

Министерство образования и науки
Донецкой Народной Республики
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

Зинченко Павел Петрович



УДК 622.232.72.

**ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНЫХ
КОМБАЙНОВ НОВОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ДЛЯ ВЫЕМКИ
ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
д-р техн. наук, профессор Шабаев О. Е.

Идентичность всех экземпляров диссертации ПОДТВЕРЖДАЮ:

Ученый секретарь диссертационного совета Д 01.008.01

д-р техн. наук доц.

И. А. Бершадский



Донецк – 2021 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	11
1.1 Актуальность вопроса	11
1.2 Обзор литературы по теме диссертации	18
1.3 Цель и задачи исследования	27
РАЗДЕЛ 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ШИРИНЫ ЗАХВАТА ШНЕКА МАЛОГО ДИАМЕТРА НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА ПОГРУЗКИ.....	29
2.1 Объекты, условия проведения, методика и средства экспериментальных исследований	29
2.2 Методика обработки экспериментальных данных.....	35
2.3 Результаты обработки экспериментальных данных	40
2.4 Выводы по разделу 2	43
РАЗДЕЛ 3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ.....	44
3.1 Анализ процесса погрузки горной массы шнеками малых диаметров	44
3.2 Математическая модель процессов разрушения и погрузки горной массы..	47
3.3 Математическая модель формирования потоков погруженной, переброшенной, циркулирующей и оставшейся на почве пласта горной массы	55
3.4 Оценка адекватности разработанной математической модели	61
3.5 Выводы по разделу 3	65
РАЗДЕЛ 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗНАЧЕНИЙ КОНСТРУКТИВНЫХ, РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ И СТРУКТУРЫ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ РАБОТЫ.....	67
4.1 Планирование вычислительного эксперимента	67

4.2 Установление закономерностей процесса погрузки шнековым исполнительным органом малого диаметра	73
4.3 Исследование влияния процесса циркуляции в шнековом исполнительном органе на техническую производительность очистного комбайна	85
4.4 Исследование влияния геометрических и режимных параметров очистных комбайнов на производительность и энергоемкость работы.....	92
4.5 Оценка влияния горно-геологических и горнотехнических условий и связанных с ними ограничений на выбор рациональных диаметра и ширины захвата шнека	99
4.6 Выводы по разделу 4	105
РАЗДЕЛ 5 ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ДЛЯ ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ.....	107
5.1 Математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов	107
5.2 Методика определения структуры и параметров очистных комбайнов.....	111
5.3 Определение рациональных структуры и параметров очистного комбайна для заданных условий эксплуатации	116
5.4 Выводы по разделу 5	120
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	121
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	125
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Математические модели процессов разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров	137
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Документы, подтверждающие эффективность использования результатов работы	161

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Угольная промышленность является основной сырьевой и энергетической базой для всех отраслей народного хозяйства Донецкого региона, а каменный уголь - единственным стратегическим энергосителем, имеющим большие запасы. Как показывает вероятностный сценарий мирового потребления первичной энергии по видам топлива в период с 2015 г. по 2040 г. уголь продолжит входить в тройку лидеров среди мировых энергоресурсов, тем самым сохранится актуальность его добычи.

По данным ДонУГИ, запасы каменного угля Донбасса составляют 6,84 млрд. тонн, из которых порядка 83,2 % сосредоточено в пологих пластах мощностью 0,55...1,20 м. Из разведанных 1092 пологих шахт пластов, 965 наиболее приспособленные к комбайновой выемке, остальные 127 - могут выниматься с использованием струговых установок.

