, нагружение происходит достаточно плавно, без значительных пиковых нагрузок, наиболее интенсивно при заклиниваниях вблизи одного из приводов, например, при $l_3 = 10$ м (рисунок 3.7) или $l_3 = 210$ м.

Максимальные значения крутящего момента, передаваемого гидромуфтой, и усилия в тяговом органе не представляют опасности для конструктивных элементов конвейера. После отключения ЭД или срабатывания гидромуфты, т. е. во второй фазе процесса, наблюдается интенсивное перемещение системы «тяговый орган-привод» в обратном направлении (против хода конвейера) под воздействием упругой реакции напряженного участка тягового органа. Пиковые нагрузки, иногда возникающие на его расслабленном участке, обычно не превышают нагрузок в первой фазе.

Иначе выглядит картина нагружения тягового органа достаточно длинных конвейеров при значениях l_3 , несколько меньших L или $2L$. В этом случае в течение первой фазы процесса заклинивания длинный напряженный участок запасает потенциальную энергию, уровень которой определяется силовым воздействием приводов.

Чем длиннее этот участок, тем больше его вытяжка, которая переходит на нижнюю ветвь. При этом на коротком расслабленном участке, который имеет значительную продольную жесткость, образуется также значительная «слабина».

При отключении всех ЭД, работающего на упор привода, во второй фазе процесса, происходит резкое перемещение тягового органа в обратном по ходу конвейера направлении, которому привод, двигаясь также в обратном направлении, практически не препятствует.

Скорость движения ТО на приводной звездочке достигает 7...9 м/с (номинальная скорость ТО – 0,85 м/с). Характер нагружения конвейера длиной 200 м в случае двухсторонней удерживающей способности препятствия движению и одновременного заклинивания обеих цепей тягового органа при $l_3 = 190$ м и $l_3 = 390$ м отражен на рисунке 3.8.

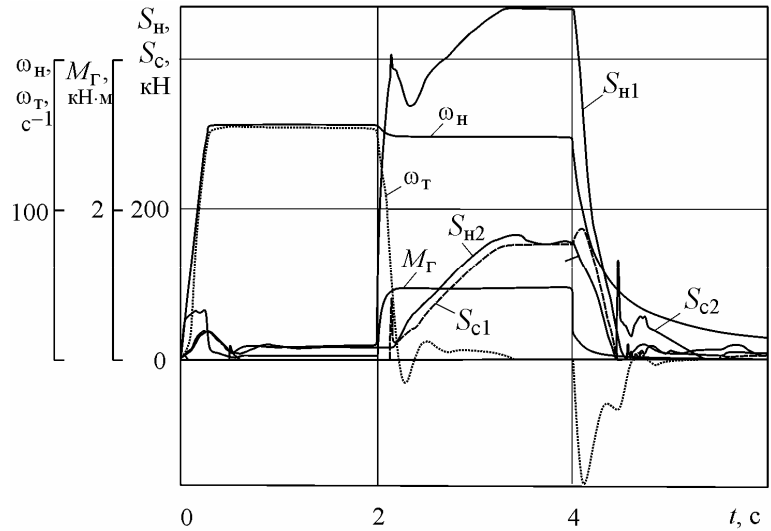


Рисунок 3.7. Диаграммы процесса заклинивания ТО конвейера СП250.11 при $l_3=10$ м

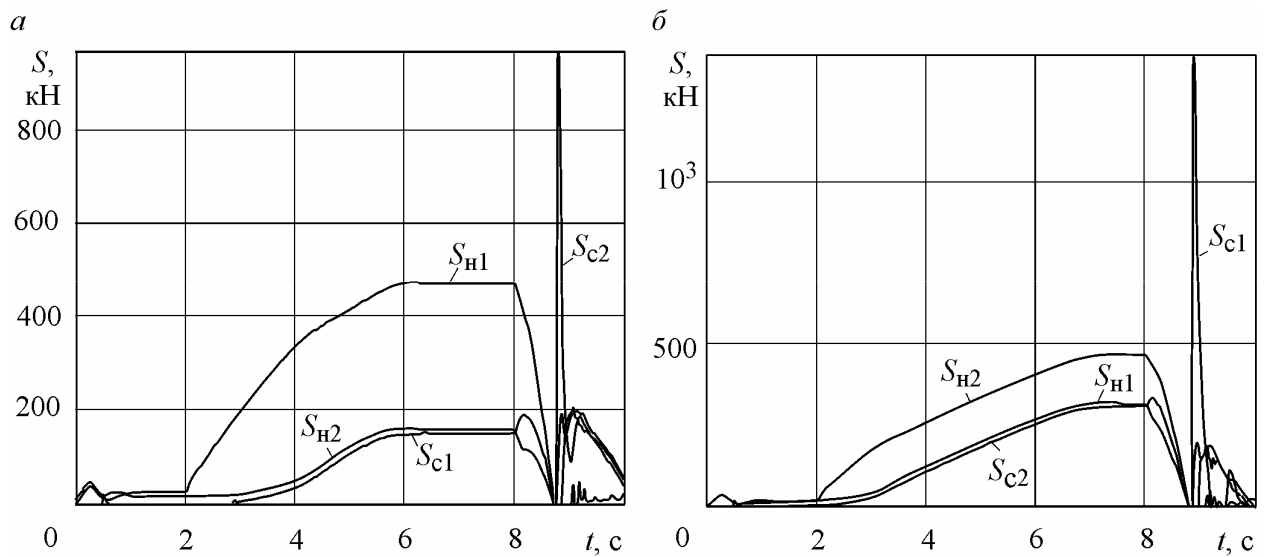


Рисунок 3.8. Диаграммы процесса заклинивания ТО конвейера СП250.11 с отключением ЭД при $l_3=190$ (а) и 390 м (б)

При $l_3=190$ м сила S_{c2} на расслабленном участке после второго (хвостового) привода достигает 969 кН, при $l_3=390$ м сила S_{c1} на расслабленном участке после первого (головного) привода – 1383 кН. Последний случай опаснее, так как растяжению под воздействием головного привода с двумя приводными блоками подвергается более длинный, а значит менее жесткий участок ТО, в котором аккумулируется большая потенциальная энергия. При этом на коротком расслабленном участке образуется большая «слабина». Во время обратного движения ТО после выбора «слабины» потенциальная энергия напряженного участка конвейера интенсивно, за доли секунды, «разряжается» на жесткий расслабленный участок, что приводит к резкому импульсному возрастанию в нем нагрузки, которая имеет ударный характер (в дальнейшем – ударная нагрузка). Если сначала срабатывает тепловая защита гидромуфты, эффект усиливается. При $l_3=190$ м, сила S_{c2} достигает 1163 кН, при $l_3 = 390$ м сила S_{c1} – 1594 кН. Однако трудно представить одновременное выплавление плавких пробок всех гидромуфт, поэтому исследование такого случая имеет в основном теоретическое значение, но может быть распространено на привод с управляемыми муфтами, например электромагнитными.

Разрывная прочность новых цепей калибра 18×64 С, применяемых в конвейере СП250.11, составляет 410 кН, а суммарная прочность тягового органа (две цепи) – 820 кН. Если принять во внимание неравномерное нагружение цепей при заклинивании, то становится очевидным, что силы натяжения тягового органа, достигаемые во второй фазе стопорения, превосходят его прочность.

Если препятствие обладает односторонней удерживающей способностью (например, зацепы на стыках рештаков), то подобные ударные нагрузки в расслабленном участке также возникают, но их значение не превышает прочности тягового органа.

Хотя для возникновения опасных ударных нагрузок требуется стечение ряда обстоятельств (длинный конвейер, одновременное отключение приводов, соответствующие значения l_3 , препятствие с двухсторонней удерживающей способностью и пр.), тем не менее, их появление – весьма вероятное событие (это видно из

практики), так как заклинивание чаще всего наблюдается вблизи приводов на сбегавшей ветви.

Таким образом, имеются достаточные основания для разработки мероприятий по снижению ударных нагрузок до приемлемого уровня. Возможны такие пути решения этой задачи:

- постепенное снижение развиваемого приводом крутящего момента, что требует разработки системы управления ЭД или гидромурфты, и, возможно, поочередного отключения ЭД;

- оперативная разгрузка ТО посредством одного из двух специально настроенных гидравлических натяжных устройств с раздвижным рештаком, применяемых в каждом приводе, причем, если ЭД не отключились или ГМ не сработало до срабатывания ПК ГНУ, то с отключением ЭД и, возможно, с последующим их торможением (например, динамическим по сигналу от сработавшего ГНУ).

В первом случае уровень запасаемой в ТО потенциальной энергии будет уменьшаться практически пропорционально снижению крутящего момента.

Во втором случае запасенная энергия будет затрачена на работу по перемещению конструктивных элементов ГНУ (например, приводной станции), а также на работу РЖ, вытекающей через предохранительный клапан ГНУ после его срабатывания. Заметим, что в целях предотвращения срабатывания тепловой защиты гидромурфт ГНУ может включиться в работу до момента достижения в ТО максимальных сил натяжения в первой фазе процесса заклинивания в целях предотвращения срабатывания тепловой защиты гидромурфт. В обоих случаях создаются предпосылки для снижения последующих ударных нагрузок в ТО. Однако для проверки гипотезы об эффективной защите конвейеров с гидродинамическим приводом от экстренных перегрузок в результате применения ГНУ в комплексе с отключением, а возможно и с электрическим торможением ЭД, необходимы дополнительные исследования.

Типичные, полученные в результате моделирования, а для данного конвейера и наиболее благоприятные случаи срабатывания ГНУ при заклинивании тяго-

вого органа на расстоянии 190 и 390 м от головного привода отражены на рисунке 3.9. Принимаются следующие исходные данные: расход рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$; давление срабатывания клапана $p_{\text{ПК}} = 2 \text{ МПа}$; отключение ЭД – в начале движения ГНУ при перемещении $h_{\text{СТ}}$ штоков гидроцилиндров на 0,05 м. Действующие при этом ударные нагрузки $S_{c1}=195 \text{ кН}$ и $S_{c2}=166 \text{ кН}$ соответственно в 8,3 и в 5 раз меньше, чем при отключении ЭД в конце первой фазы процесса заклинивания во время работы привода на упор.

Максимальные значения ударных нагрузок в ТО, полученные при различных вариантах нагружения, приведены в таблице 3.1.

Из таблицы 3.1 следует, что дальнейшее снижение давления срабатывания ПК (менее 2 МПа) в данном случае нецелесообразно, так как необходимый эффект ограничения нагрузок достигнут, причем ограничение регулирующих функций ГНУ в рабочем режиме исключается.

В результате анализа полученных данных сформулировано **третье научное положение**.

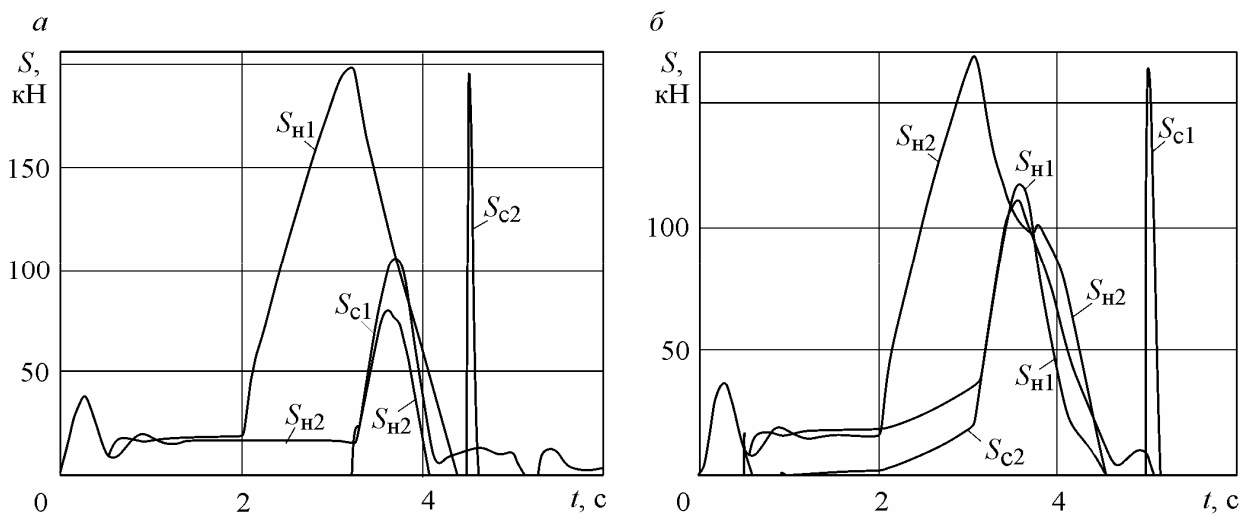


Рисунок 3.9. Диаграммы процессов заклинивания ТО конвейера СП250.11 при срабатывании ГНУ и отключении ЭД при $l_3=190 \text{ м}$ (а) и $l_3=390 \text{ м}$ (б)

Таблица 3.1. Значения ударных нагрузок в ТО конвейера СП250.11.

Координата стопорения l_3 ТО, м	Конвейер без ГНУ				Конвейер с ГНУ, отключение ЭД при $h_{ст}=0,05$ м							
	Срабатывание ГМ		Отключение ЭД		$P_{пк}=10$ МПа		$P_{пк}=5$ МПа		$P_{пк}=2$ МПа		$P_{пк}=1$ МПа	
	Sc_1	Sc_2	Sc_1	Sc_2	Sc_1	Sc_2	Sc_1	Sc_2	Sc_1	Sc_2	Sc_1	Sc_2
190	–	1163	–	969	–	854	–	601	–	195	–	18
390	1594	–	1383	–	924	–	502	–	166	–	73	–

В аварийном режиме экстренного нагружения скребкового конвейера, вызванного заклиниванием сбегающей с привода ветви тягового органа на непреодолимом препятствии, при защитном отключении приводных двигателей или срабатывании тепловой защиты гидромуфт в сбегающей ветви (по ходу конвейера перед препятствием) возникают ударные нагрузки, при определенном стечении обстоятельств значительно превосходящие максимальные нагрузки в набегающей ветви и разрывную прочность тягового органа.

Ударные нагрузки в сбегающей с привода ветви ТО могут быть снижены до приемлемого по условию его прочности уровня в результате применения в качестве оперативного средства защиты ГНУ и немедленного отключения после их срабатывания приводных двигателей.

3.4. Моделирование экстренных перегрузок конвейера с электромеханическим приводом и ГНУ

Во многих странах получают распространение конвейеры с электромеханическим приводом, оборудованные двухскоростными асинхронными двигателями. В качестве защиты от экстренных перегрузок применяется отключение двигате-

лей при снижении скорости до заданного уровня, иначе, – защита «по скорости». Для установления эффективности такого рода защиты, а также оперативной защиты посредством ГНУ с отключением после срабатывания ПК приводных двигателей проведены исследования разработанного Донгипроуглемашем конвейера КСД27 (типовой конвейер типажного ряда КСД) с электромеханическим приводом (двухскоростной электродвигатель ЭДКВФ315L12/4 с двумя независимыми обмотками и установленной мощностью 65/200 кВт, комбинированный цилиндрико-коническо-планетарный редуктор) без каких-либо средств защиты, затем с защитой «по скорости», а также посредством ГНУ. Эффективность того или иного вида защит или их комбинаций оценивается, прежде всего, в результате сопоставления максимальных нагрузок в ТО с аналогичными нагрузками в конвейере без защит.

При наличии температурной защиты ЭД отключаются при достижении температурой лобовины ЭД (место установки позисторного датчика температуры) значений, которым соответствует нагрев обмоток, опасный с точки зрения их термической прочности. При защите «по скорости» ЭД отключаются при снижении скорости конвейера до уровня $0,85v_n$, где v_n – номинальная скорость конвейера в рабочем режиме. В случае защиты посредством ГНУ – по сигналу о срабатывании предохранительного клапана (ПК) в гидравлической системе ГНУ, настроенного на заданное давление $p_{п.к.}$. Перечисленные виды защит, как бы они не назывались, основываются на одном и том же способе отключения ЭД. Качество защиты определяется, прежде всего, оперативностью отключения ЭД, которая зависит от месторасположения и состава технических средств контроля параметров нагружения, имеющих ту или иную физическую природу (сила, давление, скорость, температура), а также от времени выработки сигнала на отключение ЭД в случае превышения контролируемыми параметрами настроечных значений. При защите посредством ГНУ также, в результате сдвижения телескопического решета ГНУ, осуществляется компенсация упругой вытяжки заклиненного участка ТО (компенсационный способ защиты). Установлено, что в результате перемеще-

ния ГНУ максимальные нагрузки в ТО снижаются даже без отключения ЭД, например, в конвейере СП63 с гидромурфтами в приводе при настройке предохранительного клапана ГНУ, соответствующей уровню натяжения ТО $2,5S_{\text{НОМ}}$, где $S_{\text{НОМ}}$ – усилие натяжения ТО в номинальном режиме, – на 12...13% [4]. Однако основное назначение ГНУ заключается в снижении интенсивности протекания процесса заклинивания, что позволяет, в какой-то мере, отсрочить перегрузки и обеспечить своевременную и гарантированную защиту основными средствами защиты. Защита посредством ГНУ считается оперативной в силу расположения его контролирующего и исполнительного органов в непосредственной близости к объекту защиты – ТО, немедленного, хотя и временного, до исчерпания хода ГЦ или снижения нагрузок в ТО, включения в работу после срабатывания ПК (реализация компенсационного способа) и выработку сигнала на отключение ЭД.

В качестве критерия эффективности любого способа или средства защиты от экстренных перегрузок принимаются максимальные нагрузки, возникающие в цепях конвейера в наиболее тяжелых режимах торможения ТО при его заклинивании на непреодолимом препятствии вблизи приводов. Также рассматриваются отношения максимальных нагрузок в конвейере без какой-либо защиты к максимальным нагрузкам при наличии исследуемых средств защиты.

При оценке эффективности ГНУ и выборе параметров настройки ПК вводятся ограничения, обусловленные не только прочностью ТО, но и прочностью ГЦ, техническими возможностями ПК (номинальными значениями давления $p_{\text{п.к}}$, расхода рабочей жидкости через ПК $Q_{\text{НОМ}}$ и др.), массогабаритными и стоимостными показателями конструктивных элементов ГНУ.

Исследования нагрузок проводятся апробированными методами компьютерного моделирования с применением многомассовых моделей конвейера и его структурных элементов. Расчетные схемы конвейера составлены из блоков, приведенных на рисунках 3.1, 3.3 и 3.4. Известно, что при одних и тех же значениях длины отрезка ТО l_3 от места его заклинивания до ближайшего по ходу ТО привода процесс нагружения ТО при заклиниваниях верхней ветви ТО мало отлича-

ется от процесса заклинивания нижней ветви (груз, как известно, практически не влияет на процесс нагружения [28]). Поэтому в дальнейшем везде рассматривается, как наиболее вероятное, заклинивание нижней ветви ТО. Заклинивание ТО осуществляется на второй секунде после пуска, который, в отличие от пуска серийного конвейера, осуществляется на повышенной скорости (синхронная скорость ЭД 1500 мин^{-1}), что, как и применение статической механической характеристики ЭД, не оказывает заметного влияния на исследуемый процесс заклинивания ТО.

На приведенных ниже рисунках 3.10 - 3.15 принимаются следующие обозначения: S_{ni} и S_{ci} – усилия в набегающей на привод и в сбегающей с привода ветви ТО; M_{di} – крутящий момент, развиваемый приводным ЭД; $v_{пр i}$ – скорость ТО на приводной звездочке привода; $x_{пс i}$ и $v_{пс i}$ – перемещение и скорость перемещения приводной станции; $p_{ГЦ}$ – давление в силовых ГЦ приводной станции; i – номер приводной станции, $i=1, 2$.

Принимаются следующие применительно к конвейеру КСД27 исходные данные: длина L и угол установки β конвейера, соответственно, – 300 м и 0; погонная масса груза ρ и ТО ρ_0 , соответственно, – 100 и 62,2 кг/м; модуль упругости цепи E_0 – $13,8 \cdot 10^7$ Н; коэффициент вязкости η^* ТО – 10^6 Н·с/м; нормативные коэффициенты сопротивления движению груза $w_{н.в}$ и ТО $w_{т}$, соответственно 0,6 и 0,4; жесткость препятствия $c_{пр 1}$ – 10^8 Н/м; задержка времени отключения ЭД после срабатывания ПК – 0,01 с; число сосредоточенных масс ТО – 60. Варьируются: тип и типоразмер ГЦ и предохранительных клапанов ГНУ, длина отрезка ТО l_3 от 5 до 295 м и давление настройки ПК $p_{п.к}$ в пределах, допускаемых технической характеристикой ПК и ГЦ, а также обусловленных технической целесообразностью.

В качестве базового варианта исследуется заклинивание ТО конвейера без каких-либо средств защиты. На рисунке 3.10 представлены характерные диаграммы заклинивания ТО.