Для добычи угля на шахтах Донбасса применяются современные узкозахватные очистные комбайны (ОК) со шнеками, УКД400, УКД200-500 и с вертикальными барабанами КА200, КБТ, входящие в состав механизированных комплексов. Наибольшее распространение среди исполнительных органов (ИО) ОК для тонких пластов нашли шнековые органы. Это связано с простотой конструкции ИО, относительной простотой регулирования по мощности пласта и рядом других преимуществ. Однако недостаточная погрузочная способность шнеков малых диаметров ограничивает рабочую скорость перемещения ОК, и как следствие снижает производительность комплекса и увеличивает энергоемкость процессов разрушения и погрузки горной массы. Поэтому, одним из основных направлений в повышении технического уровня ОК для тонких пологих пластов является повышение погрузочной способности шнековых ИО, что требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

Степень разработанности темы исследования. В основу первых представлений о функционировании шнековых ИО как погрузочных устройств была

положена теория винтовых конвейеров. Однако проведенный на кафедре «Горные машины» ДПИ ряд стендовых экспериментальных исследований процесса погрузки горной массы шнеками малых диаметров показал, что значения погрузочной способности ИО, полученные экспериментально и с использованием модели винтового конвейера, отличаются между собой в 2-4 раза. Причиной столь значительной разницы является отличие физической картины процесса погрузки разрушенной горной массы шнеками малых диаметров от физической картины функционирования винтового конвейера.

На основе комплекса проведенных стендовых экспериментальных исследований учеными кафедры «Горные машины» ДПИ была разработана теория погрузки, учитывающая характер заполнения шнека малого диаметра, формирование окна выгрузки и объемное напряженное состояние горной массы. На основании разработанной теории развиты и созданы новые методы расчета и выбора параметров шнековых ИО малого диаметра. Вместе с тем не установлены закономерности комплексного влияния конструктивных, режимных параметров и структуры подсистемы погрузки ОК со шнековым ИО малого диаметра на эффективность его работы в конкретных условиях эксплуатации.

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы является повышение эффективности работы очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами в условиях тонких пологих пластов, на основе оптимизации структуры, конструктивных и режимных параметров с учетом установленных закономерностей их влияния на производительность и энергоемкость.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы и решены следующие основные задачи:

1. Установить влияние ширины захвата шнекового исполнительного органа малого диаметра на энергоемкость процесса погрузки разрушенной горной массы в представительных условиях эксплуатации очистных комбайнов.

2. Разработать комплексную математическую модель рабочих процессов разрушения и погрузки, учитывающую особенности процесса погрузки разрушенной горной массы шнеком малого диаметра.

3. Исследовать влияние конструктивных, режимных параметров и структуры очистных комбайнов на производительность и энергоемкость работы.

4. Разработать методику и математическую модель оптимизации структуры, конструктивных и режимных параметров очистных комбайнов по критерию максимальной производительности при минимальной энергоемкости работы.

Объект исследований – процесс разрушения и погрузки разрушенной горной массы шнековыми исполнительными органами малых диаметров.

Предмет исследования – закономерности влияния геометрических и режимных параметров и структуры очистного комбайна на процесс погрузки.

Научная новизна полученных результатов.

1. Впервые предложен метод определения в реальных условиях эксплуатации энергоемкости процессов разрушения и погрузки очистными комбайнами нового технического уровня с индивидуальной подсистемой привода исполнительных органов для тонких пологих пластов на основе фиксации токов электродвигателей приводов резания.

2. Впервые установлены регрессионные зависимости мощности $P_{\text{пог}}$ и удельных энергозатрат $W_{\text{пог}}$ погрузки от ширины захвата B_3 и скорости подачи комбайна $V_{\text{п}}$ экспоненциального вида: $P_{\text{пог}}(V_{\text{п}}, B_3) = k_1 \cdot B_3 \cdot e^{k_2 \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}}}$, $W_{\text{пог}}(V_{\text{п}}, B_3) = k_3 \cdot V_{\text{п}}^{-1} \cdot e^{k_2 \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}}}$.

3. Разработана комплексная математическая модель рабочих процессов разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров, отличающаяся учетом формирования потоков погруженной и переброшенной выгружающей лопастью опережающего исполнительного органа, циркулирующей в рабочем объеме шнека и остатка горной массы на почве пласта.

4. Впервые предложена зависимость для определения технической производительности очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов, учитывающая затраты времени на вспомогательные технологические операции, обусловленные заштыбовкой шнека малого диаметра.

5. Разработаны метод и математическая модель оптимизации параметров и структуры очистного комбайна под заданные горно-геологические и горнотехнические условия эксплуатации по критерию максимальной технической производительности при приемлемой энергоемкости процессов разрушения и погрузки горной массы, **отличающаяся** учетом комплексного влияния геометрических (диаметра шнека, ширины захвата, диаметр рукояти качалки в зоне окна выгрузки), режимных (скорость перемещения комбайна и частота вращения шнека), а также структурных (наличие дополнительных погрузочных устройств в виде погрузочных щитков) параметров на рабочие процессы разрушения и погрузки горной массы шнеками. Оптимизация геометрических и режимных параметров и структуры очистного комбайна приведет к повышению технической производительности в 1,1...2,1 раза, и снижению мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки в 1,3...1,5 и 1,3...2,3 раза соответственно.

Теоретическая значимость работы заключается в дальнейшем развитии методов повышения производительности и снижения энергоемкости работы очистных комбайнов на основе выбора рациональных значений конструктивных, режимных параметров и структуры подсистемы погрузки очистного комбайна со шнековым исполнительным органом малого диаметра с учетом установленных закономерностей их влияния на процесс погрузки горной массы.

Практическая значимость работы заключается в разработке:

- методики обработки результатов экспериментальных исследований работы современных очистных комбайнов с индивидуальной подсистемой привода каждого исполнительного органа, позволяющей на основе фиксации действующих токов электродвигателей приводов резания определять основные параметры разрушения и погрузки горной массы шнековыми исполнительными органами малых диаметров;
- программного обеспечения для имитационного моделирования процессов разрушения и погрузки горной массы шнековым исполнительным органом очистного комбайна в условиях тонких пологих пластов с учетом процесса циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека;

– номограммы выбора рациональных параметров исполнительных органов, обеспечивающих минимальную энергоемкость процессов разрушения и погрузки при заданной технической производительности, а также наибольшую техническую производительность очистного комбайна в заданных горно-геологических и горнотехнических условиях;

– методики обоснования рациональных геометрических и режимных параметров и структуры очистных комбайнов для тонких пологих пластов по критерию максимальной технической производительности при приемлемой энергоемкости процессов разрушения и погрузки горной массы с учетом ограничений, связанных с горно-геологическими и горнотехническими условиями эксплуатации.

Результаты диссертационной работы: приняты ГУ «ДОНУГЛЕМАШ» в качестве научно-методической основы для совершенствования и создания очистных комбайнов для тонких пологих пластов; внедрены в учебный процесс кафедры «Горные машины» ГОУВПО «ДОННТУ» при подготовке специалистов, обучающихся по специальности 21.05.04 «Горное дело» (специализация «Горные машины и оборудование»).

Методология и методы исследования. Достижение поставленной цели обеспечивалось на основе системного подхода и рационального сочетания теоретических и экспериментальных методов исследований. При разработке математической модели (ММ) процесса разрушения и погрузки разрушенной горной массы использовались методы теории резания угля резцовым режущим инструментом, теории погрузки разрушенной горной массы шнеками малых диаметров и механики сыпучей среды. Экспериментальные исследования по установлению закономерности влияния ширины захвата шнека на энергоемкость процесса погрузки реализованы на основе методов планирования эксперимента в представительных условиях эксплуатации очистных комбайнов с использованием современных методов и средств электрических измерений. Теоретические исследования выполнены методами имитационного моделирования.

Положения, выносимые на защиту.

1. Впервые теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что мощность и удельные энергозатраты на погрузку шнеками малых диаметров возрастают с увеличением ширины захвата тем интенсивнее, чем выше скорость перемещения очистного комбайна. Это обусловлено процессом циркуляции, и как следствие экспоненциальным ростом напряженного состояния горной массы в рабочем пространстве исполнительного органа, при этом, чем больше ширина захвата, тем процесс циркуляции интенсивнее и наступает при меньших значениях скорости перемещения очистного комбайна.