Во всех случаях при заклинивании ТО приводные ЭД переходят на неустойчивую часть механической характеристики (опрокидываются), что при несвоевременном отключении может привести к их отказу. При длине отрезка ТО l_3 , равном 5 м, (рисунок 3.10) наблюдаются высокочастотные автоколебания хвостового

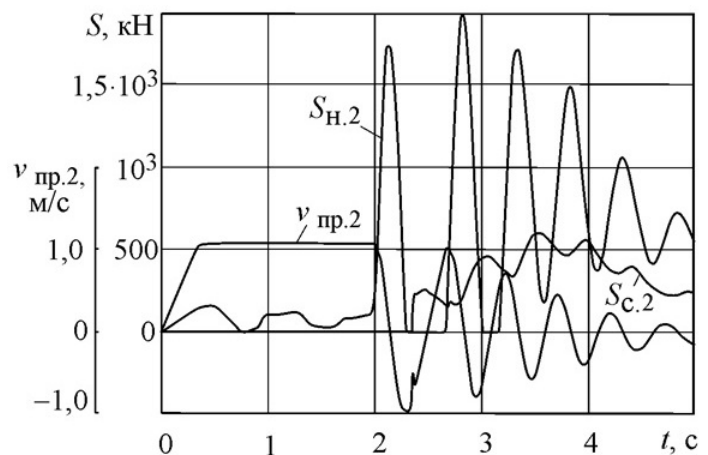


Рисунок 3.10. Диаграммы процесса пуска и заклинивания нижней ветви конвейера КСД27 без защит ($l_3=5$ м)

(второго) привода с периодом 0,5...0,7 с. Головной (первый) привод колеблется со значительно меньшей частотой (период 3,2 с). В результате взаимодействия приводов наблюдается возрастание максимумов усилия $S_{н.2}$ от 1740 (первый максимум) до 1930 кН (второй максимум). По мере увеличения l_3 частота колебаний хвостового привода уменьшается, приближаясь к частоте колебаний головного привода. Максимальные значения усилия $S_{н.2}$ также снижаются, при $l_3=295$ м, например, до 809 кН.

Таким образом, существует область значений l_3 , при которых $S_{н.2}$ превосходит сумму пробных нагрузок цепей, соответствующих пределу текучести металла, т. е. 2х900 кН (в данном конвейере применяются две цепи калибра 30 мм класса С). Ситуация усугубляется при неравномерном распределении нагрузок между цепями. Существует мнение, что при заклинивании ТО конвейеров типа СП нагружается только одна цепь [28], хотя на конвейеры с центральным расположением цепей это утверждение в полной мере, вероятнее всего, не распространяется. Очевидно, полученные диаграммы представляют только теоретический интерес, так как без средств защиты от экстренных перегрузок конвейер работать не может, а в случае применения, во избежание разрушения, более прочных и, соответственно, массивных цепей динамика конвейера будет иной.

Диаграммы изменения усилий натяжения ТО, крутящего момента, развиваемого вторым приводом и скоростей движения приводов при заклинивании ТО конвейера с защитой «по скорости» ($l_3=5$ м) приведены на рисунке 3.11.

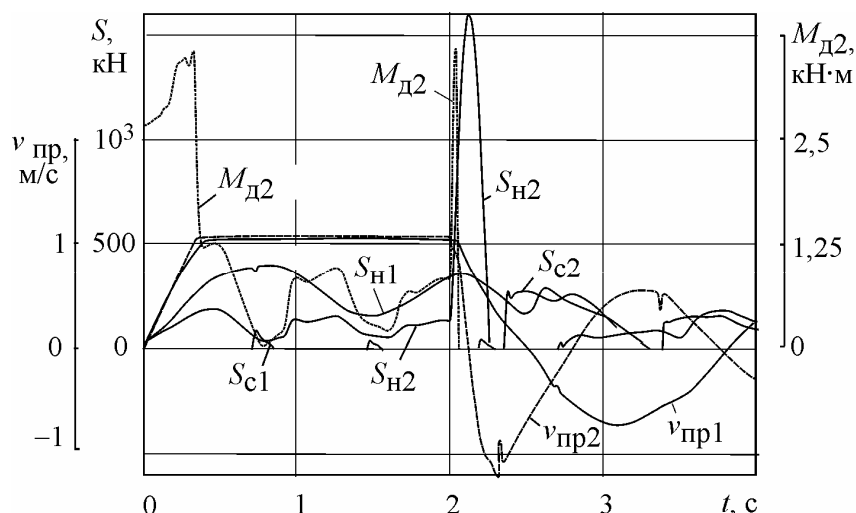


Рисунок 3.11. Диаграммы процесса пуска и заклинивания нижней ветви конвейера КСД27 с защитой по скорости ($l_3=5$ м)

Вначале, до отключения ЭД, процесс развивается так же, как и в предыдущих случаях. При аварийном отключении ЭД максимальное значение усилий в ТО, по сравнению с базовым вариантом, снижается до 1590 кН, т. е. в 1,2 раза. При надежной защите ЭД вероятность чрезмерных деформаций и даже порыва цепей при заклиниваниях ТО вблизи привода остается высокой.

Следует также помнить о недостатке защиты «по скорости», который заключается в существенном при заданной предельной скорости разбросе момента срабатывания защиты, вызванного нестабильностью статических механических характеристик ЭД [29]. Ведь даже согласно ГОСТ 183-74 при изготовлении ЭД допускаются отклонения скольжения ЭД от паспортного номинального значения до 20%. На вид характеристики влияют также падения напряжения в условиях реальной шахтной электрической сети.

Исследования защиты посредством ГНУ, наделенных защитными функциями, производятся при тех же условиях. Поскольку вся нагрузка при резком заклинивании двухприводного конвейера вначале создается, в основном, приводом, расположенным по ходу ТО непосредственно после препятствия, то каждая при-

водная станция оборудуется своим ГНУ. Возможность отключения ЭД по сигналу от ПК во время пуска исключается.

Для определения диапазона возможных значений давления настройки ПК рассчитываются давления в ГЦ в рабочем режиме работы конвейера, для которого характерно изменение крутящего момента АД от номинального значения до критического.

Давление в гидроцилиндрах головного привода, в данном случае наиболее нагруженного,

$$p_{\Gamma} = \frac{S_{н1} + S_{с1}}{k_{\Gamma} F_{\Gamma}}, \quad (3.35)$$

где k_{Γ} – число гидроцилиндров в ГНУ, ($k_{\Gamma}=2$);

F_{Γ} – площадь гидроцилиндра.

Допуская, что суммарное тяговое усилие W распределяется между приводами равномерно и при этом $S_{с1}=S_{с2}+W/2+W_{п}$, где $W_{п}$ – сопротивление движению порожняковой ветви, из выражения (3.35) получим

$$p_{\Gamma} = \frac{2S_{с2} + 1,5W - 2W_{п}}{k_{\Gamma} F_{\Gamma}}. \quad (3.36)$$

В данном случае значение $W_{п}$, определяемое в результате тягового расчета, равно 74,6 кН.

Суммарное тяговое усилие

$$W = \frac{2M_{д} i_{п} \eta}{R_{зв}}, \quad (3.37)$$

где $i_{п}$ и η – передаточное число и КПД редуктора, $i_{п}=34,475$, $\eta=0,894$;

$R_{зв}$ – радиус приводной звездочки, $R_{зв}=0,24$ м.

Для конвейера, работающего в номинальном режиме ($M_d=M_{д.н}=1230$ Н·м), получим $W=316$ кН. При ограничении крутящего момента на уровне $2M_{д.н}$ для защиты двигателя от опрокидывания (по аналогии с защитой посредством гидромфты) $W=632$ кН. При длительных перегрузках (работа приводных электродвигателей «на упор» с максимальным крутящим моментом $M_d=M_{д.кр}=3700$ Н·м) $W=948$ кН.

Рассматриваются наиболее приемлемые типоразмеры силовых ГЦ и ПК из номенклатуры изделий, применяемых в угольном машиностроении [58].

В случае применения ГЦ диаметром 125 мм ($F_r=0,0123$ м²) при работе на устойчивой части механической характеристики ЭД значения p_r , рассчитываемые по формуле (3.36), могут изменяться в пределах от 16 до 41 МПа. Попытки применения в составе ГНУ таких ГЦ совместно с золотниковыми предохранительными клапанами ВГ54-24 (номинальное давление 10 МПа, наименьшее рекомендуемое – 1,2 МПа, номинальный расход РЖ через ПК $Q_{ном}=1,33 \cdot 10^{-3}$ м³/с), пригодных для конвейера СП250.11 (подраздел 3.3), как видно, приводят к неприемлемым по условию прочности ГЦ значениям давления p_r , а соответствующие потребные значения давления настройки ПК $p_{пк}$ не отвечают их техническим характеристикам.

Более удачным оказывается применение гидроцилиндров диаметром 200 мм ($F_r=0,0314$ м²). В этом случае диапазон давлений в ГЦ в рабочем режиме (от номинальной нагрузки до опрокидывания АД) составляет 6 ... 20 МПа. Для таких давлений наиболее подходящими являются ПК типоразмера М-КП-32-01 с расходом РЖ $Q_{ном}=4,17 \cdot 10^{-3}$ м³/с при номинальном давлении 20 МПа.

Если на ГНУ возлагаются функции защиты как от длительных, так и от экстренных перегрузок, давление настройки $p_{пк}$ должно выбираться из диапазона значений 10...20 МПа. Заметим, что давление 13 МПа, например, соответствует крутящему моменту, равному $2M_n$. На таком уровне, обычно, требуется ограничи-

вать нагрузки посредством гидромурфт постоянного заполнения. С целью более полного использования тяговых возможностей привода и исключения ложных срабатываний защиты желательно принимать максимально возможные значения $p_{п.к}$. При защите только от экстренных перегрузок – значения $p_{п.к}$, должны несколько превышать 20 МПа.

Диаграммы процесса заклинивания, полученные при $p_{п.к}=10$ МПа, $Q_{ном}=4,17 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $l_3=5$ м приведены на рисунке 3.12.

При достижении давлением $p_{г.2}$ в гидроцилиндрах хвостовой приводной станции настроенного значения $p_{п.к}$ срабатывает ПК. Наблюдается резкое под воздействием ТО перемещение приводной станции. Через 0,05 с после срабатывания ПК (время определяется расходом $Q_{п.к}$ рабочей жидкости через ПК и инерционными свойствами системы) скорость $v_{п.с.2}$, давление $p_{г.2}$ и усилие $S_{н.2}$ достигают своих максимальных значений, равных, соответственно, 0,41 м/с, 18,8 МПа и 1200 кН. Настройка ПК М- КП-32-01 на 10 МПа позволяет снизить максимальное значение $S_{н.2}$ в 1,6 раз, а если сравнивать с защитой «по скорости, то в 1,32 раза.

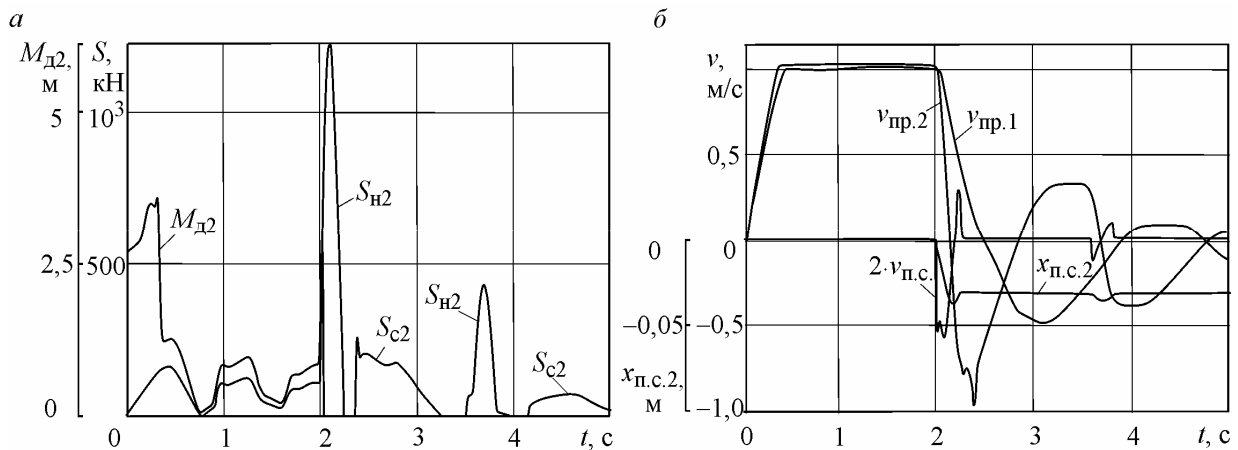


Рисунок 3.12. Диаграммы процесса пуска и заклинивания нижней ветви конвейера КСД27 с ГНУ ($l_3=5$ м, $p_{п.к}=10$ МПа)

При настройке ПК на предельное значение давление, равное 6 МПа, обеспечивается наиболее оперативная защита, в принципе, реагирующая на любое пре-

вышение нагрузками в рабочем режиме номинальных значений. Приводная станция движется в течение 0,2 с и смещается всего на 0,07 м, что при сравнительно небольшой длине отрезка l_3 оказывается достаточным для эффективного до 976 кН, т.е. в 1,97 раз, снижения нагрузок, а по сравнению с защитой «по скорости» – в 1,63 раза.

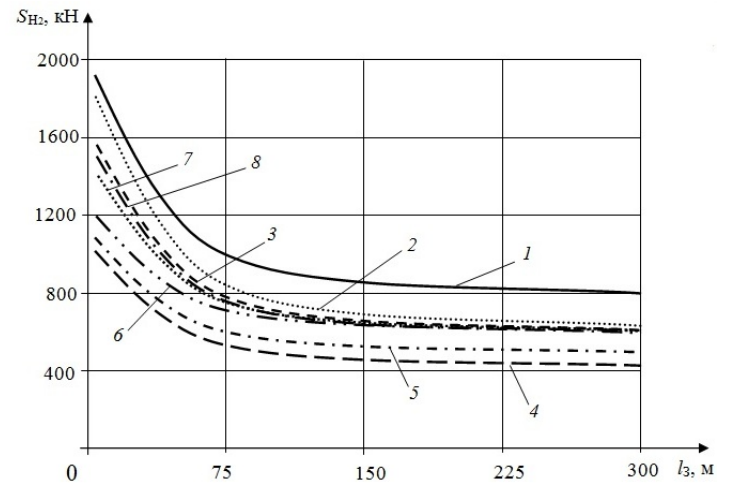
Максимальные нагрузки, возникающие в ТО конвейера КСД27 без каких-либо средств защиты, с защитой «по скорости» и с защитой посредством ГНУ при различных значениях l_3 и $p_{п.к}$, отражены в таблице 3.2, а также на рисунках 3.13 и 3.14.

Для случая отсутствия защит приводятся как кривые максимальных усилий, соответствующих первому пику нагрузок, так и наибольших за все время торможения силовой системы (в данном случае – второй пик).

Таблица 3.2 – Максимальные значения усилий в ТО конвейера КСД27 при заклинивании, кН

Длина заклинивания участка ТО l_3 , м	Без защиты		Защита «по скорости»	Давление настройки ПК ГНУ $p_{п.к}$, МПа				
	Первый пик	Второй пик		6	8	10	15	20
5	1744	1926	1590	976	1101,8	1201,6	1401,4	1541,3
25	1160	1421	1021,4	720	791,8	881,6	1054	1154
45	994	1288	861,5	622	701,8	791,7	965	994
75	876	1166	761,5	552	611,9	721,6	871,3	871,3
145	752	963	651,5	486	593	661,4	755	751,5
295	663	800	591,4	427	554	641,2	664	661,2

По мере убывания l_3 во всех случаях максимальные усилия возрастают, причем наиболее интенсивно в области значений l_3 от 75 м до нуля. На эту область, в которой нагрузки максимальны, прежде всего, и следует ориентироваться, оценивая эффективность защиты. Как видно (см. рисунок 3.13), в случае защиты посредством ГНУ при значениях $p_{пк}$, больших 15 МПа, максимальные усилия в ТО, которые снижаются примерно в 1,3 раза, практически не отличаются от максимальных усилий в случае защиты «по скорости» (способы защиты равноценны).



1, 2 – 1-й и 2-й пики при отсутствии защиты, 3 – защита «по скорости», 4-8 – защита посредством ГНУ при настройке ПК на 6; 8; 10; 15; 20 МПа

Рисунок 3.13. Зависимости максимальных нагрузок в ТО конвейера КСД27 от длины заклиненного участка

Кривая 7 на рисунке 3.14 ограничивает расположенную справа от нее область значений S_{H2} , практически совпадающих со значениями, полученными при защите «по скорости». Таким образом, преимущества защиты посредством ГНУ по сравнению с защитой «по скорости» при тех или иных значениях l_3 становятся заметными при значениях $p_{пк}$, меньших граничных значений, соответствующих кривой 7. В наиболее тяжелом режиме нагружения при $l_3=5$ м, который является определяющим, – при значениях $p_{пк}$, меньших 15...20 МПа.

Следует отметить, что расчеты, проведенные с применением упрощенных моделей конвейера (см. например, рисунок 3.15), в которых согласно работе [29] участки ТО представляются в виде безынерционных упругих элементов, а их массы приведены к приводным звездочкам, при достаточно близких значениях частот колебаний системы дают значения максимальных нагрузок, завышенные на 20...40%.

Итак, применение в составе конвейеров типа КСД гидравлических натяжных устройств с телескопическим решетом, обладающих защитными свойствами, при правильном выборе типоразмеров комплектующих и параметров настройки предохранительного клапана позволяет осуществлять достаточно эффективную защиту от экстренных перегрузок.

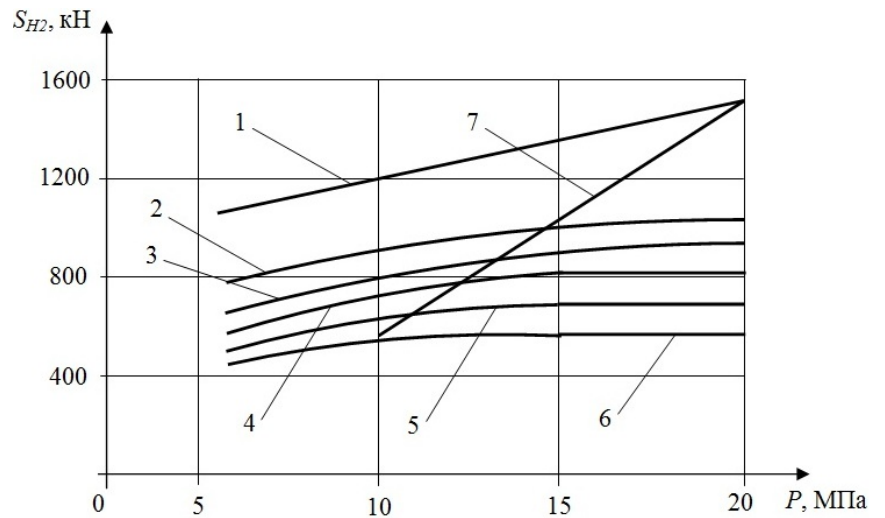


Рисунок 3.14. Зависимость максимальных усилий в ТО конвейера КСД27 от давления настройки ПК: 1-6 – длина заклиненного участка ТО 5; 25; 45; 75; 145; 295 м, 7 – граница области одинакового эффекта от защит «по скорости» и посредством ГНУ

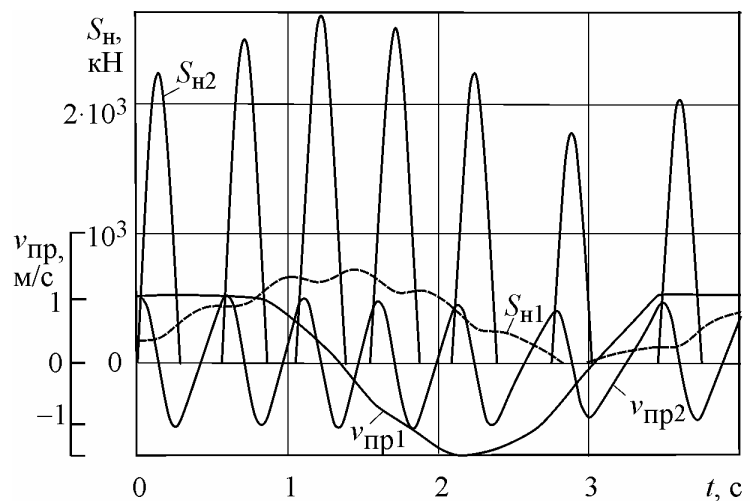


Рисунок 3.15. Диаграммы процесса заклинивания нижней ветви конвейера КСД27 без защит при $l_3=5$ м (расчет по методике [29])

3.5 Выводы по разделу

1. Разработаны динамические модели силовой системы конвейеров с гидродинамическим (конвейер СП250.11) и с электромеханическим (КСД27) приводом для исследования процессов экстренного нагружения при заклинивании тягового органа. Разработанные модели отличаются от известных моделей тем, что в их состав органично включены частные модели ГНУ, выполняющих функции оперативной защиты от экстренных перегрузок.

2. Для защиты от экстренных перегрузок силовой системы двухприводного скребкового конвейера целесообразно каждую приводную станцию оборудовать ГНУ, наделенным защитными функциями, т. е. применять два ГНУ, каждое из которых при срабатывании предохранительного клапана, настроенного на определенное давление, защищает соответствующий привод и примыкающие к нему ветви ТО.

3. Основное назначение ГНУ, выполняющего функцию оперативной защиты от экстренных перегрузок, заключается в снижении интенсивности (увеличении продолжительности) нагружения, что позволяет повысить эффективность основного средства защиты.

4. Рациональные значения давления настройки предохранительного клапана ГНУ находятся в пределах: для конвейера СП250.11 при диаметре гидроцилиндров 125 мм – от 2 до 6 МПа, для конвейера КСД27 при диаметре гидроцилиндров 200 мм – от 10 до 20 МПа.

5. Применение в конвейере с гидродинамическим приводом ГНУ в качестве средства защиты от экстренных перегрузок позволяет снизить максимальные нагрузки в набегавшей на привод ветви ТО (конвейер СП63М) на 11 %, а применение ГНУ в сочетании с немедленным после срабатывания ПК отключением ЭД – до 45 %.

6. В аварийном режиме экстренного нагружения скребкового конвейера, вызванного заклиниванием сбегавшей с привода ветви тягового органа на непреодолимом препятствии, при защитном отключении приводных двигателей или

срабатывании тепловой защиты гидромуфт в сбегавшей ветви (по ходу конвейера перед препятствием) возникают ударные нагрузки, при определенном стечении обстоятельств значительно превосходящие максимальные нагрузки в набегающей ветви и разрывную прочность тягового органа (третье научное положение).

7. Ударные нагрузки в сбегавшей с привода ветви тягового органа конвейера с гидродинамическим приводом могут быть снижены до приемлемого по условию его прочности уровня в результате применения в качестве оперативного средства защиты гидравлических натяжных устройств и немедленного отключения после его срабатывания приводных двигателей.

8. ГНУ, применяемое в качестве оперативного средства защиты от экстренных перегрузок в составе конвейера КСД27 с электромеханическим приводом, совместно с основным средством защиты – отключением ЭД по сигналу от датчика давления позволяет снизить максимальные нагрузки в 1,3...1,63 раза (по сравнению с «защитой по скорости» в 1,1...1,32 раз) до уровня, обеспечивающего надежную эксплуатацию ТО.

9. При заклинивании ТО конвейера КСД27 вблизи привода при защите посредством ГНУ с отключением приводных электродвигателей «по давлению» максимальные нагрузки в ТО находятся в линейной зависимости от давления настройки предохранительного клапана.

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГНУ ЗАБОЙНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

4.1 Вступительные замечания

Целью экспериментальных исследований является проверка: 1) работоспособности многофункционального ГНУ при экстренных перегрузках в сочетании с отключением приводного ЭД; 2) адекватности динамической модели ССК с ГНУ реальному конвейеру.

Разработаны методика и программа проведения экспериментальных исследований ГНУ в составе скребкового конвейера СП63 с гидродинамическим приводом (подраздел 4.2). В методике отражены содержание и последовательность проведения эксперимента, перечень контролируемых и регистрируемых величин.

Для проведения эксперимента на базе конвейера СП63 оборудована стендовая установка (подраздел 4.3), включающая ГНУ, контрольно-измерительную и регистрирующую аппаратуру.

Результаты экспериментальных исследований представлены в подразделе 4.4. Установлено, что применение ГНУ при экстренных стопорениях ТО позволяет снизить уровень максимальных усилий в ТО до 14 %. Благодаря применению ГНУ увеличивается продолжительность процесса нагружения и создаются предпосылки для комплексной эффективной защиты от экстренных перегрузок. Рассмотрены варианты работы ГНУ при различных значениях настроечного давления ПК. Применение ГНУ в сочетании с отключением приводного электродвигателя позволяет снизить максимальные нагрузки в ТО в 1,4 раза. Скорость перемещений привода под воздействием ГНУ не превышает 0,5 м/с, таким образом, перемещения не представляют опасности для обслуживающего персонала. Доказана возможность обратного удара при отключении электродвигателя в момент заклинивания ТО и устранения обратного удара посредством ГНУ.

Для оценки адекватности моделей проведено сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований. Установлено, что расхождение расчетных и экспериментальных значений максимальных нагрузок в ТО не превышает 9 %, что допустимо для практического использования результатов исследований.

Результаты исследований опубликованы в работе [59].

4.2 Методика и программа экспериментальных исследований

Программой эксперимента предусматривается: 1) проверка работоспособности ГНУ, применяемого в качестве средства защиты от экстренных перегрузок, в том числе и при защитном отключении электродвигателя конвейера; 2) исследование влияния координаты заклинивания ТО l_3 , первоначального натяжения ТО (начального давления в ГЦ), давления $p_{п.к}$, на которое настраивается предохранительный клапан маслостанции, питающей гидроцилиндры ГНУ, на максимальные усилия в ТО и скорость перемещения привода; 3) оценка эффективности защиты.

Эффективность ГНУ оценивается в результате сопоставления нагрузок в ТО конвейера, работающего только с ГНУ, а также с ГНУ и системой аварийного отключения ЭД конвейера, с нагрузками в ТО базового конвейера (без ГНУ и без отключения ЭД).

Измеряются и осциллографируются величины, характеризующие динамические процессы в силовой системе конвейера при экстренном заклинивании ТО, а именно: $\omega_{ЭД}$ и ω_2 – угловые скорости ЭД и второго вала редуктора; $\varphi_{ЭД}$ и φ_2 – угловые перемещения ЭД и второго вала редуктора; S_n – усилие в набегающей на приводную звездочку ветви ТО; S_c – усилие в сбегающей с приводной звездочки ветви ТО; p_r – давление в гидроцилиндрах; l – выдвигание штоков гидроцилиндров; I_d , U_d – ток и напряжение питания ЭД; $x_{п.с}$ – перемещение приводной станции.

Варьируются: давление настройки предохранительного клапана $p_{п.к}$ от 2 до 5 МПа; режимы работы конвейера.

Для достижения поставленных в данном разделе целей методикой экспериментальных исследований динамики конвейера с ГНУ при экстренных перегрузках предусматривается:

- разработка и обоснование конструкции стенда на базе конвейера СП63, оборудованного ГНУ, контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратурой;

- проведение двух этапов эксперимента с осциллографированием переменных величин, характеризующих динамические процессы в силовой системе конвейера при экстренном заклинивании ТО: на первом этапе без отключения электродвигателя конвейера, на втором этапе – то же, но при отключении электродвигателя в момент срабатывания предохранительного клапана в гидравлической системе ГНУ;

- подтверждение возможности появления обратного удара при защитном отключении приводного электродвигателя;

- расшифровка осциллограмм и анализ динамических процессов, протекающих в ССК;

- сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований для проверки адекватности математической модели реальному конвейеру.

Программой эксперимента предусматривается исследование влияния давления, на которое настраивается предохранительный клапан гидравлической системы ГНУ, на уровень максимальных нагрузок в ТО.

Выдвижение штоков ГЦ в момент срабатывания ГНУ, как известно, определяет продолжительность защиты посредством ГНУ. В свою очередь, выдвижение само определяется способом натяжения, расхождением первоначальной длины ТО и тягового контура, т. е. первоначальным выдвижением, случайным положением поршня ГНУ в процессе регулирования натяжения в момент срабатывания ПК. В данном эксперименте принимается максимальное выдвижение.

Наименьшее и наибольшее значения координаты стопорения l_3 с учетом конструктивных возможностей стенда и местонахождения стопорного устройства принимаются равными 6 и 18,2 м. Значения давления $p_{п.к}$ принимаются на основании проведенных в разделе 3 теоретических исследований равными 3 и 5 МПа. Расход РЖ через ПК при его срабатывании – 0,0013 м³/с.

4.3 Разработка стендовой установки

Для проведения экспериментальных исследований на базе натурального образца скребкового конвейера типа СП63М разработана стендовая установка, схема которой приведена на рисунке 4.1. Установка включает приводную станцию 1, тяговый орган 2, тензозвенья 3, ГНУ 4, хвостовую станцию 6, датчик измерения скорости 7, стопорное устройство 5 и регистрирующую аппаратуру. Основным элементом стендовой установки является раздвижной рештак (рисунок 4.2) с двумя ГЦ (диаметр и ход поршня, соответственно, 125 и 500 мм), имитирующий ГНУ.

Прямолинейный конвейер длиной 20 м смонтирован на горизонтальной поверхности и оборудован одной приводной станцией, содержащей один приводной блок. В приводной блок входят

трехступенчатый цилиндро-конический редуктор с передаточным числом 33,882, асинхронный электродвигатель ЭДКОФ437В25 мощностью 37 кВт, гидромуфта ТП32. Приводная звездочка конвейера имеет 9 зубьев при среднем радиусе на-

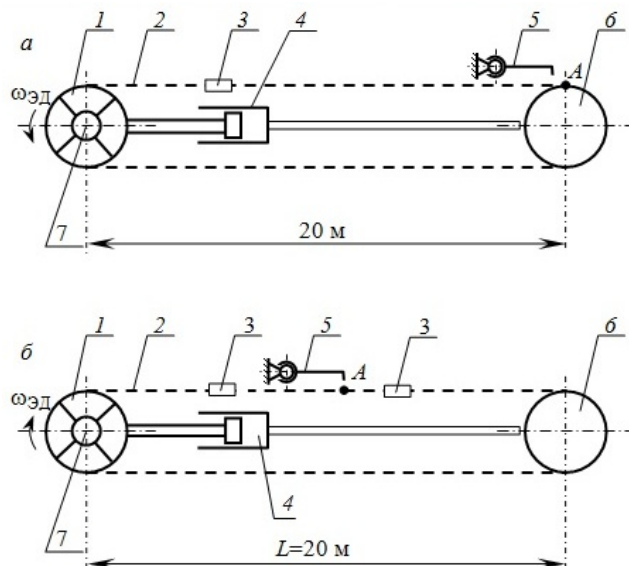


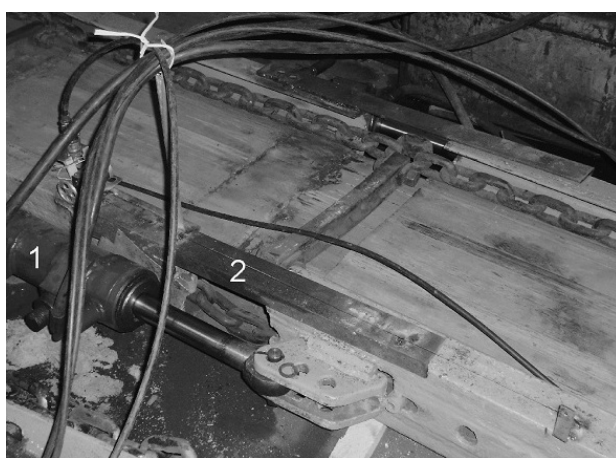
Рисунок 4.1. Схема стендовой установки для исследования конвейера с ГНУ: а – прямой ход ТО, б) – реверсивное движение ТО

вивки цепи 0,1835 м. двухцепной ТО, собранный из пятнадцатизвенных отрезков цепи 18x64-С 2-15 2ТУ 12.44.10.015-94.

Стендовая установка работает следующим образом. При прямом включении привода тяговое усилие от приводной звездочки 1 передается на верхнюю ветвь ТО 2, далее через измерительное тензозвено 3 на остальную часть ТО. После разгона двигателя ТО стопорится в точке А на обводной звездочке 6 посредством стопорного устройства 5. При пуске электродвигателей в обратном направлении тяговое усилие передается на нижнюю ветвь. Тяговый орган стопорится в точке А става верхней ветви. Измерительные тензозвенья находятся по обе стороны от стопора.

Гидравлическая схема лабораторного образца ГНУ приведена на рисунке 4.3.

В состав ГНУ входят: маслобак 1; фильтр 2 грубой очистки (сетчатый типа 0,15 С42-12); плунжерный насос 3 типа Н400; два гидроцилиндра с рабочей поршневой 10 полостью, штоковой полостью 16 и поршнем 15; манометр 4 контроля давления рабочей жидкости на выходе из насоса; клапан предохранительный (ПК) 5 типа БГ54-24, ограничивающий максимальное давление на участке напорной магистрали между ПК и поршневыми полостями ГЦ; дроссель с регулятором 6 типа Г55-22, предназначенный для регулирования скорости перемещения штоков ГЦ; манометр 7 для контроля давления на выходе ПК 5; последовательно соединенные обратные клапаны 8 типа Г51-21; крановый гидрораспределитель 9 «ЭРА-1м» с тремя задействованными положениями. К поршневой полости подсоединены: манометр 12 контроля давления в рабочей полости ГЦ; предохранительный клапан 13 типа ВГ54-22 и гидрореле 14 ПГ62-11 для отключения электродвигателя.



Обозначения: 1 – гидроцилиндры,
2 – рештак

Рисунок 4.2. Раздвижной рештак ГНУ

На сливной магистрали установлены подпорный клапан *17*, создающий противодействие в штоковой полости ГЦ для стабилизации сил трения, и контролирующий давление подпора манометр *18*; каскад фильтров *19* средней очистки 0,12Г41-22 и тонкой очистки 0,08 С42-11; подпорный клапан *20*, через который проходит поток РЖ при засоренных фильтрах, и манометр *21*, контролирующей степень засоренности фильтров.

Предохранительный клапан БГ54-24 имеет следующие технические характеристики: номинальное значение давления настройки $p_{пк} - 6,3$ МПа, наименьшее рекомендуемое давление – $0,6$ МПа, номинальный расход РЖ $Q_{пк} - 0,0013$ м³/с.

ГНУ работает следующим образом. Заливка насоса *3* осуществляется за счет разности уровней установки насоса и маслобака. После включения электродвигателя насоса *3* РЖ через ограничитель давления – клапан *5*, дроссель *6*, обратные клапаны *8*, крановый распределитель *9* проходит в рабочую поршневую полость *10* ГЦ. После достижения заданного предварительного натяжения ТО конвейера насос *3* по сигналу от гидрореле *11* отключается, крановый распределитель *9* остается в положении «на проход». В то же время обратные клапаны *8* отсекают РЖ в рабочей полости *10* ГЦ.

При повышении давления в рабочей полости *10* до значения, соответствующего заданному натяжению ТО, включается гидрореле давления *14*, от мик-

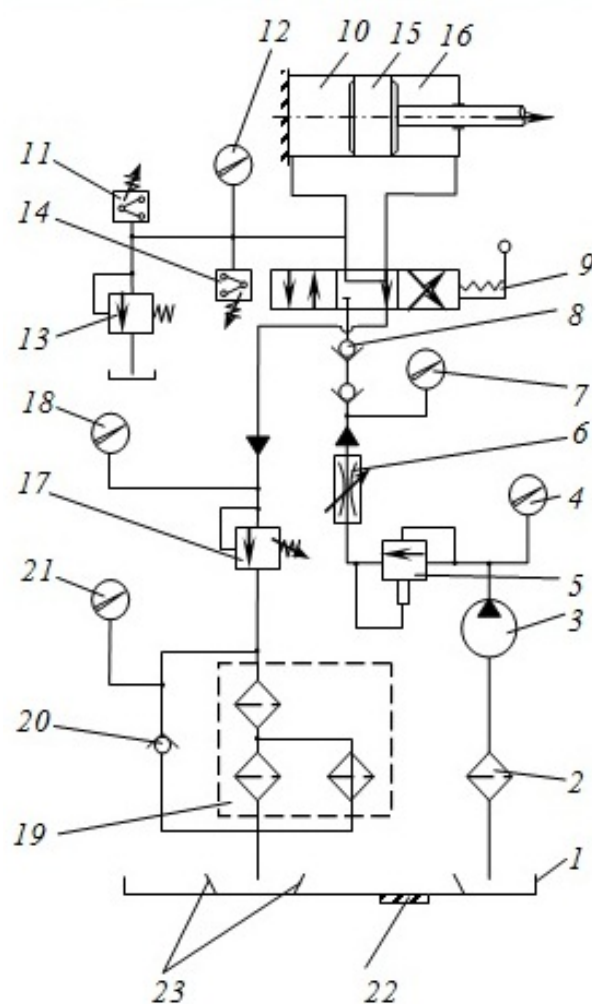


Рисунок 4.3. Гидравлическая схема лабораторного образца натяжного устройства

ровыключателя которого поступает команда на автоматическое отключение двигателя конвейера.

После подпитки рабочей полости ГЦ золотник гидрореле давления *11* через микровыключатель отключает двигатель насоса. Когда давление в рабочей полости ГЦ достигнет верхнего допустимого предела, на который настроена пружина ПК *13*, золотник в ПК подожмет пружину, пропуская часть РЖ из замкнутого контура на слив. От реле давления *14* поступает команда на отключение электродвигателя конвейера. Таким образом, ГНУ обеспечивает: 1) поддержание в автоматическом режиме давления в рабочей полости ГЦ и, соответственно, усилия натяжения ТО в заданных пределах; 2) защиту силовой системы конвейера от экстренных перегрузок.

Насосная станция оснащена плунжерным насосом Н400, имеющим следующие технические характеристики:

- производительность – 5 л/мин;
- давление – до 20 МПа;
- потребляемая мощность – 2,8 кВт;
- скорость вращения ротора – 1500 об/мин;
- подпор на всасе – 500 мм вод. ст.

В процессе проведения стендовых испытаний стопорение ТО осуществляется вблизи хвостовой (точка *A*) звездочки, для чего использовалось специально разработанное стопорное приспособление (рисунок 4.4).

В соответствии с принятой методикой для регистрирования параметров пуска конвейера с заклиненным ТО разработан комплект контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратуры. Схема размещения на стенде датчиков, контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратуры приведена на рисунке 4.5.

Тензозвенья *1* (*T31* и *T32*) предназначены для измерения усилий натяжения ветвей ТО по обе стороны от стопора, датчик продольного перемещения *4* (*ДП*) – для измерения линейного перемещения приводной станции, датчик давления *2* (*ДД*) – для измерения давления в гидравлической сети системы. Позиция *13* соответствует телескопическому рештаку с гидроцилиндром, *14* – стопорному устройству. Тахогенераторами *3* и *8* (*ТГ1* и *ТГ2*) измеряются частоты вращения, соответственно, ротора приводного ЭД *7* и второго промежуточного вала редуктора *5*, что позволяет регистрировать частоту вращения элементов привода конвейера при его пуске и определять текущее значение скольжения ГМ *6*. Угловая скорость звездочки определяются расчетным путем как функция угловой скорости второго вала редуктора. При практически неизменных усилиях, которые развиваются приводом, погрешность измерения угловой скорости с помощью датчика *7*, обусловленная конечной жесткостью трансмиссии, является систематической и учитывалась при тарировании датчика. С помощью трансформатора тока *15* (*ТТ*) измеряется ток, который потребляется ЭД. Тензоусилитель *9* (*ТУ*) преобразует сигнал, поступающий от тензозвеньев *1*, до уровня, необходимого для работы осциллографа *12* (*ФО*). Сигналы с датчика перемещения *4*, тахогенераторов *3* и *8*, а также ток и напряжение питания ЭД подаются на осциллограф *12* через блок соединения *11* (*БС*). Автоматический фидерный выключатель *АФВ* и магнитный пускатель *МП* служат для защиты и оперативной коммутации силовой цепи питания ЭД. Электрическая схема коммутируется с помощью гибких кабелей *10*.



Рисунок 4.4. Стопорное приспособление

Кроме этого, при проведении каждого эксперимента проводятся контрольные измерения максимального перемещения привода. Для этого линейкой измеряется сдвигание гидроцилиндра.

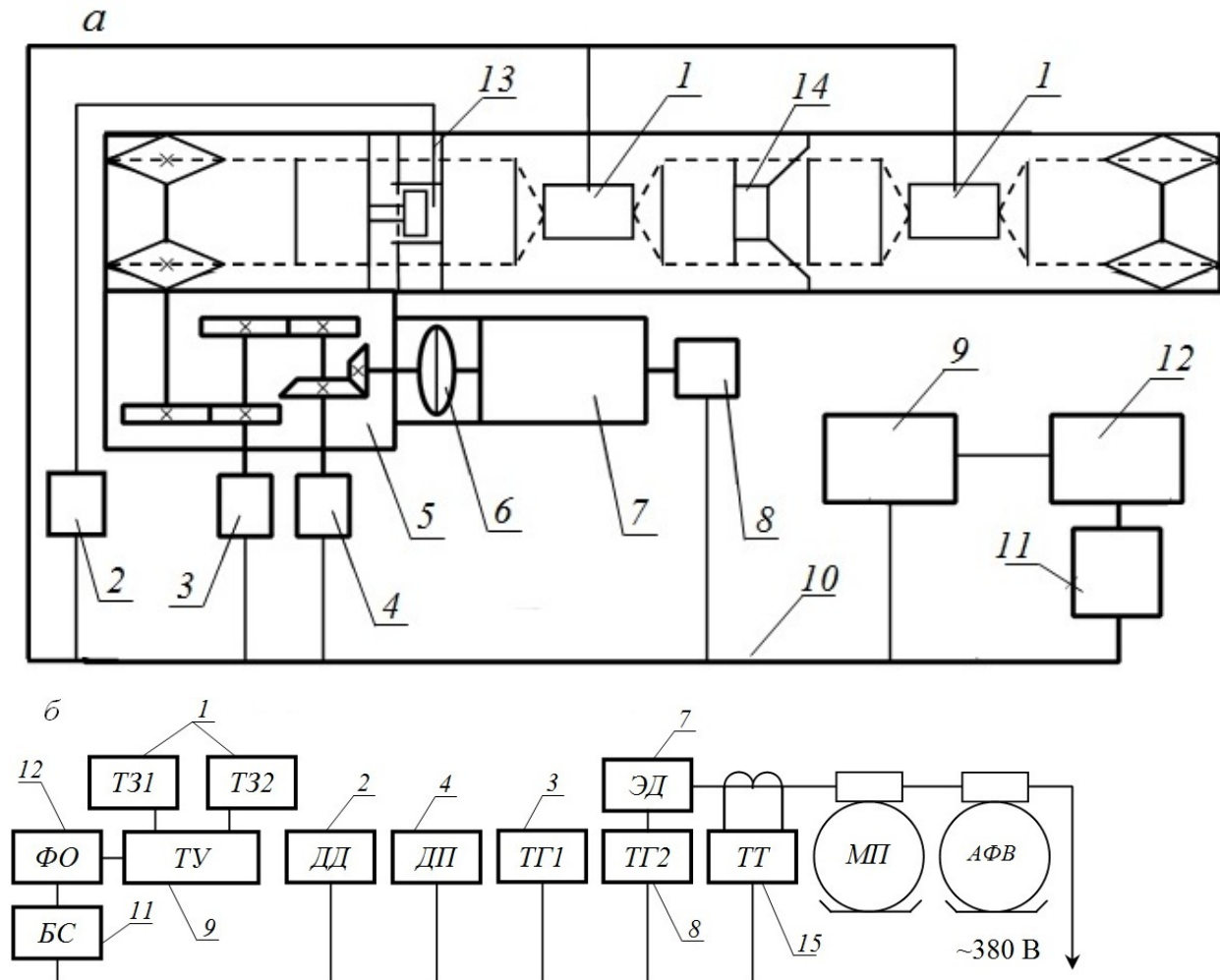


Рисунок 4.5. Схемы размещения на стенде (а) и коммутации (б) контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратуры

Тензозвено 1 (ТЗ), предназначено для измерения усилий натяжения верхней и нижней ветвей ТО, датчик угла поворота 2 (ДП) – для измерения линейного перемещения приводной станции. Тахогенераторами 7 и 3 (ТГ1 и ТГ2) измеряются частоты вращения, соответственно, ротора приводного ЭД 6 и второго промежуточного вала редуктора, что позволяет регистрировать частоту вращения элементов привода конвейера при его пуске и определять текущее значение скольжения

ГМ 5. С помощью трансформатора тока *12* (*ТТ*) измеряется ток, который потребляется ЭД.