2. Впервые теоретически установлено, что при работе очистных комбайнов со шнеками малых диаметров можно выделить три характерных диапазона скоростей перемещения, отличающихся закономерностями процесса погрузки (1-й характеризуется свободной погрузкой; 2-й – перебросом непогруженной горной массы на нерабочую сторону шнека в виду ограниченной площади окна выгрузки; 3-й – циркуляцией горной массы, обусловленной ограниченной пропускной способностью зазоров дополнительного погрузочного устройства) и долей мощности процесса погрузки от процесса разрушения (в 1-м и 2-м диапазонах - 9...44 %, в 3-м - 27...82 % в зависимости от свойств разрушаемого массива). Оснащение очистных комбайнов зачистным лемехом или полноразмерным погрузочным щитком приводит к снижению остатка горной массы на почве пласта в 1,2...5,9 раза при интенсификации процесса циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека, что обуславливает отсутствие 2-го диапазона с уменьшением значения граничной скорости перемещения комбайна по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека в 1,1...1,3 раза.

3. Впервые теоретически установлено, что максимальная техническая производительность при приемлемой энергоемкости достигается при работе комбайна с граничной скоростью перемещения по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека диаметром близким к средней мощности пласта с наименьшей из принятого диапазона шириной захвата. При наличии ограничений, обусловленных конкретными горно-геологическими и горнотехни-

ческими условиями эксплуатации, рациональные значения диаметра и ширины захвата шнека необходимо устанавливать на основе разработанных математической модели оптимизации структуры и параметров очистного комбайна и комплексной имитационной модели рабочих процессов разрушения и погрузки горной массы шнековыми исполнительными органами малых диаметров. Рациональное сочетание значений диаметра и ширины захвата шнека позволит повысить техническую производительность в 1,1...2,1 раза и снизить мощность и удельные энергозатраты разрушения и погрузки в 1,3...1,5 и 1,3...2,3 раза соответственно.

Степень достоверности и апробация результатов. 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 мощности на погрузку горной массы шнековыми исполнительными органами, выгруженной, переброшенной и циркулирующей горной массы в рабочем пространстве шнека отличаются от экспериментальных значений не более чем на 20 %.

Основные положения диссертации опубликованы в 14 научных работах, в том числе: 8 статей в рецензируемых научных журналах и изданиях, а также 6 публикаций материалов и тезисов на международных и всероссийских форумах и конференциях.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа содержит 163 страницы машинописного текста и состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы из 104 источников на 11 страницах и 2 приложений на 26 страницах. Основной текст, изложенный на 136 страницах, иллюстрируется 36 рисунками и содержит 8 таблиц.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Актуальность вопроса

Угольная промышленность является основной сырьевой и энергетической базой для всех отраслей народного хозяйства Донецкого региона, а каменный уголь - единственным стратегическим энергоносителем, имеющим большие запасы и ресурсы. Как показывает вероятностный сценарий мирового потребления первичной энергии по видам топлива (рисунок 1.1) [1] в период с 2015 г. по 2040 г. уголь продолжит входить в тройку лидеров среди мировых энергоресурсов, тем самым сохранится актуальность его добычи.



Рисунок 1.1. Вероятностный сценарий мирового потребления первичной энергии по видам топлива в период с 2015 г. по 2040 г.

Угольный пласт, как правило, имеет сложное строение, которое характеризуется средней мощностью, углами залегания пласта, сопротивляемостью разрезанию и показателем степени хрупкости угольного массива, наличием породных

прослойков и твердых включений, их величиной и количеством, временными сопротивлениями одноосному сжатию породных прослойков и т. д.

По данным ДонУГИ, общие промышленные запасы каменного угля Украины оцениваются в 7,13 млрд. тонн, из которых 96,0 % сосредоточено на Донбассе [2, 3]. Анализ приведенного в таблице 1.1 распределения промышленных запасов углей по мощности пластов и углу их залегания показал, что 83,2 % всех пластов имеют мощность 0,55...1,20 м, 80,6 % из которых с углом залегания 0...18°.