Тензоусилитель *8* (*ТУ*) преобразует сигнал, который поступает из датчика тензозвена *1*, до уровня, необходимого для работы фоторегистрирующего осциллографа *11* (*ФО*). Сигналы с датчика перемещения *2*, тахогенераторов *3* и *7*, а также ток и напряжение питания ЭД подаются на осциллограф *11* через блок соединения *10* (*БС*). Автоматический фидерный выключатель *АФВ* и магнитный пускатель *МП* служат для защиты и оперативной коммутации силовой цепи питания ЭД. Электрическая схема коммутируется с помощью кабелей *9*.

В соответствии с принятой схемой измерения частоты вращения ротора ЭД привода осуществляется тахогенератором постоянного тока *ТГ1* типа ТМГ30, который установлен на защитном кожухе со стороны вентилятора. Валы роторов ЭД и генератора соединяются с помощью втулочной муфты. Тахогенератор *ТГ1*, установленный на ЭД, представлен на рисунке 4.6.

Скорость вращения второго промежуточного вала редуктора измеряется с помощью тахогенератора *ТГ2* типа ЭТ7, закрепленного на корпусе редуктора. Скорость вращения приводной звездочки и турбинного колеса ГМ привода конвейера определяются как функция скорости вращения второго вала редуктора.

Измерение перемещения приводной станции осуществляется безусилительным методом с помощью датчика угла поворота *ДП*.

Тахогенератор измерения частоты вращения первого промежуточного вала редуктора представлен на рисунке 4.7.

Измерение возникающих в ТО усилий выполняется методами тензометрии. Тензозвенья изготовлены, оснащены и смонтированы в соответствии со стандартной методикой [60]. Тензометрическое звено *ТЗ* установлено в разрыв верхней ветви ТО на расстоянии 1,5...2,5 м от приводного вала. *ТЗ*, а Схема конструкции тензозвена показана на рисунке 4.8, а его расположение в составе измерительного узла – на рисунке 4.9.

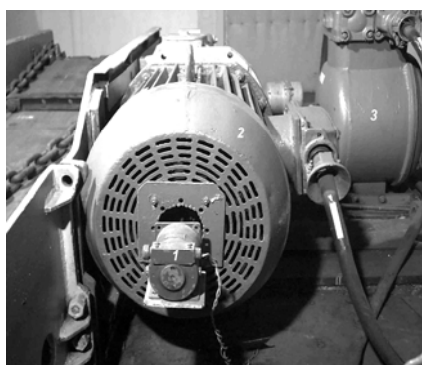


Рисунок 4.6. Тахогенератор контроля частоты вращения ротора двигателя: 1 – тахогенератор ТМГ30; 2 – кожух вентилятора приводного двигателя; 3 – пускатель конвейера

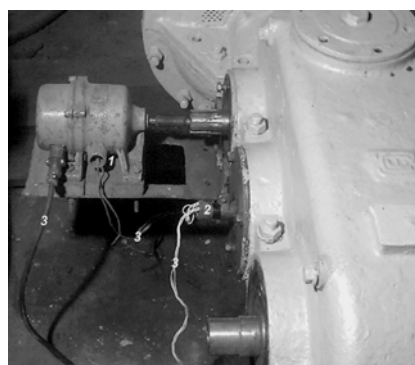


Рисунок 4.7. Тахогенератор контроля частоты вращения первого промежуточного вала редуктора

В качестве инструментального усилителя тензосигнала используется тензометрический усилитель ТУ типа 8АНЧ7М.

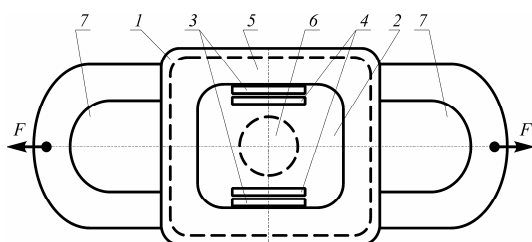


Рисунок 4.8. Схема конструкции тензометрического звена

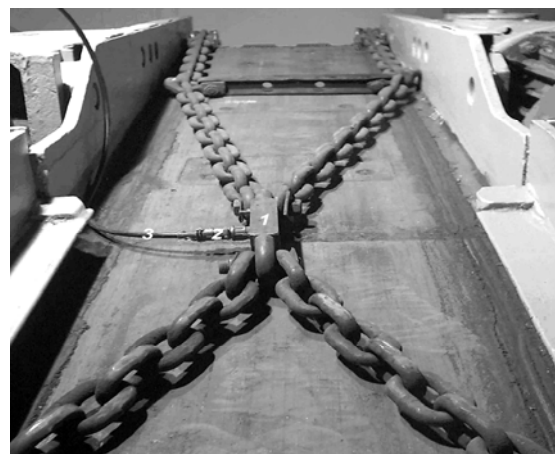


Рисунок 4.9. Тензозвено (1) в составе измерительного узла

Напряжение питания ЭД измеряется на зажимах его статорной обмотки. Отвод напряжения из моторной камеры ЭД выполняется по контрольным проводам силового кабеля в присоединительную камеру пускателя. Трансформатор напряжения типа ТА выполняет функцию снижения напряжения до безопасного

значения, изолирования вторичной цепи от фазного напряжения сети и статического экранирования от наведений со стороны первичной цепи. Контрольное измерение напряжения выполняется вольтметром *V* Щ4300.

Для измерения тока применяется трансформатор тока *ТТ* УТТ5 класса точности 0,2, который смонтирован для измерений до 600 А и установлен на силовых проводах пускателя конвейера (рисунок 4.10). Трансформатор нагружается на эталонное сопротивление Р321 класса 0,01 величиной 0,2 Ом.

Регистрирование напряжения, которое подводится к ЭД, и тока, который протекает через его статорные обмотки, выполняется безусилительным методом. Для этого напряжение питания ЭД и напряжение, полученное на нагружающем сопротивлении вторичной обмотки трансформатора тока *ТТ*, с помощью смонтированной в моторной камере пускателя *МП* типа ПМВИ41 резистивной схемы соединения согласовываются по току и сопротивлению с гальванометрами осциллографа и подводятся к ним по присоединительному кабелю.

Записывание процессов, которые протекают в ССК при пуске с заклиненным ТО, выполняется фоторегистрирующим осциллографом ФО типа Н071.3.

Управление конвейером и податчиком бумаги осциллографа осуществляется нефиксируемой кнопкой управления *КУ* с опережающим включением контакта управления осциллографом.

Напряжение питания на контрольно-измерительную и регистрирующую аппаратуру подается через электронный стабилизатор переменного напряжения типа ТУР2012.

Общий вид измерительной и регистрирующей аппаратуры представлен на рисунке 4.11.

Осциллографирование указанных величин позволило зафиксировать измеряемые величины, а затем выполнить анализ динамических процессов, которые протекают в трансмиссии привода конвейера, который работает при заклиненном ТО, а именно: определить нагрузку и характер их изменения, проверить работоспособность и эффективность ГНУ.

Перед проведением эксперимента вся измерительная и регистрирующая аппаратура подвергалась рабочей проверке (при необходимости – регулированию) и тарировке.

Тарирование тензозвена выполнялось на разрывной машине типа УММ50. Для этого звено закреплялось в машине и подключалось к фоторегистрирующему осциллографу через тензометрический усилитель. Осевое растягивающее усилие, прилагаемое к тензозвену, изменялось с шагом 5 кН от 0 до 150 кН. Процесс тарирования содержал в себе цикл нагрузки звена и следующей ее разгрузки.

Полученная статическая характеристика тензозвена имеет практически линейную (отклонение менее 5 %) зависимость и высокую повторяемость, чем подтверждается работоспособность датчика.

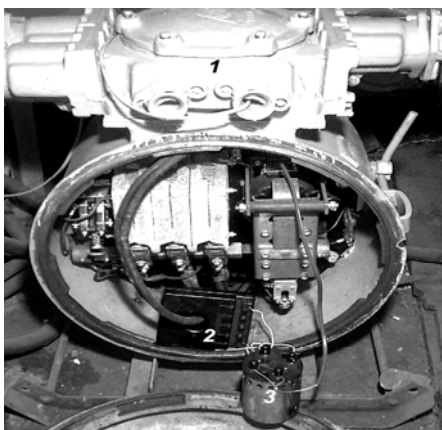


Рисунок 4.10. Силовая коммутационная аппаратура конвейера: 1 – магнитный пускатель; 2 – трансформатор тока УТТ-5; 3 – нагрузочное сопротивление Р321



Рисунок 4.11. Общий вид комплекта измерительной и регистрирующей аппаратуры: 1 – тензоусилитель 8АНЧ7м; 2 – фоторегистрирующий осциллограф Н071.3; 3 – соединительные кабели; 4 – контактная колодка; 5 – кнопка управления пускателем конвейера и осциллографом

Тарирование каналов осциллографа, которые регистрируют ток и напряжение, выполнялось с применением вольтметра типа Щ4300 и регулятора напряжения, который состоял из лабораторного регулируемого автотрансформатора ЛАТР

и многообмоточного трансформатора напряжения УТН1. При этом в измерительную схему канала осциллографа для регистрирования тока подавалось напряжение в пределах от 0 до 2 В, что отвечает току в обмотке ЭД до 1,2 кА, а в канал для регистрирования напряжения – 0,45 В. Полученная при этом зависимость величины амплитуды отклонения луча осциллографа от параметров, которые регистрируются, имеет практически линейную зависимость.

Тарирование тахогенераторов выполнялось с помощью двухскоростного ЭД АН180/6/18ЛУЗ с номинальной частотой вращения ротора 950 и 285 мин⁻¹ (синхронная частота вращения – 1000 и 300 мин⁻¹) и ЭД привода конвейера. Контроль частоты вращения ротора тарируемого тахогенератора, выполнялся стробоскопированием относительно частоты питающей сети 50 Гц как эталонной. Зависимости отклонений луча осциллографа от исходного напряжения тахогенераторов *ТГ1* и *ТГ2* при номинальной нагрузке и от частоты вращения их роторов линейные.

Рабочая перепроверка и тарирование контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратуры, выполненная после проведения всех опытов, показали, что отклонения измеряемой характеристики от тех, которая установлена в начале эксперимента, не превышают 3 %. Указанные мероприятия подтверждают корректность проведенных исследований и достоверность полученных результатов эксперимента.

4.4 Результаты экспериментального исследования режимов работы конвейера с ГНУ

На стендовой установке в соответствии с программой и методикой испытаний проведены исследования процессов, которые протекают в силовой системе скребкового конвейера с ГНУ при стопорении ТО. Анализ осциллограмм пуска конвейера с последующим после выхода конвейера на режим установившегося движения ТО и его экстренного стопорения как при работе ГНУ, так и при его

блокировании, показал, что во всех случаях ЭД выходит на устойчивую часть своей характеристики. В рабочем режиме работы частота вращения ротора ЭД составляет $145...147 \text{ с}^{-1}$, а его скольжение – $0,077...0,064$. Пуск, полностью в соответствии с теоретическими результатами исследований, проходит в штатном режиме, при котором динамические нагрузки, благодаря работе гидромуфты, незначительно, примерно в 1,2 раза, превышают нагрузки при установившемся движении. Напряжение на зажимах обмотки статора $U_{\text{д}}$ при пуске снижается до $315...355 \text{ В}$, а при установившемся движении устанавливается на уровне $365...395 \text{ В}$. Значения тока статора ЭД $I_{\text{д}}$ при пуске находятся в пределах $325...415 \text{ А}$, при установившемся движении – в пределах $185...230 \text{ А}$.

Пуск и экстренное торможение конвейера. На рисунке 4.12 представлен фрагмент типичной осциллограммы, на которой отражен динамический процесс экстренного стопорения ТО ($l_3 = 18,2 \text{ м}$) при заблокированном ГНУ. На 2-й секунде при стопорении ТО наблюдается резкое возрастание усилия в набегающей ветви $S_{\text{н}}$ до 189 кН . Гидромуфты в приводе не в состоянии полностью предотвратить динамические нагрузки в силовой системе. Затем, в течение 1 с, отмечаются непродолжительные с периодом $0,5 \text{ с}$ затухающие колебания системы и, наконец, ее остановка.

Усилие натяжения устанавливается на уровне 82 кН , что отвечает максимальному крутящему моменту, передаваемому гидромуфтой при заторможенном турбинном колесе. В данном случае натяжение, соответствующее работе муфты

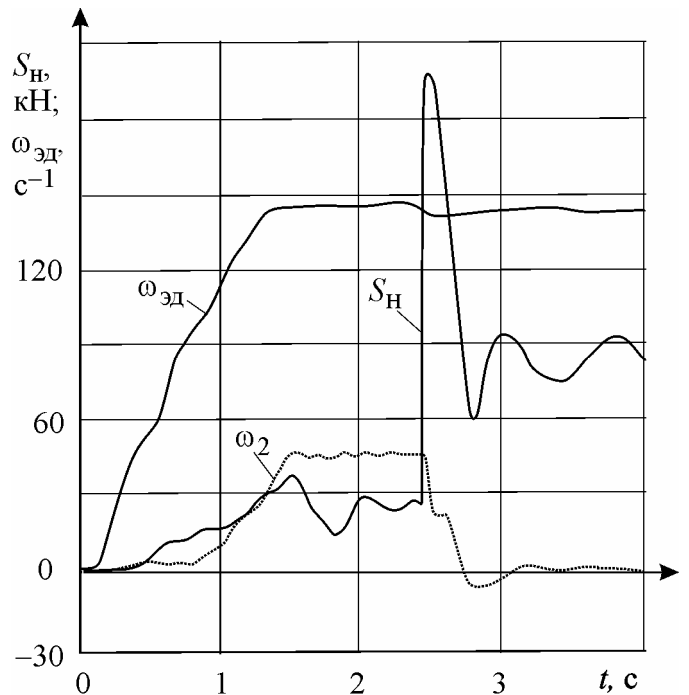


Рисунок 4.12. Осциллограмма экстренного стопорения скребкового конвейера СП63 без участия ГНУ и без отключения ЭД

ТПЗ2 при застопоренном тяговом органе, т. е. в режиме работы привода на упор в 2,3 раза меньше максимального натяжения. Такое соотношение усилий характерно для муфты ТПЗ2, в которой при выведении части рабочей жидкости в камеру сброса наблюдаются «провалы» крутящего момента. Для современных муфт (ГПЭ400 и др.), в которых предусматриваются конструктивные элементы (порог, лопастное колесо на насосном колесе), снижающие интенсивность слива рабочей жидкости в пусковую камеру, такого значительного падения крутящего момента и, соответственно, натяжения ТО не предполагается.

В результате 10-ти проведенных экспериментов получены минимальное, максимальное и среднее значения максимального усилия, $\bar{S}_{н\ max}$, равные, соответственно, 169, 198 и 181 кН, а также оценка его среднеквадратичного отклонения $s_{S_{н\ max}}$, равная 5,6 кН. Нулевая гипотеза формулируется на основании теоретических исследований в виде $H_0: \mu_{S_{н\ max}}=192\text{ кН}$, $\alpha=0,05$. Здесь α – уровень значимости (ошибка отклонения нулевой гипотезы).

Критерий Стьюдента [61]

$$|t| = \left| \bar{S}_{н\ max} - \mu_{S_{н\ max}} \right| / (s_{S_{н\ max}} / \sqrt{n}) = |181 - 192| / (5,6 / \sqrt{10}) = 0,62,$$

где $\mu_{S_{н\ max}}$ – математическое ожидание случайной величины $S_{н\ max}$, в качестве которого принимается расчетное значение 192 кН, полученное в подразделе 3.3.

n – объем эксперимента.

Расхождение расчетных и экспериментальных значений максимального усилия в ТО не превышает 9 %. Критическое значение критерия Стьюдента, соответствующее принятому значению уровня значимости α и числу степеней свободы $n-1$, равному 9, $t_{кр}=1,9$. Так как $|t| < t_{кр}$, то принимается нулевая гипотеза. Таким образом, полученные результаты дают основания считать разработанную матема-

тическую модель адекватной реальному конвейеру. Аналогичные результаты получены и в других случаях

Пуск и экстренное торможение конвейера с ГНУ. Осциллограмма, полученная при тех же условиях и настройке предохранительного клапана на 3 МПа и номинальном расходе РЖ 0,0013 м³/с, представлена на рисунке 4.13.

В начале процесса стопорения при сработавшем ПК наблюдается резкое кратковременное возрастание давления в ГЦ до 7 МПа, а затем снижение, практически, до 3 МПа. Максимальное значение усилия натяжения $S_{H \max}$ достигает 170 кН, что, благодаря применению ГНУ, на 12...14 % меньше, чем в предыдущем случае.

При последующей работе привода на упор S_H также устанавливается на уровне 82 кН. Перемещение приводной станции, которое продолжалось до отключения ЭД, составило 0,25 м. Чем больше давление настройки предохранительного клапана $p_{п.к}$ при данном $Q_{п.к}$, тем меньше нагрузки по величине отличаются от нагрузок базового варианта (без ГНУ).

Несмотря на значительную массу приводной станции, ее перемещение, практически с постоянной скоростью 0,5 м/с, начинается сразу же после срабатывания ПК, что подтверждает теоретические выводы о достаточном быстродействии оперативной защиты посредством ГНУ и ее безопасности для обслуживающего персонала.

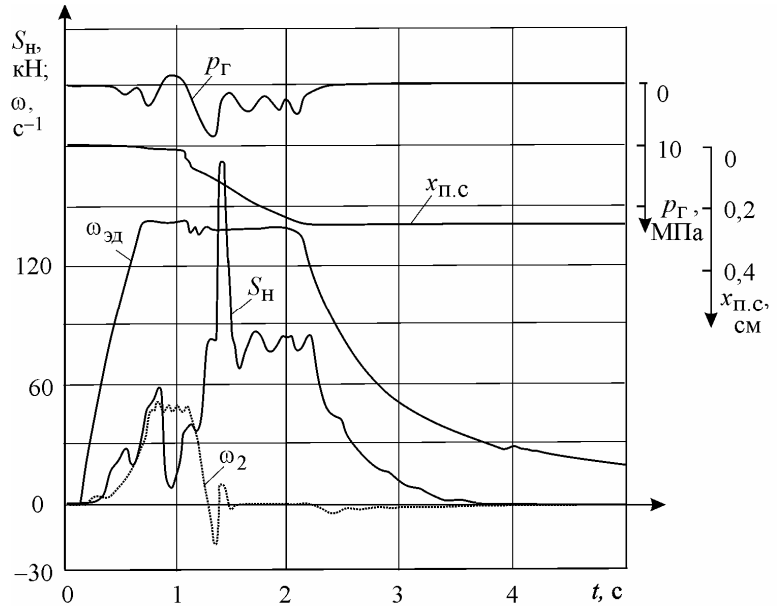


Рисунок 4.13. Осциллограмма экстренного стопорения скребкового конвейера СП63 с ГНУ при $p_{п.к.} = 3$ МПа

Теоретические исследования показали, что в случае применения современных ГМ по исчерпанию хода гидроцилиндров ГНУ возможно появление второго пика нагрузок, причем при определенном сочетании $p_{п.к}$ и $Q_{п.к}$ значения нагрузок могут превысить нагрузки, соответствующие первому пику. Поступательное движение привода при срабатывании ПК и работающем ЭД позволяет отсрочить появление второго пика нагрузок в ТО, но не исключает его появление, а также срабатывание тепловой защиты муфты.

Пуск и экстренное торможение конвейера с ГНУ и отключением ЭД. Своевременное, сразу же после срабатывания ПК, по сигналу от реле давления, отключение ЭД позволяет устранить отмеченные недостатки защиты и снизить уровень $S_{н\max}$ до 144 кН (рисунок 4.14). Настройка реле на давление, незначительно превышающее $p_{п.к}$, исключает ложные, до срабатывания ПК, отключения ЭД. Приводная станция переместилась на 0,03 м. Отключение ЭД в сочетании с работой ГНУ, т. е. комплексная защита от экстренных перегрузок, позволяет снизить нагрузки в 1,4 раза.

Для подтверждения возможности возникновения обратного удара предусматривалась работа конвейера в реверсном режиме при заблокированном ГНУ. Стопор устанавливался, по возможности, ближе к приводной станции, во избежание наезда на него тензометрической станции – на расстоянии 6 м от приводной станции, тензометрические станции – по обе стороны от стопора (см. рисунок 4.1, б). Фрагменты полученной осциллограммы, приведены на рисунке 4.15. По-

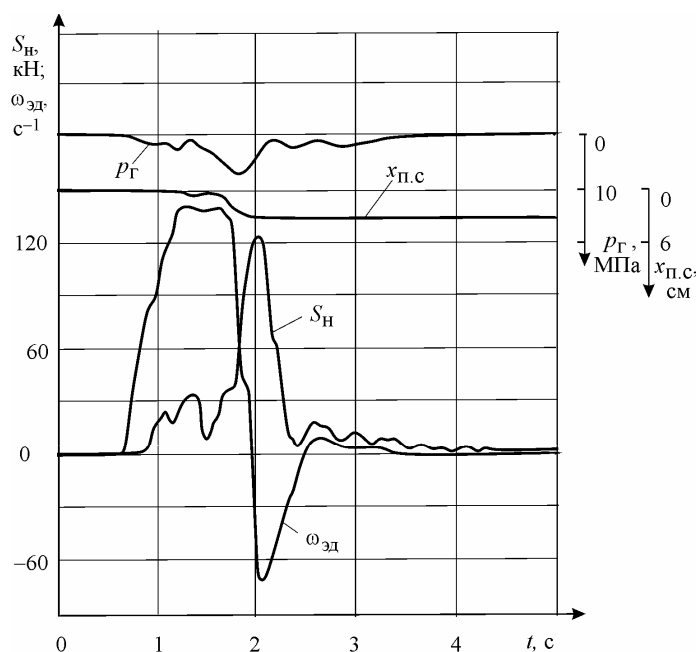


Рисунок 4.14. Осциллограмма экстренного стопорения скребкового конвейера СП63 с ГНУ при $p_{п.к}=3$ МПа и с отключением ЭД

сле стопорения конвейера максимальное усилие в набегающей ветви достигло 118,4 кН. При этом на сбегающей ветви при первоначальном натяжении $S_c=0$ наблюдается провисание цепи. При отключении ЭД сила S_c при резком перемещении ТО в направлении набегающей ветви достигает 57,2 кН, что подтверждает возможность возникновения обратного удара. В случае применения ГНУ ударные нагрузки в сбегающей ветви не наблюдались.

Пуск при застопоренном тяговом органе. Эксперименты по исследованию тяжелого пуска конвейера не имеют прямого отношения к исследованиям ГНУ, однако могут служить для подтверждения адекватности математических моделей отдельных функционально-структурных элементов конвейера и математической модели конвейера в целом. Результаты эксперимента тяжелого пуска, полученные при $l_3=18,2$ м, практически совпадают с результатами моделирования (см. рисунок 3.6.)

Итак, установлены адекватность математической модели конвейера с ГНУ и способность ГНУ осуществлять оперативную защиту конвейеров с гидродинамическим приводом от экстренных перегрузок.

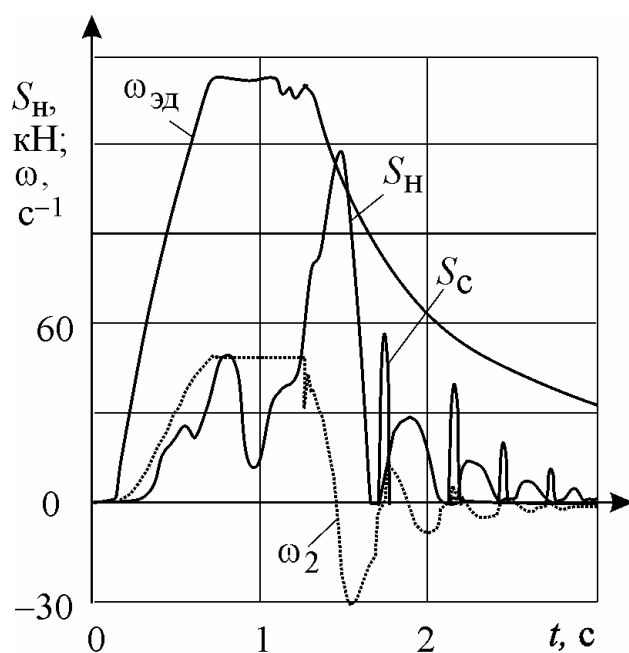


Рисунок 4.15. Оциллограмма экстренного стопорения скребкового конвейера СП63 при отключении ЭД с обратным ударом в ТО

4.5 Выводы по разделу

1. Разработана стендовая установка на базе забойного скребкового конвейера СП63 с гидродинамическим приводом, оборудованного лабораторным образ-

цом гидравлического натяжного устройства с системой автоматического отключения приводного электродвигателя и контрольно-измерительной аппаратурой.

2. Расчетные значения максимального усилия в ТО при его заклинивании отличаются от экспериментальных значений не более, чем на 9 %, также согласно проверке по критерию Стьюдента при уровне значимости, равном 0,05, принимается гипотеза о равенстве расчетных значений математическим ожиданиям соответствующих экспериментальных данных, что подтверждает адекватность математической модели конвейера в режимах экстренного стопорения тягового органа реальному конвейеру.

3. Получило экспериментальное подтверждение явление возникновения ударных нагрузок в сбегавшей с привода ветви при экстренном заклинивании тягового органа вблизи привода и защитном отключении ЭД.

4. При срабатывании ГНУ, осуществляющего оперативную защиту силовой системы от экстренных перегрузок, приводная станция перемещается со скоростью не более 0,5 м/с, что не представляет опасности для обслуживающего персонала.

5. Подтверждена работоспособность и эффективность ГНУ в качестве оперативного средства защиты от экстренных перегрузок в сочетании с аварийным отключением приводного электродвигателя.

5. НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ГНУ В СОСТАВЕ ЗАБОЙНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

5.1 Вступительные замечания

В соответствии с целью работы и шестой научной задачей исследования в настоящем разделе разрабатываются рекомендации по практическому применению ГНУ в составе САУ натяжением ТО забойного скребкового конвейера.

В подразделе 5.2 приводятся законы адаптивного автоматического управления натяжением ТО посредством ГНУ и обеспечивающая их выполнение функциональная схема САУ конвейера с ГНУ. В качестве входных величин, определяющих как законы управления, так и логику их применения принимаются потребляемые мощности ЭД, давления в гидроцилиндрах ГНУ, величина стрелы провеса цепей в сбегавшей с головного привода ветви ТО. При разработке законов управления учтены и устранены недостатки известных законов управления [1, 2, 3, 30, 40].

В подразделе 5.3 отражены принципы построения САУ ГНУ.

Основные результаты раздела: разработаны закон управления, функциональная и структурная схемы системы автоматического управления натяжением конвейера посредством ГНУ.

Материалы данного раздела имеют самостоятельное значение.

Основные положения раздела отражены в работах [44, 63, 64, 65, 70], выполненных диссертантом в соавторстве, а также в работах [66, 71, 74], выполненных без соавторов.

5.2. Определение закона и разработка функциональной схемы системы автоматического управления натяжением конвейера с ГНУ

При определении законов управления натяжением конвейера с двумя приводными станциями учитывается неравномерное распределение суммарного тягового усилия конвейера между приводными блоками конвейера, что характерно для приводных асинхронных электродвигателей забойных скребковых конвейеров. Силами инерции приводной станции и сопротивлением ее движению по направляющим под воздействием ГНУ пренебрегаем ввиду их малости по сравнению с упругой реакцией ГО. Для регулирования натяжения применяется хвостовое ГНУ (см. раздел 2).

Сопротивление движению $W_{\text{п}}$, применяемое так же, как и тяговые усилия приводов, для построения логики управления натяжением, определяется из уравнений статики, которые для конвейера, оборудованного двумя приводами с ГНУ, имеют следующий вид (см. рисунок 2.1, б):

$$\begin{aligned}
 W_{\text{п}} &= S_2 - S_1; \\
 S_2 - S_3 &= F_x; \\
 S_2 + S_3 &= 2S_x; \\
 S_4 - S_1 &= F_2; \\
 S_4 + S_1 &= 2S_2,
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

где S_x и S_2 – усилия на штоках гидроцилиндров (ГЦ) ГНУ хвостового и головного приводов (в каждом ГНУ два ГЦ).

Из системы уравнений (5.1) получим

$$W_{\text{п}} = S_x - S_2 + F_x/2 + F_2/2. \tag{5.2}$$

С учетом зависимостей $F_x=10^3\eta N_x/v$, $S_x=p_x\pi d^2/4$, $F_z=10^3\eta N_z/v$ и $S_z=p_z\pi d^2/4$, где η – КПД привода; N_z и N_x – мощности, потребляемые головным и хвостовым приводами; d – диаметр поршня гидроцилиндров ГНУ; v – скорость конвейера, выражение (5.2) может быть представлено в виде:

$$W_{\Pi}=\pi d^2(p_x-p_r)/4+10^3\eta(N_x+N_z)/2v. \quad (5.3)$$

Законы управления могут быть получены из следующей системы уравнений:

$$\begin{aligned} S_2-S_3 &= F_x; \\ F_x &= 10^3\eta N_x/v; \\ S_2+S_3 &= 2S_x=p_x\pi d^2/2; \\ S_2 &= S_1+W_{\Pi}; \\ S_1 &= S_{\min 3}, \text{ если } F_x < W_{\Pi}; \\ S_3 &= S_{\min 3}, \text{ если } F_x \geq W_{\Pi}. \end{aligned} \quad (5.4)$$

На основании решений относительно p_x системы уравнений (5.4), как при $F_x < W_{\Pi}$, так и при $F_x \geq W_{\Pi}$, а также равенства $p_x=p_0$, при котором исключается провисание цепей в точке l тягового контура, формируется набор законов управления давлением в ГЦ хвостового ГНУ двухприводного конвейера, каждый из которых реализуется при определенных условиях эксплуатации:

$$p_3=p_0, \text{ если } l > 0; \quad (5.5)$$

$$p_3=2S_{\min 3}+10^3\eta N_x/v/\pi d^2, \text{ если } F_x \geq W_{\Pi} \text{ и } l=0; \quad (5.6)$$

$$p_3=2 S_{\min 3}+2W_{\Pi}-10^3\eta N_x/v/\pi d^2, \text{ если } F_x < W_{\Pi} \text{ и } l=0. \quad (5.7)$$

Здесь p_0 – рабочее давление в гидравлической сети, которое подается в ГЦ хвостового ГНУ при провисании ТО; l – стрела провиса ТО в точке l тягового контура.

Закон управления для конвейера с одной приводной станцией устанавливается аналогично.

Статика одноприводного конвейера описывается системой уравнений:

$$\begin{aligned}
 S_1 &= S_{\min 3}, \text{ если } W_{\text{п}} > 0; \\
 S_2 &= S_{\min 3}, \text{ если } W_{\text{п}} \leq 0; \\
 S_2 &= S_1 + W_{\text{п}}; \\
 S_2 + S_3 &= 2S_x; \\
 S_2 &= S_3.
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

Законы адаптивного управления давлением ГЦ одноприводного конвейера, которые получаются в результате объединения решений системы уравнений (5.8) и условия оперативного устранения провиса ТО, представляются в виде:

$$p_3 = p_0, \text{ если } l > 0; \tag{5.9}$$

$$p_3 = 4(S_{\min 3} + W_{\text{п}})/\pi d^2, \text{ если } W_{\text{п}} \geq 0 \text{ и } l = 0; \tag{5.10}$$

$$p_3 = 4S_{\min 3}/\pi d^2, \text{ если } W_{\text{п}} < 0 \text{ и } l = 0. \tag{5.11}$$

Из приведенных законов управления видно, что в качестве входных величин необходимо применять потребляемые мощности ЭД, давления в гидроцилиндрах ГНУ и провис цепей в точке l тягового контура. Также необходимо задаться минимальным натяжением ТО.

Адаптация конвейера заключается в выборе и реализации в зависимости от условий эксплуатации, т. е. сообразно поступающей информации, закона управления

натяжением с целью минимизации его среднего уровня. Принципы адаптации ЗСК к условиям эксплуатации основываются на алгоритмах, представленных в работе [73].

На рисунке 5.1 изображена функциональная схема системы автоматического управления натяжением конвейера с тяговым органом $ТО$, с приводными станциями с электроприводом $ЭП$ и ГНУ, оборудованными телескопической секцией с двумя силовыми гидроцилиндрами $ГЦ$, (в обозначениях индекс x соответствует хвостовой приводной станции, а индекс z – головной). Электродвигатели электропривода $ЭП_z$ питаются от электрической сети C_z , а электродвигатели электропривода $ЭП_x$ – от сети C_x .

Датчики мощности $ДМ_z$ и $ДМ_x$ предназначены для измерения мощностей N_z и N_x , потребляемых двигателями головного и хвостового приводов, датчики давления $ДД_z$ и $ДД_x$ – для измерения давления в гидроцилиндрах ГНУ головной и хвостовой приводных станций.

Датчиком провисания $ДПР$ контролируется провисание l цепей тягового органа $ТО$.

В задающем устройстве $ЗУ$ на основании сигналов, которые поступают от всех указанных датчиков, определяются уровень нагрузки F_x хвостового привода и сопротивление

движению порожняковой ветви конвейера W_p . В соответствии с логическими условиями (см. формулы 5.5-5.7 или 5.9-5.11) а также с учетом заданного натяжения тягового органа $S_{\min 3}$ формируется тот или иной закон $p_3(S_{\min 3}, N_z, N_x, p_x, p_z, l)$ управления давлением в гидроцилиндре $ГЦ_x$ хвостовой натяжной станции. Сумматор C обеспечивает определение сигнала рассогласования между сигналом p_3 с

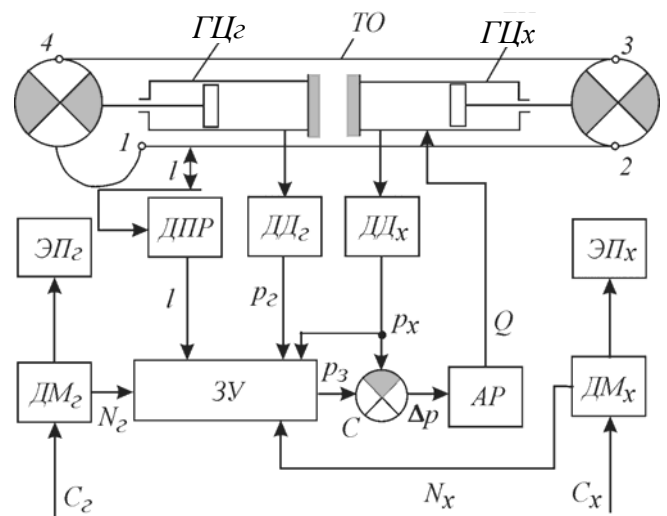


Рисунок 5.1. Функциональная схема САУ натяжением тягового органа скребкового конвейера

задающего устройства $ЗУ$ и сигналом p_x с датчика давления $ДД_x$. Автоматический регулятор $АР$ на основании сигнала Δp ($\Delta p = p_3 - p_x$), который поступает от сумматора $С$, формирует поток рабочей жидкости (РЖ) с расходом Q , обеспечивающим достижение необходимого давления p_3 в $ГЦ_x$.

В основу предлагаемого способа управления положены следующие требования. Для обеспечения нормальной работы цепного обвода необходимо в сбегавшей ветви $ТО$ вблизи головного привода (точка 1 тягового контура) устранять провисание цепей, т. е. необходимо обеспечивать выполнение условия $l=0$. В точке тягового контура с минимальным натяжением необходимо поддерживать натяжение на заданном уровне $S_{\min 3}$. Минимальное натяжение образуется в точке 1 тягового контура при условии $F_x < W_{\Pi}$, или в точке 3 , если $F_x > W_{\Pi}$.

Источником энергии (рабочего давления p_p) для перемещения поршней гидроцилиндров могут служить гидравлическая сеть механизированной крепи очистного комплекса или специальный насос.

Представленная на рисунке 5.1 САУ является системой непрямого регулирования.

Предлагаемый способ управления реализуется следующим образом.

Если при работе конвейера в точке 1 тягового контура образуется провисание цепей, то по сигналу датчика провисания $ДПР$ в задающем устройстве $ЗУ$ формируется закон управления, согласно которому автоматический регулятор $АР$ обеспечивает оперативное повышение давления в $ГЦ_x$. Под действием гидроцилиндров $ГЦ_x$ телескопическая секция раздвигается, а хвостовая приводная станция перемещается до устранения провисания l цепей.

При отсутствии провисания ($l=0$) на основании сигналов с датчиков мощности $ДМ_2$, $ДМ_x$, датчиков давления $ДД_2$, $ДД_x$ и заданного значения $S_{\min 3}$ формируется закон управления давлением в гидроцилиндрах $ГЦ_x$ хвостового привода, согласно которому при $F_x < W_{\Pi}$ натяжение $ТО$ поддерживается на уровне $S_{\min 3}$ в точке 1 тягового контура, а при $F_x \geq W_{\Pi}$ – в точке 3 вблизи хвостового привода. В автомати-

ческом регуляторе AP при работе системы управления «по принципу отклонения» сигнал p_3 сравнивается с сигналом p_x , который поступает по контуру обратной связи от $ДТ_x$. При их рассогласовании формируется регулирующее воздействие. Если $\Delta p > 0$, то автоматический регулятор AP подает РЖ в гидроцилиндры $ГЦ_x$. При этом в них повышается давление и телескопическая секция раздвигается. Если $\Delta p < 0$, то жидкость с гидроцилиндров $ГЦ_x$ сливается, давление в $ГЦ_x$ снижается, а телескопическая секция сдвигается.

В процессе работы конвейера для достижения поставленной задачи может осуществляться изменение закона управления $p_3(S_{\min 3}, N_2, N_x, p_x, p_2, l)$ согласно условиям эксплуатации, что является признаком адаптивного управления.

Преимущества предложенного способа по сравнению с известными основываются на большем объеме используемой информации при формировании закона управления гидравлическим натяжным устройством, что позволяет повысить эффективность конвейера.

Гидравлическая схема и принцип работы ГНУ отражены на рисунке 5.2, где 9 – силовые ГЦ, воздействующие на хвостовой привод конвейера, который имеет возможность продольного перемещения. Для предпускового натяжения ТО и его регулирования в рабочем режиме работы конвейера РЖ подается в поршневую полость ГЦ из напорной магистрали 2 через реверсивный гидрораспределитель 3 с ручным управлением. Затем через трехпозиционный электрогидрораспределитель 4 с автоматическим управлением (регулятор) и управляемый обратный клапан (гидрозамок) 5. Предварительное натяжение ТО и установка приводов в заданном исходном положении осуществляется двумя ГНУ. При этом обеспечивается также заданное выдвигание штоков. После согласования указанных требований и достижения давлением заданного значения по сигналу от реле давления 7 гидроцилиндры головного ГНУ отключаются от управления и замыкаются посредством гидрозамка, что в рабочем режиме исключает выдавливание РЖ из ГЦ более нагруженного привода и сползание приводных станций в сторону менее нагруженного привода. Затем включаются ЭД конвейера. В рабочем режиме натя-

жение регулируется только посредством ГНУ хвостовой приводной станции, давление измеряется датчиком давления 8.

Для разгрузки ТО при проведении монтажных работ или при регулировании натяжения в рабочем режиме РЖ из напорной магистрали подается в штоковую полость ГЦ и под торец поршня гидрозамка 5, после открывания которого поршневая полость соединяется со сливной магистралью 1.

При аварийном увеличении нагрузок в ТО и достижении давлением p_2 или p_x в поршневой полости ГЦ соответственно головного или хвостового приводов значения $p_{пк}$, на которое настроен ПК 10, последний срабатывает, РЖ вытесняется через ПК 10 в штоковую полость ГЦ и в сливную магистраль 1, а приводная станция смещается под воздействием упругой реакции ТО. Истечение РЖ из ГЦ определяется расходной характеристикой ПК и прекращается при выполнении условия $p_2 < p_{пк}$ или $p_x < p_{пк}$. При срабатывании ПК ГНУ, обычно расположенного ближе к месту заклинивания по ходу ТО, при помощи реле давления 6 отключаются все ЭД конвейера.

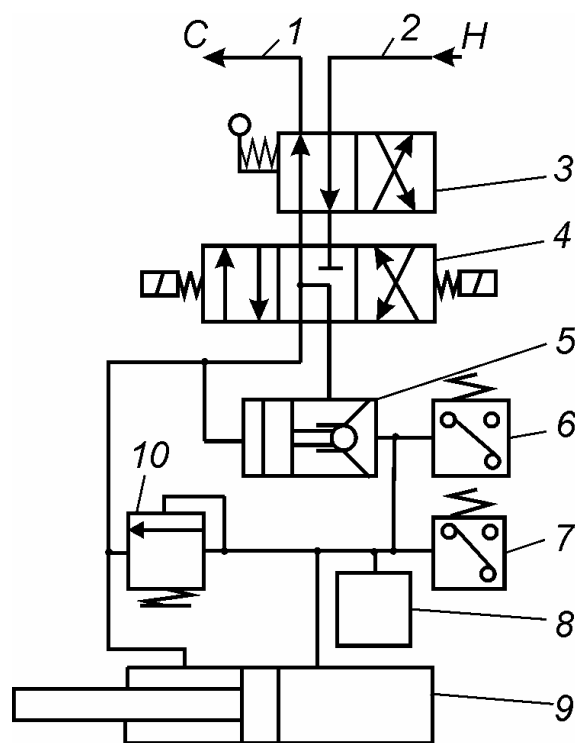


Рисунок 5.2. Гидравлическая схема ГНУ

Таким образом, определен закон управления натяжением тягового органа забойных скребковых конвейеров и соответствующая функциональная схема адаптивной системы автоматического управления натяжением. Полученные результаты могут быть использованы при разработке САУ конвейера.