Таблица 1.1 Распределение промышленных запасов углей Украины по мощности пластов и углу их залегания

Характеристики угольных пластов		Запасы угля	
		млрд. т.	%
Мощность пластов, м	0,55 – 0,70	1,43	20,1
	0,70 – 1,20	4,50	63,1
	1,20 – 2,50	1,08	15,2
	свыше 2,50	0,12	1,6
Угол залегания, град	0 – 18	5,75	80,6
	18 – 35	0,73	10,3
	35 – 55	0,39	5,5
	55 – 90	0,26	3,6

Анализ промышленных запасов шахтопластов угольных предприятий Донбасса [4], показал, что наиболее часто встречаются пластины средней мощностью $\bar{H}_{\text{пл}}$ 0,82...0,89 м (рисунок 1.2) со средней сопротивляемостью угля резанию \bar{A}_p 178...238 кН/м (рисунок 1.3).

Согласно [2, 5, 6] среди шахтопластов Донбасса наиболее распространены вязкие угли с показателем степени хрупкости при разрушении резанием $E < 2,1$ (54,6 %), реже встречаются хрупкие угли $2,1 \leq E < 3,5$ (32,5 %) и весьма хрупкие угли $E \geq 3,5$ (12,9 %).

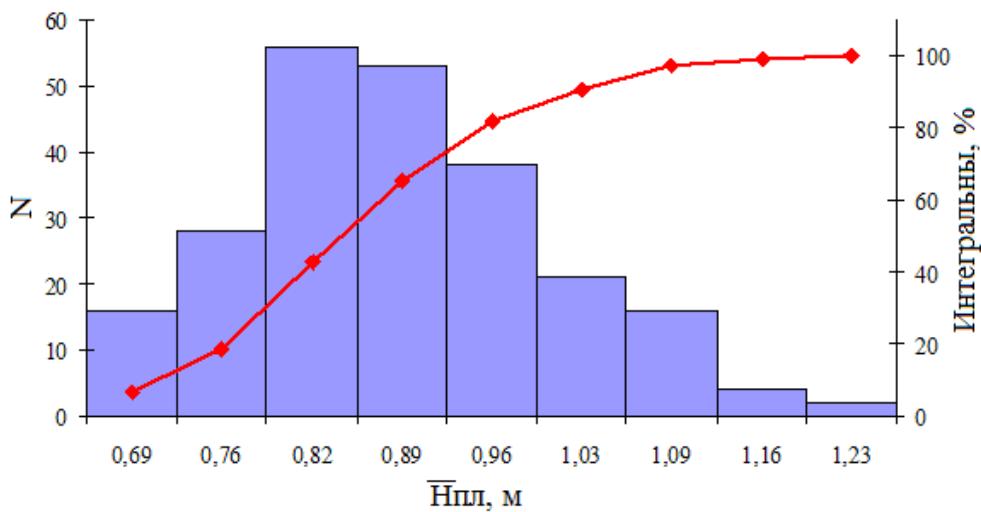


Рисунок 1.2. Распределение шахтопластов Донбасса по средней мощности

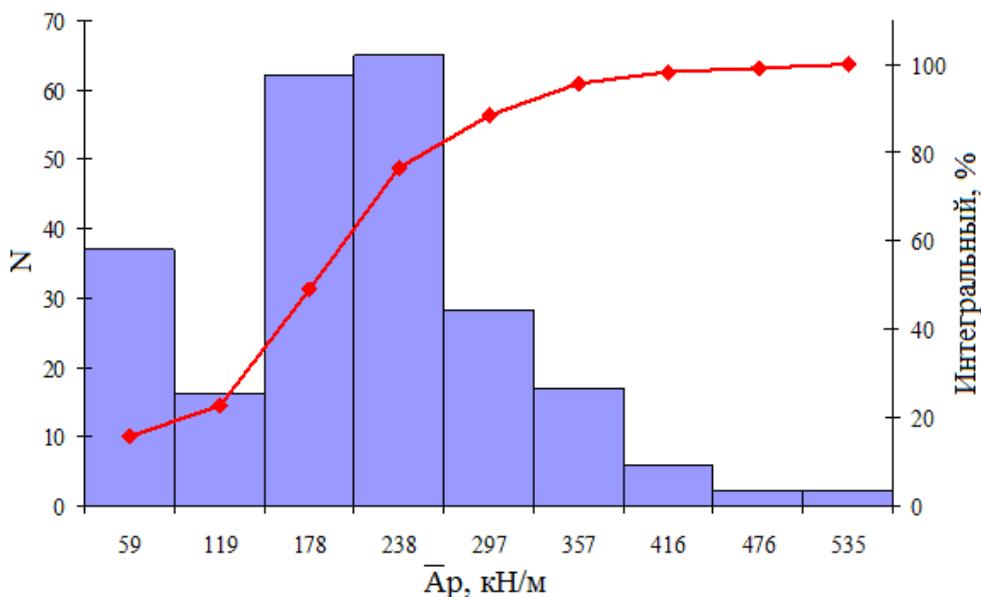


Рисунок 1.3. Распределение шахтопластов Донбасса по средней сопротивляемости углю резанию