5.3. Принципы построения системы автоматического управления гидравлическим натяжным устройством

Практическая реализация САУ многофункционального ГНУ забойных скребковых конвейеров, предусматривающей адаптивное регулирование натяжения, а также своевременное отключение приводных двигателей при аварийных режимах работы, возможна на основе микропроцессорной техники. Наиболее удобным представляется применение одноплатных компьютеров. Систему целесообразно выполнить в виде двух отдельных модулей для управления головным и хвостовым ГНУ. Взаимодействие двух модулей организуется с использованием телекоммуникационной связи.

На рисунке 5.3 представлен один из возможных вариантов реализации аппаратной части системы в привязке к одноплатным компьютерам типа «Тион-ПРО-270». Используются два одинаковых одноплатных компьютера. Первый – для построения модуля управления головным ГНУ (модуль «Г»), второй – для построения модуля управления хвостовым ГНУ (модуль «Х»).

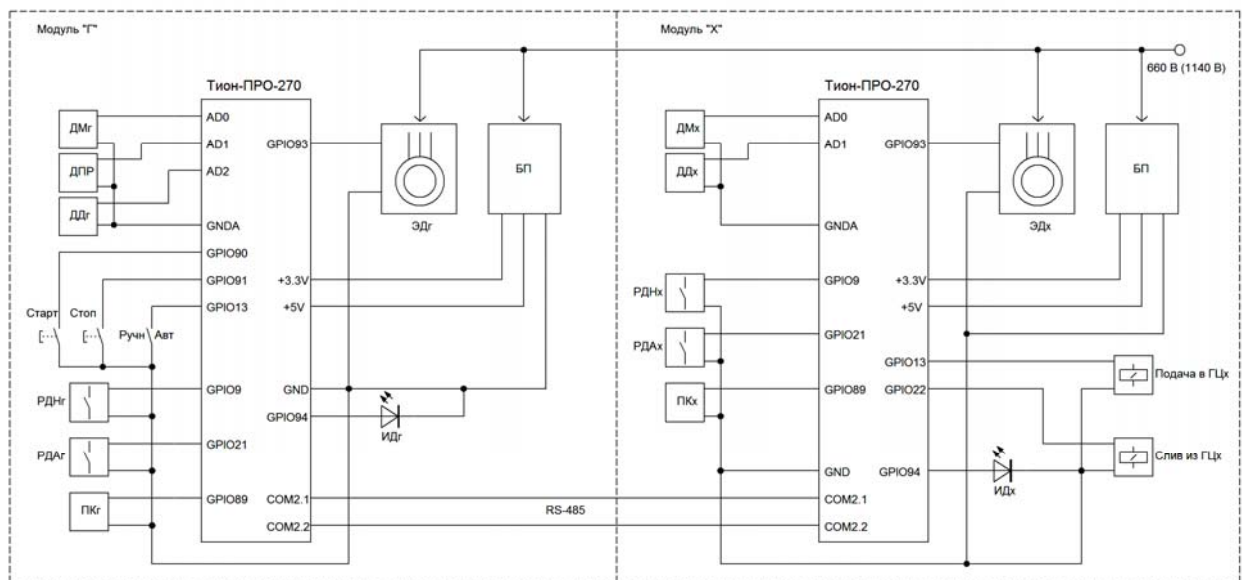


Рисунок 5.3. Принципиальная схема системы

Модули связываются между собой каналом последовательной связи RS-485, средства для организации которого предусмотрены в принятой модификации одноплатных компьютеров. Устойчивая связь при таком способе обмена данными возможна при удалении до 1 км, что позволяет размещать управляющие модули вблизи соответствующих ГНУ. В условиях применения большого числа датчиков и исполнительных устройств такой подход позволяет существенно упростить конструкцию управляющего устройства и сократить длину кабельных линий, что благоприятно отражается на помехоустойчивости и надежности системы.

На рисунке 5.3 приняты следующие обозначения: ДМг, ДМх – датчики мощности привода, соответственно, головного и хвостового ГНУ; ДПР – датчик провисания ТО; ДДг, ДДх – датчики давления в ГЦ, соответственно, головного и хвостового ГНУ; РДНг, РДНх – реле номинального давления в ГЦ, соответственно, головного и хвостового ГНУ; РДАг, РДАх – реле аварийного давления в ГЦ, соответственно, головного и хвостового ГНУ; ИДг, ИДх – индикаторы нормального давления в ГЦ, соответственно, головного и хвостового ГНУ; «Старт» – кнопка для запуска системы управления натяжением ТО; «Стоп» – кнопка для остановки работы системы; «Ручн/Авт» – переключатель режимов работы, позволяющий выбрать ручной или автоматический режим управления натяжением ТО; ПКг, ПКх – предохранительный клапан, соответственно, головного и хвостового ГНУ; «Подача в ГЦ», «Слив из ГЦ» – электромагниты гидравлического распределителя, выполняющего, соответственно, подачу рабочей жидкости в ГЦ и слив её из ГЦ; ЭДг, ЭДх – головной и хвостовой электроприводы конвейера; БП – блок питания микропроцессорного модуля.

Датчики ДМг, ДМх, ДПР, ДДг, ДДх подключены к аналоговым входам соответствующих одноплатных компьютеров. Остальные

устройства используют дискретные входы/выходы. Все подключаемые устройства должны быть согласованы по уровням сигналов с портами одноплатного компьютера.

Особенностью данной системы является выполнение всех управляющих функций за счет программного обеспечения. Модули «Г» и «Х» работают параллельно, выполняя общую задачу поддержания натяжения ТО на допустимом уровне. Для обеспечения безопасности работ оба модуля постоянно проверяют сигналы готовности соответствующих ГНУ. Эти сигналы, а также переменные, необходимые для реализации управления ГНУ по формулам (5.5-5.7 или 5.9-5.11), передаются по последовательному интерфейсу RS-485. Интерфейс работает непрерывно, сигналы передаются по мере поступления информации в соответствующий буфер, организованный в оперативной памяти устройства. Буфера доступны в любой момент времени, что позволяет передавать данные в асинхронном режиме, не связывая их передачу с работой основной программы. Таким образом, создаются условия для циклического выполнения алгоритма от начала до конца за один такт работы, определяемый операционной системой одноплатного компьютера.

Программное обеспечение модуля «Г» строится по алгоритму, представленному на рисунке 5.4. Здесь в блоках 2-6, 18-21 выполняются типовые функции опроса кнопок «Старт», «Стоп» и переключателя «Ручн/Авт». Информация о режиме работы передается в модуль «Х». В блоках 7-9 выполняется анализ давления в ГЦг и разрешается дальнейшая работа системы. В случае несоответствия давления в ГЦг запрещается работа ЭДг (электродвигатели включаются оператором вручную при наличии разрешения системы).

Блоки 12-14, 25, 26, в зависимости от заданного режима управления натяжением ТО, обеспечивают обмен необходимой информацией с модулем «Х».

В блоках 15-16 выполняется проверка готовности хвостового натяжного устройства и разрешается или запрещается работа ЭДг.

В случае нажатия кнопки «Стоп» будет выполняться блокировка работы всей системы. Для этого в блоке 22 сбрасывается признак «Продолжение работы», который немедленно передается в модуль «Х» блоком 23. Вслед за этим запрещается работа ЭДг (блок 27).

Алгоритм выполняется на каждом такте операционной системы модуля «Г». Частота выполнения определяется параметрами аппаратной части одноплатных компьютеров, настройкой операционной системы и для осуществления функций управления натяжением ТО скребкового конвейера не имеет принципиального значения (может изменяться от единиц Гц до нескольких кГц).

Программное обеспечение модуля «Х» строится по алгоритму, приведенному на рисунке 5.5. Модуль воспринимает сигнал «Продолжение работы» (блоки 2, 3), поступающий из модуля «Г». Часть алгоритма по распознаванию номинального давления (блоки 4-7) идентична такой же описанной выше части для блока «Г».

В автоматическом режиме, который идентифицируется блоками 9 и 10, выполняется регулирование давления в ГЦ блоком 11 по формулам (5.5-5.7 или 5.9-5.11).

Обмен с модулем «Г» сигналами готовности с одновременным анализом поступающего сигнала выполняется в блоках 12-14. В зависимости от наличия сигнала «Готовность ГЦг» принимается решение о разрешении или запрещении работы электропривода ЭДх и возврате системы в исходное состояние (блоки 14, 15, 19).

Подпрограмма автоматического регулирования ГЦх приведена на рисунке 5.6. Блок 3 делит алгоритм на две ветви: для конвейера с одним приводом и для конвейера с двумя приводами. Блоки 4, 6-10 реализуют регулирование давления в ГЦх по формулам (5.5-5.7), блоки 5, 11-15 – по формулам (5.9-5.11).

В блоке 16 вычисляется рассогласование ΔP , в зависимости от которого в блоке 17 принимается решение о подаче напряжения на нужный электромагнит гидрораспределителя, осуществляющего управление давлением в ГЦ хвостовой ГНУ. Блок 18 определяет зону нечувствительности dP для переключения гидрораспределителя, что обеспечивает фиксацию положения хвостовой ГНУ при незначительных колебаниях натяжения ТО.

Итак, разработана принципиальная схема САУ ГНУ, построенной на основе одноплатных компьютеров и обеспечивающей адаптивное регулирование натяжения тягового органа, а также защиту конвейера от перегрузок в аварийных режимах работы.

На основании результатов исследования разработана и утверждена ведущими угольными предприятиями Донбасса «Методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров». Данные об утверждении «Методики...» на угольных предприятиях Луганской Народной Республики для применения на практике приведены в ПРИЛОЖЕНИЯХ Б, В, Г. Справка о намерении ГУП ЛНР «ЦЕНТРУГОЛЬ» использовать результаты исследований по диссертационной работе для повышения эффективности забойных скребковых конвейеров на угольных шахтах приведена в ПРИЛОЖЕНИИ Д.

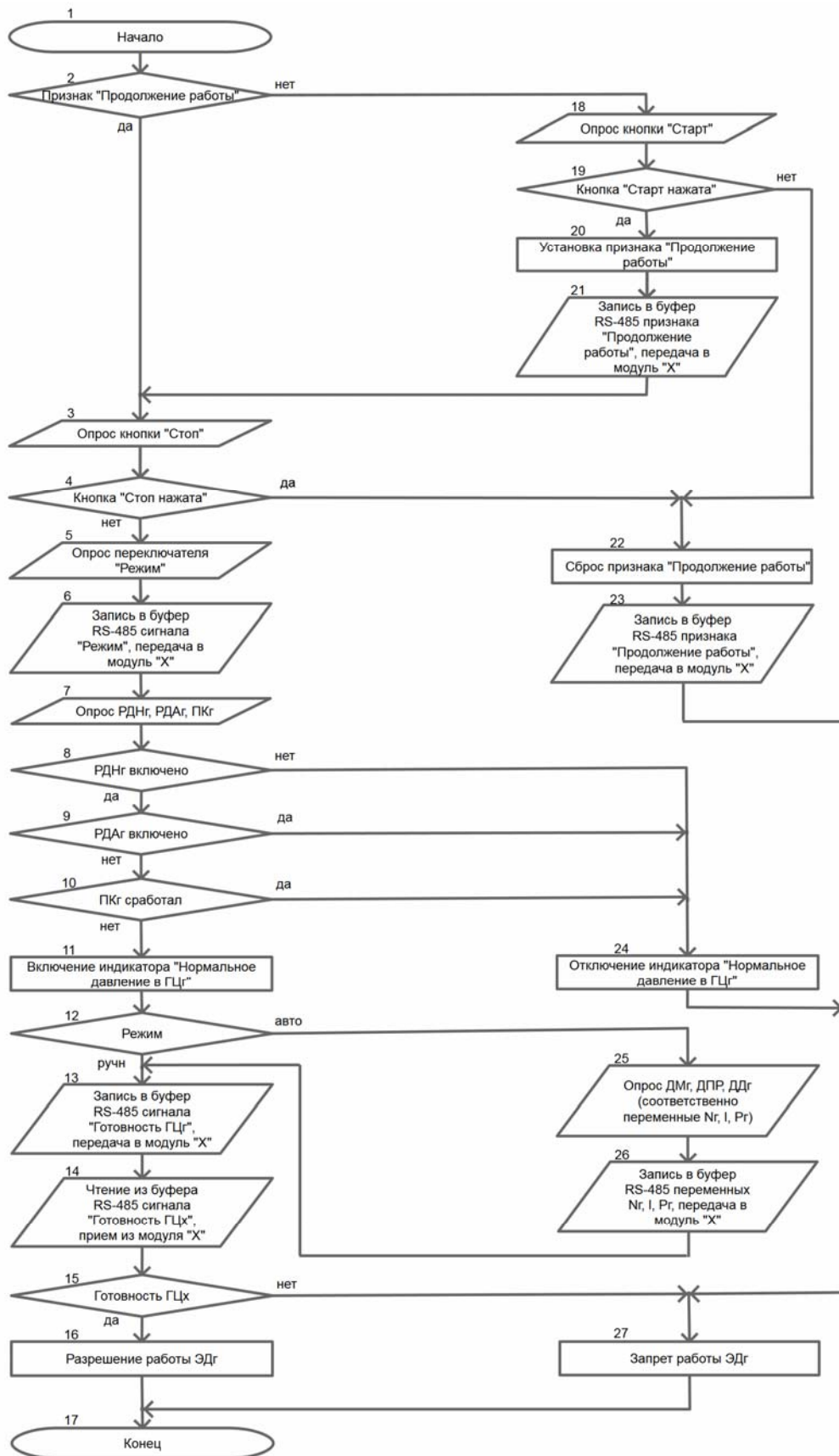


Рисунок 5.4 – Алгоритм функционирования модуля «Г»

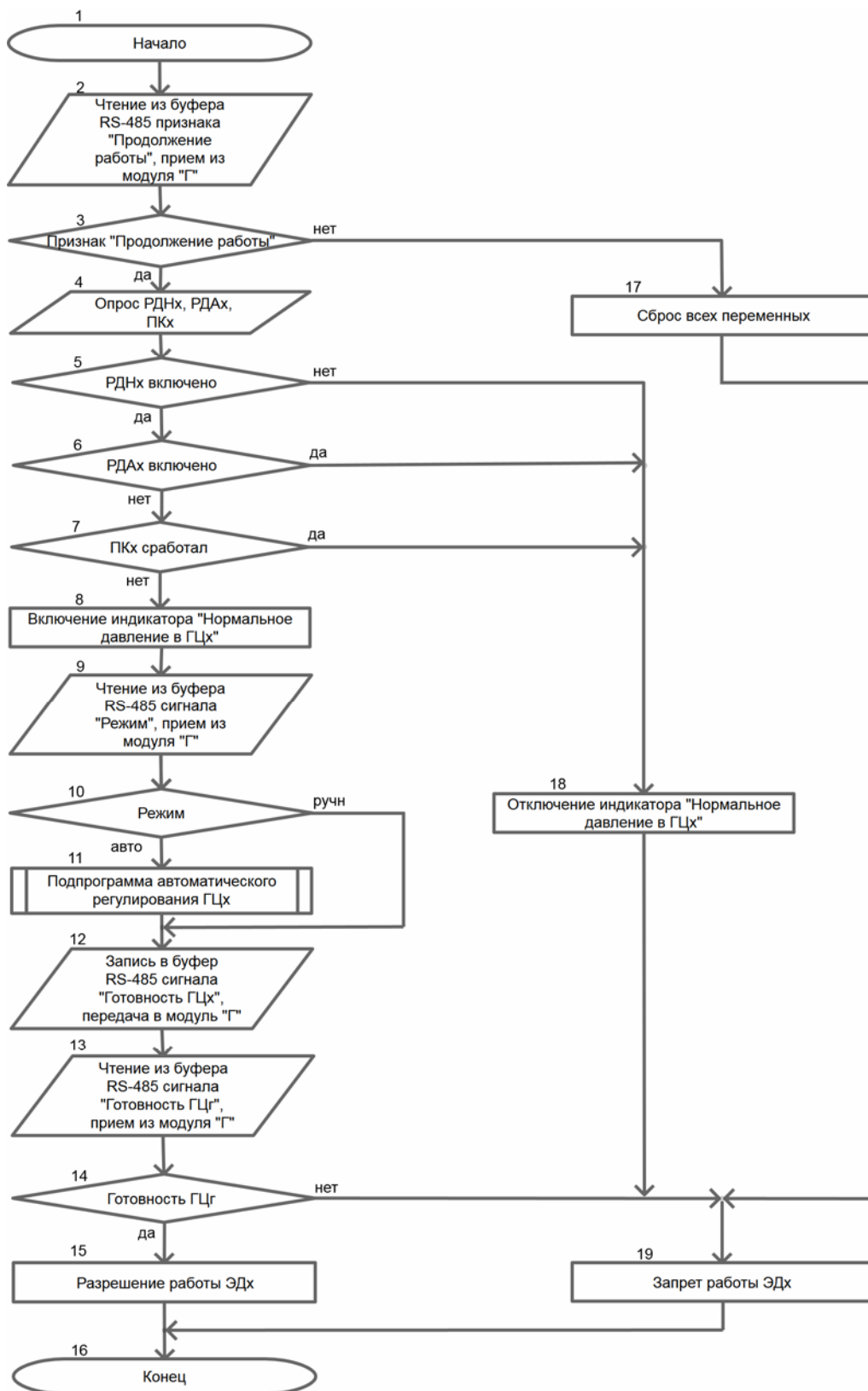


Рисунок 5.5 Алгоритм функционирования модуля «Х»

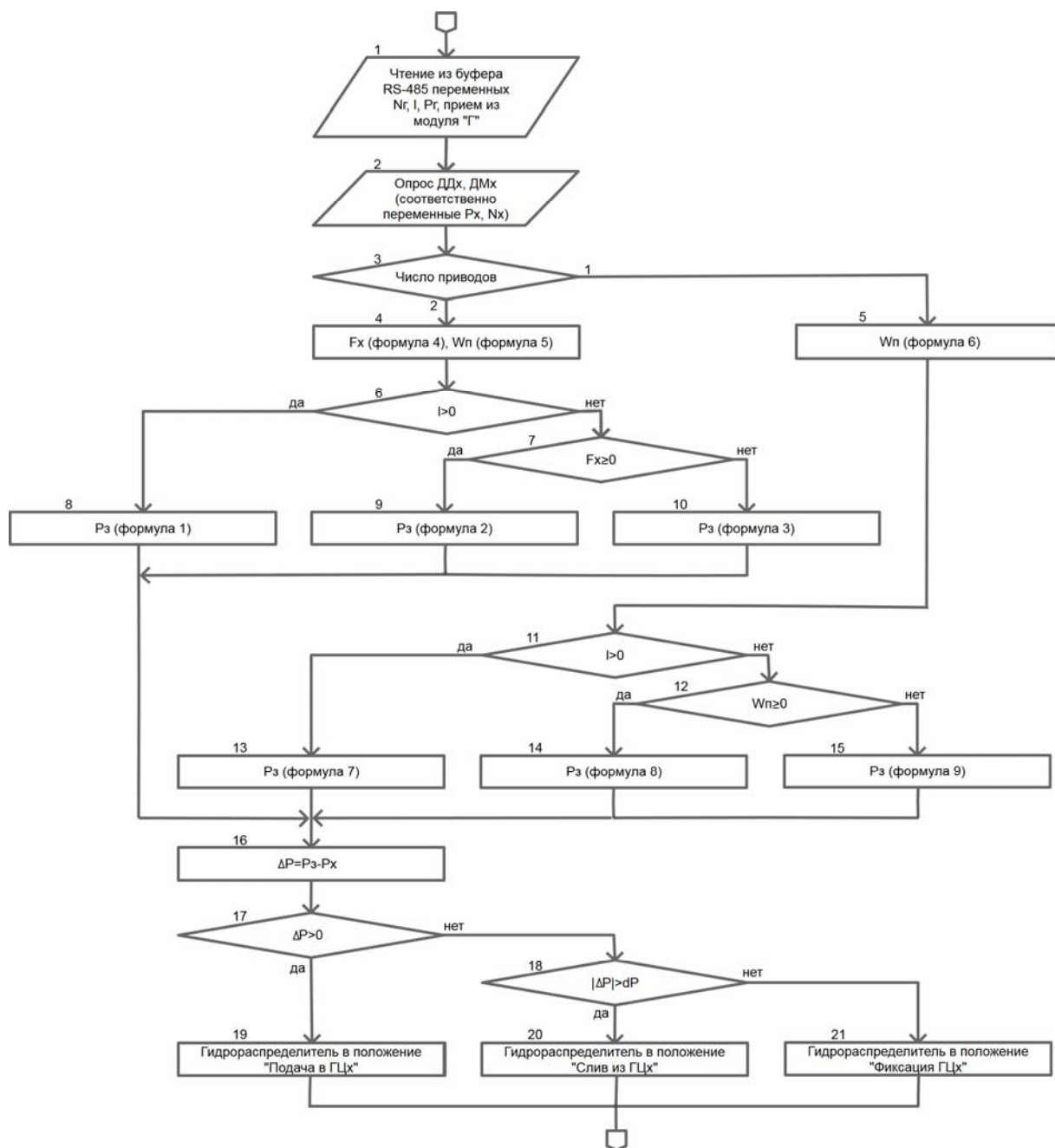


Рисунок 5.6. Подпрограмма автоматического регулирования ГЦх

5.4 Выводы по разделу

1. Разработан способ автоматического управления натяжением тягового органа двухприводного скребкового конвейера, оснащенного гидравлическими натяжными устройствами с телескопическим рештаком и силовыми гидроцилиндрами, входящими в состав головной и хвостовой приводных станций, по уточненному адаптивному закону, согласно которому заданное минимальное натяжение поддерживается в точке тягового контура с наименьшим натяжением, находящейся в зависимости от загрузки конвейера в ветви, сбегаящей с головного привода или с хвостового. Способ отличается тем, что натяжение осуществляется гидравлическим натяжным устройством, входящим в состав хвостовой приводной станции, причем для реализации уточненного закона управления измеряются давление в гидроцилиндрах натяжных устройств и потребляемая мощность приводов обеих приводных станций.

2. В составе системы автоматического управления двухприводных конвейеров, в которых в зависимости от степени загрузки конвейерного става возможно поочередное образование наименьшего натяжения цепей в ветвях, сбегających с головного и хвостового приводов, рекомендуется применять дополнительный адаптивный регулятор, позволяющий в зависимости от условий эксплуатации изменять закон управления давлением (задающее воздействие) в гидроцилиндрах гидравлического натяжного устройства.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является завершенной научно-исследовательской работой, в которой на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований решена актуальная, имеющая существенное народно-хозяйственное значение научно-техническая задача, заключающаяся в повышении эффективности забойных скребковых конвейеров за счет выбора параметров и режима работы многофункциональных автоматических гидравлических натяжных устройств на основе установления закономерностей формирования нагрузок в тяговом органе.

Основные результаты заключаются в следующем.

1. Проведенный анализ состояния вопроса показал, что гидравлические натяжные устройства забойных скребковых конвейеров, в принципе, могут быть использованы в качестве многофункциональной системы, осуществляющей, кроме безопасного монтажного натяжения, регулирование натяжения при установившемся движении тягового органа и защиту от экстренных перегрузок. Вместе с тем отсутствуют критерии для обоснования параметров, режимов и эффективности работы гидравлических натяжных устройств, для разработки которых необходимо знать закономерности формирования нагрузок в тяговом органе конвейера под воздействием гидравлических натяжных устройств.

2. Разработан способ автоматического управления натяжением тягового органа двухприводного скребкового конвейера, оснащенного гидравлическими натяжными устройствами с телескопическим рештаком и силовыми гидроцилиндрами, входящими в состав головной и хвостовой приводных станций, по уточненному адаптивному закону, согласно которому заданное минимальное натяжение поддерживается в точке тягового контура с наименьшим натяжением, находящейся в зависимости от загрузки конвейера и угла его установки в ветви, сбегаящей с головного привода или с хвостового. Способ отличается тем, что натяжение осуществляется гидравлическим натяжным устройством, входящим в состав хвостовой приводной станции, причем для реализации уточненного закона управления

измеряются давление в гидроцилиндрах натяжных устройств и потребляемая мощность приводов обеих приводных станций.

3. Для исследования закономерностей формирования нагрузок в тяговом органе и оценки эффективности регулирования натяжения разработаны: 1) методика тягового расчета забойного скребкового конвейера, позволяющая, в отличие от типовой методики, учитывать изменчивость положения выемочной машины на ставе конвейера, число приводных станций, соотношение их мощностей и способ натяжения тягового органа; 2) методика расчета локальных сопротивлений движению цепей, возникающих при взаимодействии провисающих на вогнутых участках пилообразного в профиле става со стыками рештаков, и силы тяги, которая, в отличие от типовой методики, позволяет рассчитывать составляющую потребляемой приводом мощности, приходящуюся на перемещение тягового органа, в зависимости от способа регулирования и уровня натяжения ТО.

4. Критерий эффективности регулирования натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров (поддержания наименьшего в тяговом контуре натяжения на заданном уровне) по фактору износной долговечности шарниров цепей, определяемый с учетом переменного характера загрузки конвейера, представляется в случае одноприводных конвейеров в виде отношения линейных функций от погонной массы груза, а в случае двухприводных конвейеров – в виде отношения линейной функции к сумме линейной и обратно-пропорциональной функций от погонной массы груза, причем вид коэффициентов в данных функциях определяется способом натяжения, характеристиками конвейера, распределением нагрузки между приводами и условиями эксплуатации.

5. Регулирование натяжения является эффективным способом повышения долговечности тягового органа по фактору износа шарниров цепей. Для конвейера СП250 значения критерия эффективности K_T , полученные исходя из реальных условий эксплуатации, например при $\rho_{\max}=\rho$ и $\rho_{\max}=1,5\rho$, могут достигать значений, равных, соответственно, 2 и 4,2 (один привод), 2 и 2,6 (два привода, распределение тягового усилия в соотношении 1:1).

6. Установлено, что мощность, затрачиваемая приводом скребкового конвейера типа СП на преодоление сопротивления движению тягового органа и груза по изогнутому в плане решетчатому ставу, находится в линейной зависимости от заданного натяжения $S_{\min 3}$, которое при регулировании натяжения поддерживается в точке тягового контура с наименьшим натяжением цепей, а при нерегулируемом натяжении устанавливается в такой же точке при максимальной загрузке става. Мощность, потребляемая в типичных условиях эксплуатации приводом конвейера типа СП при $S_{\min 3}$, изменяющемся в пределах от 0 до 20 кН, в случае регулирования натяжения возрастает: при $\rho=115$ кг/м в 2,3, при $\rho=70$ кг/м в 3,12 и при ρ , стремящемся к нулю, в 10,46 раз.

7. Для порожнего конвейера СП250 при $S_{\min 3}=2$ кН мощность на приводном валу, потребляемая в случае регулирования натяжения, в 3,6 раза меньше аналогичной мощности $N_{\text{нр}}$, потребляемой при отсутствии регулирования. В максимально нагруженном конвейере ($\rho=115$ кг/м) в обоих случаях потребление мощности одинаковое. При равновероятном нахождении комбайна в любой точке конвейерного става при $\rho=115$ кг/м и $S_{\min 3}=2$ кН потребление мощности в случае регулирования натяжения снижается в среднем в 1,4. Таким образом, регулирование натяжения эффективно также и с энергетической точки зрения.

8. Разработаны динамические модели силовой системы конвейеров с гидродинамическим (конвейер СП250.11) и с электромеханическим (КСД27) приводом для исследования процессов экстренного нагружения при заклинивании тягового органа, отличающиеся от известных моделей тем, что в их состав органично включены модели ГНУ, выполняющих функции оперативной защиты от экстренных перегрузок.

9. Основное назначение ГНУ, выполняющего функцию оперативной защиты от экстренных перегрузок, заключается в существенном снижении интенсивности нагружения тягового органа, что позволяет повысить эффективность основного средства защиты.

10. Рациональные значения давления настройки предохранительного клапана ГНУ находятся в пределах: для конвейера СП250.11 при диаметре гидроци-

линдров 125 мм – от 2 до 6 МПа, для конвейера КСД27 при диаметре гидроцилиндров 200 мм – от 10 до 20 МПа.

11. Применение в конвейере с гидродинамическим приводом ГНУ в качестве средства защиты от экстренных перегрузок позволяет снизить максимальные нагрузки в набегающей на привод ветви ТО до 11 %, а применение ГНУ в сочетании с немедленным после срабатывания ПК отключением ЭД – до 45 %.

12. В аварийном режиме экстренного нагружения скребкового конвейера с гидромуфтами, вызванного заклиниванием сбегающей с привода ветви тягового органа на непреодолимом препятствии, при защитном отключении приводных двигателей или срабатывании тепловой защиты гидромуфт в сбегающей ветви (по ходу конвейера перед препятствием) возникают ударные нагрузки, при определенном стечении обстоятельств значительно превосходящие максимальные нагрузки в набегающей ветви и разрывную прочность тягового органа.

13. Ударные нагрузки в сбегающей с привода ветви тягового органа конвейера с гидродинамическим приводом могут быть снижены до приемлемого по условию прочности цепей уровня в результате применения в качестве оперативного средства защиты гидравлических натяжных устройств и немедленного отключения после его срабатывания приводных двигателей.

14. ГНУ, применяемое в качестве компоненты системы защиты от экстренных перегрузок в составе конвейера КСД27 с электромеханическим приводом, совместно с отключением ЭД позволяет снизить максимальные нагрузки в ТО, в сравнении с «защитой по скорости», в 1,1...1,32 раза до уровня, обеспечивающего надежную эксплуатацию ТО.

15. Расчетные значения максимального усилия в ТО при его заклинивании отличаются от экспериментальных значений не более чем на 9 %. Согласно проверке по критерию Стьюдента при уровне значимости, равном 0,05, принимается гипотеза о равенстве расчетных значений математическим ожиданиям соответствующих экспериментальных данных, что подтверждает адекватность математической модели конвейера в режимах экстренного стопорения тягового органа реальному конвейеру.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- АД – асинхронный электродвигатель;
- АНУ – автоматическое натяжное устройство;
- ВМ – выемочная машина;
- ЗСК – забойный скребковый конвейер;
- ГЦ – гидроцилиндр;
- ГМ – гидромуфта;
- ГНУ – гидравлическое натяжное устройство;
- ГПА – гидропневмоаккумулятор;
- ГШО – горношахтное оборудование;
- КПД – коэффициент полезного действия;
- Н – направляющая;
- НУ – натяжное устройство;
- ПК – предохранительный клапан;
- ПО – производственное объединение;
- ПР – привод;
- РЖ – рабочая жидкость;
- РС – рештачный став;
- САУ – система автоматического управления;
- ССК – силовая система конвейера;
- ТО – тяговый орган;
- ЭД – электродвигатель;

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихерс, К.П. Автоматическое регулирование предварительного натяжения цепей скребковых конвейеров и струговых установок [Текст]// К.П. Вихерс // Глюкауф. – 1986. – № 13. – С. 39-42.
2. Армонат, Г., Брыхта П., Крегер Г. Опыт эксплуатации забойных конвейеров с регулятором предварительного натяжения цепей и ДПП-муфтами [Текст] / Г. Армонат, П. Брыхта, Г. Крегер // Глюкауф. – 1992. – №3. – С. 23-27.
3. Крегер Г. Новые измерительные и диагностические системы для стругов и конвейеров [Текст] / Г. Крегер, П. Брыхта // Глюкауф. – 1991. – №17/18. – С. 30-36.
4. Сигалов, Л.Н. Гидравлическое устройство защиты привода скребкового конвейера [Текст] /Л.Н. Сигалов // Сборник / Разработка месторождений полезных ископаемых.– К.: Техника, 1987. – Вып. 78. – С. 43-49.
5. РТМ 12.44.012-76. Конвейеры шахтные скребковые. Пути обеспечения надежности на стадиях проектирования. Методика [Текст]. – М.: Ин-т горн. дела им. А.А. Скочинского, 1976. – 174 с.
6. Корнеев, С.В. Адаптация шахтных скребковых конвейеров к условиям производства [Текст]/ С.В. Корнеев, Л.Н. Ширин, М.В. Плетнев. – Луганск: Книжковий світ, 2005. – 264 с.
7. Шубина, Н.Б. Предупреждение разрушения деталей забойного оборудования [Текст] / Н.Б. Шубина, Б.П. Грязнев, И.М. Шахтин. – М.: Недра, 1985. – 215 с.
8. Круглозвенные цепи и соединительные звенья для горного оборудования [Текст] //Труды / ВНИИПТуглемаш.– М.: ВНИИПТуглемаш, 1975. – Вып. 19. – 136 с.
9. Гимельшейн, Л.Я. Техническое обслуживание и текущий ремонт оборудования подземного транспорта [Текст] / Л.Я. Гимельшейн, Л.А. Чубаров, Н.А. Резниченко. – М.: Недра, 1987. – 252 с.

10. Микула, С. Усталостная и усталостно-коррозионная долговечность цепных тяговых органов горных машин [Текст] / С. Микула, А.Г. Махмудов, В.Г. Семенюта // Уголь Украины. – 1988. – № 7. – С. 29-30.
11. Чугреев, Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом [Текст] / Л.И. Чугреев. – М.: Недра, 1976. – 160 с.
12. Сигалов, Л.Н. Систематизация способов и средств защиты горных машин от перегрузок [Текст] / Л.Н. Сигалов // Уголь Украины. – 1992. – №5. – С. 57-63.
13. Докукин, А.В. Повышение прочности и долговечности горных машин [Текст]/ А.В. Докукин, П.В. Семенча, Е.Е. Гольдбухт, Ю.А. Зислин.– М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
14. Штокман, И.Г. Прочность и долговечность тяговых органов [Текст]/И.Г. Штокман, Л.И. Эппель. – М.: Недра, 1967. – 219 с.
15. Беленький, Д.М. Пластинчатые конвейеры [Текст]/ Д.М. Беленький, Д.Г. Кузнецов. – М., Недра, 1971. – 184 с.
16. Нормативы по безопасности забойных машин и комплексов (первая редакция) [Текст]. – М.: Минуглепром СССР, 1988. – 97 с.
17. Филипп, Г. Совершенствование цепей для горной промышленности на базе разработок фирмы «THIELE» [Текст]/ Г. Филипп, Р. Канджа, А.Г. Левин // Уголь Украины. –2002. – №6. – С. 50-52.
18. Корнеев, С.В. Обоснование эксплуатационных параметров и способов адаптации шахтных скребковых конвейеров нового поколения: дис. ... докт. техн. наук:05.05.06: защищена 27.06.2007: утв. 07.11.2008 / Корнеев Сергей Васильевич; Национальный горн. ун-т. – Днепропетровск, 2007. – 378 с.
19. Сигалов, Л.Н. Теория построения и разработка способов и средств защиты от перегрузок горных машин с протяженным рабочим органом: дис. в форме научн. докл. ... докт. техн. наук: 05.05.06 защищена 29.10.1993 / Сигалов Леонид Наумович; Новочеркасский гос. тех. ун-т. – Новочеркасск, 1993. – 51 с.
20. Корнеев, С.В. Алгоритмы расчетов шахтных скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев [и др.]; под ред С.В.Корнеева. – Луганск: Книжковий світ, 2006. – 95 с.

21. РТМ 12.44.045-81. Конвейеры шахтные скребковые. Тяговый расчет [Текст]. – М.: Гипроуглемаш. 1982. – 31 с.
22. Стажевский, Б.Я. Обобщение исследований работы изгибающихся скребковых конвейеров на шахтах Кузбасса [Текст]/ Б.Я. Стажевский, И.Я. Стажевский. – М.: ЦНИЭИуголь, 1967. – 67 с.
23. Шахмейстер, Л.Г. Подземные конвейерные установки [Текст]/ Л.Г. Шахмейстер, Г.И. Солод; под ред. А.О. Спиваковского. – М.: Недра, 1976. – 432 с.
24. Поляков, Н.С. Динамика установившихся режимов скребковых конвейеров с турбомуфтами в приводе [Текст] / Н.С. Поляков, В.П. Крот, В.К. Смирнов // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Недра, 1970. – №11. – С. 180-183.
25. Перминов, Г.И. Влияние скорости на сопротивление движению тягового органа скребкового конвейера [Текст] / Г.И. Перминов // Транспорт шахт и карьеров.– М.: Недра, 1971. – С. 154-157
26. Крагельский, Н.В. Трение и износ [Текст] / Н.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1960. – 350 с.
27. Ленинг, Д. Исследование коэффициента сопротивления движению цепи скребковых конвейеров [Текст] / Д. Ленинг, М.В. Качи, Х. Вольф, Д. Штраубель // Глюкауф. – 2002. –№ 2(2.3). – С. 26-31.
28. Леусенко, А.В. Скребковые конвейеры. Справочное пособие [Текст]/ А.В. Леусенко, Г.В. Высоцкий, Б.А. Эйдерман. – М.: Недра, 1993. – 221 с.
29. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов [Текст]/ И.Г. Штокман [и др.]; под ред. И.Г. Штокмана. – М.: Недра, 1975. – 464 с.
30. Ширин, Л.Н. Автоматическое натяжение тягового органа забойного скребкового конвейера [Текст] / Л.Н. Ширин, С.В. Корнеев, Ю.Э. Варченко // Сб. науч. трудов // НГУ Украины. – Днепропетровск, 2004. – Вып 19. – Т. 4.– С.17-21.
31. Корнеев С.В. Телескопические натяжные устройства скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев, Ю.Э. Варченко // Уголь Украины. – 2005. – №9. – С. 25-27.

32. Корнеев, С.В. Анализ способов монтажного натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров [Текст] / С.В.Корнеев, Ю.Э. Варченко, В.И.Сафонов // Уголь Украины. – 2001. – №6. – С. 49-51.
33. Штокман, И.Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров. [Текст] / И.Г. Штокман. – М.: Углетехиздат, 1959. – 290 с.
34. РТМ 12.44.055-84. Конвейеры шахтные скребковые. Расчет динамики привода и тягового органа [Текст] / Б.А. Скородумов, Н.И. Потапов, В.И. Чуканов. – М.: ВПО Союзуглемаш, 1985. – 49 с.
35. Косарев, В.В. Создание нового горно-шахтного оборудования для технического переоснащения угольных шахт. [Текст]/ В.В. Косарев // Уголь Украины. – 2006. – №1. – С. 29-29.
36. Сигалов, Л.Н. Эффективность защиты горных машин от динамических перегрузок методом торможения [Текст] / Л.Н. Сигалов // Разработка месторождений полезных ископаемых. – К.: Техника, 1976. – Вып. 44.– С. 107-112.
37. Петров, А.Г. Устройство защиты от заклинивания негабаритов между скребковым конвейером и очистным комбайном [Текст] / А.Г. Петров // – Уголь Украины. – 1998. – №6. – С. 50-52.
38. Горлов, В.М., Благодетелева З.А. Натяжное устройство скребкового конвейера [Текст] / В.М. Горлов, З.А. Благодетелева / Труды: Механизация производственных процессов на угольных шахтах Украины // ДонУГИ. – Донецк: ДонУГИ. – 1977. – С. 10-17.
39. Горлов, В.М. Оценка эксплуатационных качеств забойного скребкового конвейера СПГ-53 [Текст] / В.М. Горлов, А.Г. Левин / Труды: Механизация производственных процессов на угольных шахтах Украины // ДонУГИ. – Донецк: ДонУГИ. – 1980. – 56 с.
40. Пат. 79260 Україна, МПК⁶ В21 В1/08 Спосіб автоматичного регулювання натягування тягового органа скребкового конвеєра / С.В. Корнєєв, Л.Н. Ширін, Ю.Е. Варченко, М.В.Плетньов; заявник і патентовласник Східно-Український національний університет ім. В. Даля; опубл. 11.06.07, Бюл. № 8. – 4 с.

41. Корнеев, С.В. Новый способ монтажного натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев, Ю.Э. Варченко, В.И.Сафонов // Сб. науч. трудов / НГУ Украины. – Днепропетровск, 2002. № 13. – Т. 3.– С. 82-84.
42. Корнеев, С.В. Методика тягового расчета забойных скребковых конвейеров с изогнутым в профиле ставом [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова, В.П. Долгих // Сб. науч. трудов / НГУ Украины.– Днепропетровск, 2012. – Вып. 38 – С. 48-54.
43. Корнеев, С.В. Моделювання статичних навантажень вібійних скребкових конвеєрів [Текст] /С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова, В.П. Долгих. – Міжнар. зб. наук. праць. Прогресивні технології і системи машинобудування– Донецьк: ДонНТУ, 2014. – Вип. 3(49). – С. 93-100.
44. Корнеев, С.В. Регулирование натяжения цепей забойных скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова / Сб. научн. трудов // ДонГТУ. – Алчевск, 2010. – Вып. 30.– С. 44-51.
45. Корнеев, С.В. Оценка эффективности регулирования натяжения цепей забойного скребкового конвейера по фактору износной долговечности [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова,, В.П. Долгих // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 4. – С. 28-35.
46. Степанов, А.Г. Динамика машин [Текст] / А.Г. Степанов. – Екатеринбург: УрОРАН, 1999. – 304 с.
47. Корнеев, С.В. Динамика забойных скребковых конвейеров с гидравлическими натяжными устройствами [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова // Труды / ДонГТУ.– Алчевск, 2009. – Вып. 28. – С.44-56.
48. Корнеев, С.В. Ударные нагрузки в тяговом органе забойных скребковых конвейеров с гидродинамическим приводом [Текст] /С.В. Корнеев, В.И. Сафонов, В.Ю. Доброногова. – Уголь Украины. – 2012. – №12 – С. 16-19.
49. Корнеев, С.В. Моделирование экстренных перегрузок забойных скребковых конвейеров с гидродинамическим приводом и гидравлическими натяжными устройствами [Текст] / С.В. Корнеев, В.И. Сафонов, В.Ю. Доброногова // Сб. науч. трудов / ДонГТУ.– Алчевск: ИПЦ Ладос, 2012. – Вып. 36. – С. 35-43.