Согласно приведенному на рисунке 1.4 а) распределению наиболее часто встречаются угольные пласты неоднородные по строению: 34 % имеют породные прослойки; 37 % – прослойки и твердые включения [2, 6]. Распределение прослойков по мощности (в процентном соотношении к средней мощности пласта) приведено на рисунке 1.4 б). Среди прослойков наиболее часто (до 72 % от общего числа шахтопластов с прослойками) встречаются породы аргиллита [3, 7, 8].

Твердые включения могут иметь площадь поперечного сечения 5-150 см², а их количество варьируется в пределах 10...120 шт. на 100 м длины лавы [6, 7].

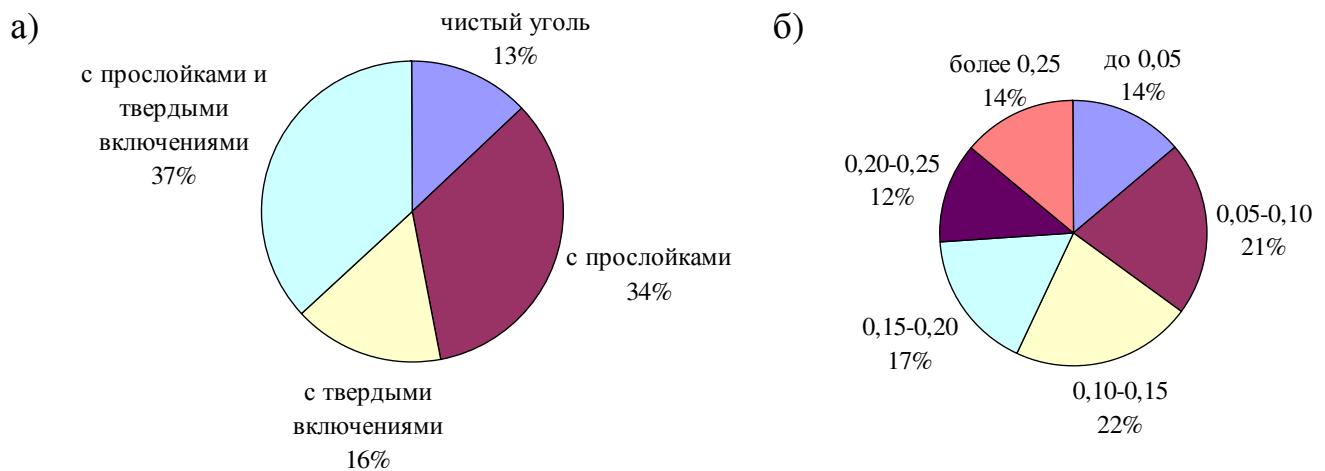


Рисунок 1.4. Распределение угольных пластов Донецкого региона:
а) по их строению; б) по мощности вмещающих прослойков

Как показывают исследования [4, 9, 10] добыча угля из тонких пологих пластов может осуществляться с «присечкой» боковых пород кровли или почвы пласта. Так согласно исследованиям [7, с. 69] 49,5 % от возможных присекаемых пород кровли составляю аргиллиты ($\sigma_{сж} = 21,8...67,7$ МПа) и 57,0 % присекаемых пород почвы составляют авреолиты ($\sigma_{сж} = 23,1...95,4$ МПа).