50. Корнеев, С.В. Оперативная защита от перегрузок забойных скребковых конвейеров с электромеханическим приводом [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова, В.П. Долгих // Изв. вузов. Горн. журнал. – 2016. – №5. – С. 69-75.
51. Запенин, И.В. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров [Текст] / И.В. Запенин, В.Е. Бельфор, Ю.А. Селищев. – М.: Недра, 1969. – 56 с.
52. Корнеев, С.В. Діагностування заклинювання шахтних скребкових конвеєрів: [Текст]: [монографія] / С.В. Корнеев, В.І. Сафонов. – Алчевськ: ДонДТУ, 2012. – 163 с.
53. Сигалов, Л.Н. Динамика процесса натяжения тягового органа скребкового конвейера приводом [Текст] / Л.Н. Сигалов // Изв. вузов. Горн. журнал. – 1985. – №1. – С. 78-84.
54. Кондрахин, В.П. Обоснование конечно-элементной модели тягового органа скребкового конвейера [Текст] / В.П. Кондрахин, В.Ф. Борисенко, А.А. Мельник // Наукові праці / Донецький національний техн. ун-т. Серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк, 2005. – Вип. 99. – С. 97-103.
55. Скородумов, Б.А. Статические и динамические характеристики привода забойного конвейера [Текст] / Б.А. Скородумов, Г.В. Вишневский, А.Ф. Хрущев.// Изв. вузов. Горн. журнал. – 1972. – №5. – С.94-100.
56. Коваль, П.В. Гидропривод горных машин [Текст] / П.В. Коваль. – М.: Недра, 1967. – 387 с.
57. Красников, Ю.Д. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин [Текст] / Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин, В.М. Нечаевский, С.В. Солод и др. – М.: Недра, 1983. – 264 с.
58. Хорин, В.Н. Объемный гидропривод забойного оборудования [Текст] / В.Н. Хорин. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
59. Корнеев, С.В. Экспериментальные исследования гидравлического натяжного устройства забойного скребкового конвейера при стопорении тягового органа [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова, В.П. Долгих // Труды / ДонГТУ. – Алчевск, 2016. – Вып. 47. – 135-142.

60. Шушкевич, В.А. Основы электротензометрии [Текст] / В.А. Шушкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1975. – 351 с.
61. Венцель, Е.С. Теория вероятностей [Текст] / Е.С. Венцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
62. Корнеев, С.В. Критерии эффективности многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова // Материалы 3-й Междунар. науч.-практ. конф. Инновационные перспективы Донбасса, г. Донецк, 24-25 мая 2017 г. – Т. 3, Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов. – Донецк: ДонНТУ, 2017. – С. 119-123.
63. Корнеев, С.В. Адаптивное управление натяжением забойных скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев, В.А. Зотов, В.Ю. Доброногова. – Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – №3. – С. 14-18.
64. Корнеев, С.В. Закон управления гидравлическими натяжными устройствами скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова // Труды / ДонГТУ. – Алчевск, 2010. – Вып. 31. – С. 33-40.
65. Корнеев, С.В. Адаптация забойных скребковых конвейеров при существенной неравномерности загрузки става. – Институты и механизмы инновационного развития в экономике, проектом менеджменте, образовании, юриспруденции, экологии, биологии, политологии, психологии, медицине, философии, филологии, социологии, химии, математике, технике, физике [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова // Сборник научных статей по итогам международной научно-практической конференции, 27-28 декабря 2013 г., г. Санкт-Петербург. – СПб.: Изд-во «КультурИнформПресс», 2013 – С. 71-73.
66. Доброногова, В.Ю. О применении многофункциональных гидравлических натяжных устройств в двухприводных забойных скребковых конвейерах [Текст] / В.Ю. Доброногова // Збірник наукових праць / Вісник Криворізького технічного університету. – Кривий Ріг, 2011. – Вип. 28. – С. 140-146.
67. Корнеев, С.В. Неравномерность нагружения приводных блоков при пуске многодвигательных скребковых конвейеров [Текст] / С.В. Корнеев, А.Г. Петров, Л.Г. Ланин // Изв. вузов. Горн. журнал. – 1998. – №1/2. – С. 127–132.

68. Транспорт на гірничих підприємствах. Підручник для вузів. 3-є вид. [Текст] /М.Я. Біліченко [та інш.]; під заг. редак. проф. М.Я. Біліченка. – Дніпропетровськ, НГУ, 2005. – 636 с.
69. Андреев, Г.В. Скребковые конвейеры нового технического уровня [Текст] / Г.В. Андреев, И.В. Косарев, И.Т. Лелека, В.И. Довженко // Уголь Украины. – 2003. – № 9. – С. 36-38.
70. Корнеев, С.В. Принципы построения системы автоматического управления гидравлическим натяжным устройством скребкового конвейера [Текст] / С.В. Корнеев, В.А. Зотов, В.Ю. Доброногова //Труды / ДонГТУ. Алчевск, 2017. – Вып. 48. – С. 11-18.
71. Доброногова, В.Ю. Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня [Текст] / В.Ю.Доброногова // Сборник тезисов докладов международной научно-технической конференции, посвященной 50-летию кафедры «Машин металлургического комплекса», 13-14 октября 2016 года, г. Алчевск. – Алчевск: ДонГТУ, 2016. – С. 50-51.
72. Зотов, В.А. Управление гидравлическим натяжным устройством скребковых конвейеров [Текст] /В.А.Зотов, С.В.Корнеев, В.Ю.Доброногова // Сборник тезисов докладов международной научно-технической конференции, посвященной 50-летию кафедры «Машин металлургического комплекса», 13-14 октября 2016 года, г. Алчевск. – Алчевск: ДонГТУ, 2016. – С. 52-53.
73. Шабаев, О.Е. Алгоритм самообучения интеллектуальной системы управления проходческого комбайна / О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, Н.В. Хиценко, Е.Ю. Степаненко // Наукові праці Донецького нац. техн. ун-ту. Вип. 20(176), серія гірничо-електромеханічна. –Донецьк: ДонНТУ, 2010. – С. 140-145.
74. Доброногова, В.Ю. Обоснование дополнительных функций гидравлических натяжных устройств/ В.Ю. Доброногова// Тезисы докладов Всеукраинской научно-практической конференции «Совершенное состояние и перспективы развития транспортных систем горных предприятий», 6-7 декабря 2012года, г. Днепропетровск. – Днепропетровск: НГУ, 2012. – С.17.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Результаты расчета средних натяжений и критериев повышения ресурса тягового органа скребкового конвейера СП250

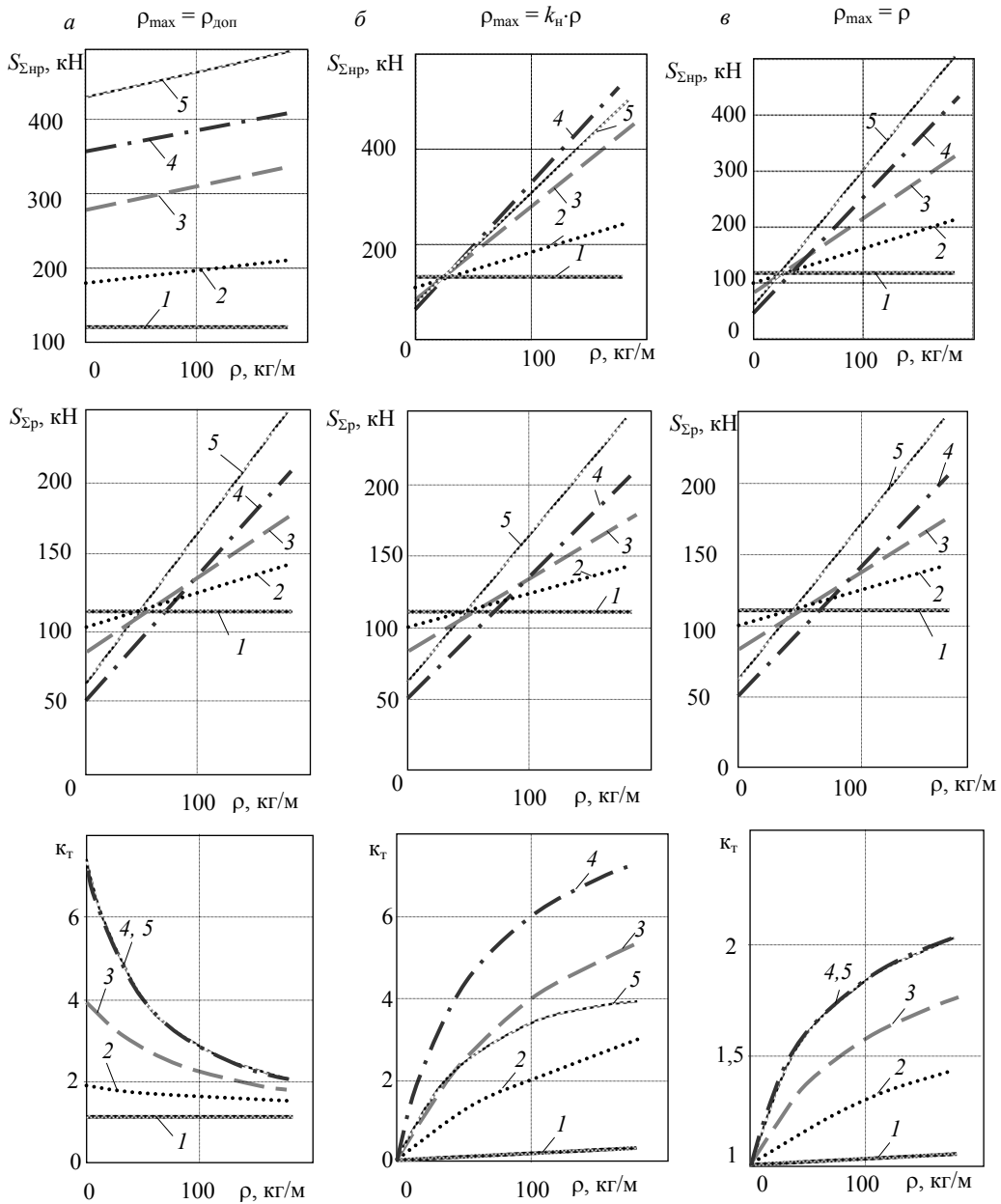
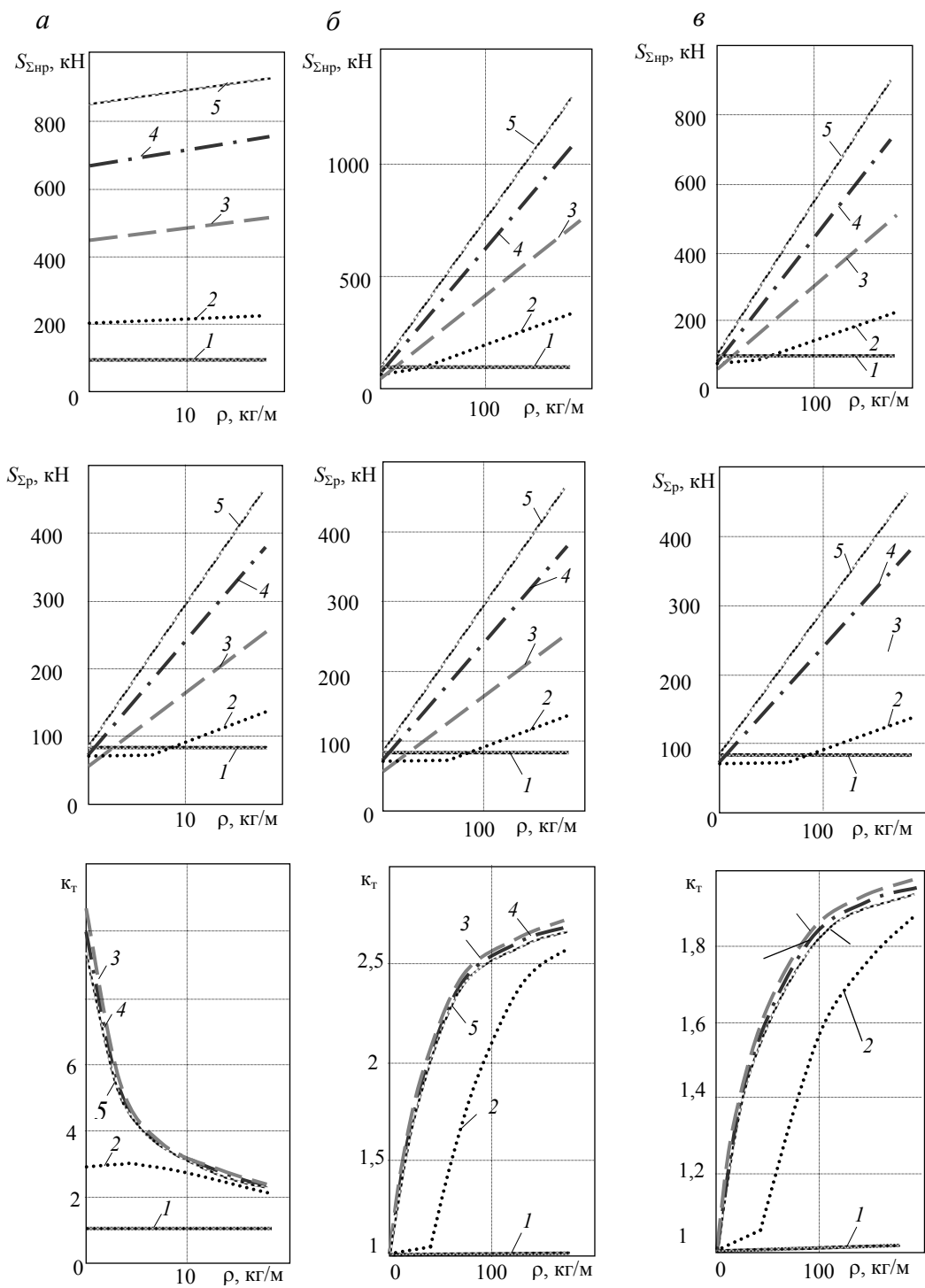


Рисунок 1.П.А – Зависимости средних натяжений $S_{\Sigma np}$, $S_{\Sigma p}$ и критерия повышения ресурса k_r от погонной массы ρ и угла установки β конвейера с одним приводом



$1 - \beta = -30^\circ; 2 - \beta = -18^\circ; 3 - \beta = 0; 4 - \beta = 18^\circ; 5 - \beta = 30^\circ$

Рисунок 2.1А – Зависимости средних натяжений $S_{\Sigma н.р.}$, $S_{\Sigma p}$ и критерия повышения ресурса k_T от погонной массы ρ и угла установки β двухприводного конвейера при $k_{кр}=2$

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Титульный лист методики «Методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров», утвержденной в ПАО «Краснодонуголь»

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
Донбасского государственного
технического университета



доцент, канд. техн. наук
С.В. Семирягин
« 27 » 12 2013 г.

УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный директор
ПАО «Краснодонуголь»




А.А. Ангеловский
« 25 » 12 2013 г.

**Методика расчета и обоснования
многофункциональных
гидравлических натяжных устройств
забойных скребковых конвейеров**


Разработчики:**От ДонГТУ****От ПАО „Краснодонуголь“**

Зав. кафедрой горной
энергомеханики и
оборудования, проф., доктор
технических наук

Главный механик

 С.В. Корнеев
Исполнитель, магистр

 Ю.И. Плехов

 В.Ю. Доброногова

Алчевск – 2013

Соответствует оригиналу:

ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01

И.А. Бершадский

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Титульный методики «Методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров», утвержденной на ОП «Шахта им. Артема» ГП «Луганскуголь»

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
Донбасского государственного
технического университета

доцент, канд. техн. наук

С.В. Семирягин

«12» 12 2013 г.

**УТВЕРЖДАЮ:**

И.О. Технического директора
ГП «Луганскуголь»

В.А. Приходько

2013 г.



**Методика расчета и обоснования
многофункциональных
гидравлических натяжных устройств
забойных скребковых конвейеров**

Разработчики:

От ДонГТУ

Зав. кафедрой горной
энергомеханики и
оборудования, проф., доктор
технических наук

С.В. Корнеев
Исполнитель, магистр

В.Ю. Доброногова

**От ОП „Шахта им. Артема”
ГП „Луганскуголь”**

Главный механик

Ю.Ю.Осипенко

Алчевск – 2013

Соответствует оригиналу:

ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01

И.А. Бершадский

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Титульный лист методики «Методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров», утвержденной Министерством энергетики и угольной промышленности Луганской Народной Республики

УТВЕРЖДАЮ:

Исполняющий обязанности
проректора по научной работе
ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский
государственный технический
университет»
профессор



А.М. Новохатский
2017 г.

УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный директор
ГУП ЛНР «ЛЕНТРУГОЛЬ»



Б.М. Рыбченко

2017 г.

**Методика расчета и обоснования
многофункциональных
гидравлических натяжных устройств
забойных скребковых конвейеров**


Разработчики:

**От ГОУ ВПО ЛНР
«Донбасский
государственный
технический университет»**

Зав кафедрой горной энергомеханики
и оборудования, проф., доктор
технических наук

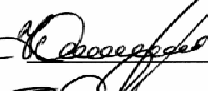
 С.В. Корнеев

Исполнитель, магистр

 В.Ю. Доброногова

**От Министерства топлива,
энергетики и угольной
промышленности
Луганской Народной
Республики**

Главный специалист отдела
производства и перспективного
развития угольной отрасли

 Ю.Ю. Осипенко

Алчевск – 2017

Соответствует оригиналу:

ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01

И.А. Бершадский

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Справка о намерении ГУП ЛНР «ЦЕНТРУГОЛЬ» использовать результаты исследований по диссертационной работе Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня»

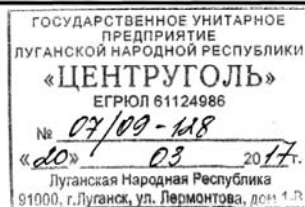
Министерство топлива, энергетики
и угольной промышленности ЛНР
Государственное Унитарное Предприятие
Луганской Народной Республики
«ЦЕНТРУГОЛЬ»
ГУП ЛНР «ЦЕНТРУГОЛЬ»

91000, Луганская Народная Республика,
г. Луганск, ул. Лермонтова, д. 1в,
тел. (0642) 97-62-61,
e-mail: centrugol@mail.ru
centrcoil@gmail.com



The Ministry of fuel, power
and coal Industry LNR
State unitary enterprise
Lugansk Peoples Republic
«TSENTRUGOL»
SUE LNR «TSENTRUGOL»

91000, Lugansk People's Republic,
Lugansk, Lermontova st., 1v,
tel. (0642) 97-62-61,
e-mail: centrugol@mail.ru
centrcoil@gmail.com



Диссертационный совет Д01.008.01
при Донецком национальном
техническом университете

СПРАВКА

о результатах исследований диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему « Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины»

Настоящим подтверждаю, что результаты диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему « Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины»: методика расчета и обоснования многофункциональных гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров и технические решения по совершенствованию забойных скребковых конвейеров представляют интерес и могут быть использованы для повышения эффективности конвейеров, которые эксплуатируются на шахтах ГУП ЛНР «ЦЕНТРУГОЛЬ».

Генеральный директор
ГУП ЛНР «ЦЕНТРУГОЛЬ»



Б.М.Рыбченко

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01

И.А. Бершадский

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Справка от Министерства топлива, энергетики и угольной промышленности Луганской Народной Республики о возможности использования результатов исследований диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня»



**МИНИСТЕРСТВО ТОПЛИВА, ЭНЕРГЕТИКИ
И УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ**

ул. Лермонтова, д. 1в, г. Луганск, Луганская Народная Республика, 91000,
тел. (0642) 97-33-02, e-mail: lnr_mteiup@rambler.ru

исх. № 15-07/2823 от 12.06 2017 г.

Диссертационный совет Д01.008.01
при Донецком национальном
техническом университете

СПРАВКА

о результатах исследований диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины»

Настоящим подтверждаю, что результаты диссертационной работы Доброноговой В.Ю. «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – «Горные машины», в частности, технико-экономическое обоснование эффективности предлагаемого многофункционального гидравлического натяжного устройства, а также технические решения по его совершенствованию представляют интерес и могут быть учтены при разработке и эксплуатации забойных скребковых конвейеров нового технического уровня.

И.о. Министра



П.В. Мальгин

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01

И.А. Бершадский

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Справка от ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет» о внедрении в учебный процесс результатов исследований диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня»



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
"ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"
(ГОУ ВПО ЛНР "ДонГТУ")

пр. Ленина, 16, г. Алчевск, 94204, тел.(06442) 2-60-43, факс (06442) 2-68-87, E-mail: info@dstu.education

От 22.06.17 № 28/0514-560 Диссертационный совет Д01.008.01
на № _____ от _____ при Донецком национальном
техническом университете

СПРАВКА

о внедрении в учебный процесс результатов исследований диссертационной работы Доброноговой В.Ю. на тему «Обоснование параметров и режимов работы гидравлических натяжных устройств забойных скребковых конвейеров нового технического уровня», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины», использованы в образовательной деятельности Донбасского государственного технического университета:

- для чтения курса «Транспортные системы горных предприятий» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование»;

- для чтения курса «Транспортные машины» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Подземная разработка пластовых месторождений»;

- при выполнении курсового и дипломного проектирования для студентов указанных специализаций.

Использование результатов диссертационной работы позволяет повысить уровень знаний студентов по соответствующим разделам изучаемых курсов.

И.о. ректора ГОУ ВПО ЛНР
«Донбасский государственный
технический университет»
канд. экон. наук, доцент



А.М. Зинченко

0715

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01

И.А. Бершадский