Наиболее эффективной при отработке тонких пластов согласно имеющемуся на сегодняшний день богатому опыту Германии является струговая выемка [11, 12], которая обеспечивает высокую сортность добываемого угля, а также снижает или полностью исключает «присечку» пород кровли или почвы пласта, и как следствие снижает зольность добываемого угля. Из разведанных 1092 пологих шахтопластов 965 наиболее приспособлены к комбайновой выемке, остальные 127 могут выниматься с использованием струговых установок [2].

Для добычи угля на шахтах Донбасса ранее применялись широкозахватные комбайны типа «Кировец» и КЦТГ [13] и узкозахватные комбайны со шнековыми исполнительными органами 1К101У, К103М. На смену им пришли узкозахватные

очистные комбайны со шнеками малых диаметров УКД200-250, УКД400, УКД200-500 и с вертикальными барабанами КА200, КБТ, входящие в состав механизированных комплексов [14]. Наибольшее распространение среди исполнительных органов очистных комбайнов вне зависимости от мощности разрабатываемого пласта нашли шнековые органы. Это связано с простотой конструкции, относительной простотой регулирования шнека по мощности пласта и ряда других преимуществ. Компоновка современных очистных комбайнов для тонких пологих пластов предполагает разнесенную по концам машины схему размещения исполнительных органов с выносом корпуса комбайна на забойную часть скребкового конвейера. Над решетками конвейера располагается порталная рама, под которой осуществляется пропуск разрушенной горной массы по конвейеру. Для обеспечения дополнительной устойчивости комбайна вынесенный в уступ забоя корпус оснащается дополнительной опорной лыжей. В качестве примера на рисунке 1.5 приведены общие виды очистных комбайнов нового технического уровня УКД400 и УКД200-500, оснащенных шнековыми исполнительными органами.

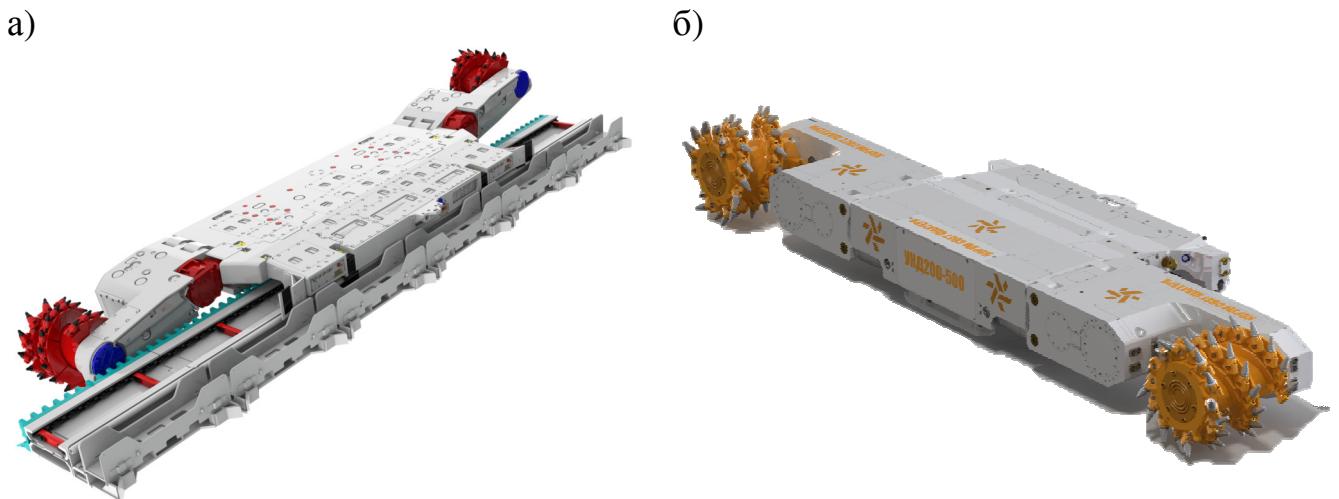


Рисунок 1.5. Общий вид очистного комбайна а) УКД400 и б) УКД200-500

Интенсификация добычи угля из тонких пологих пластов требует повышения скорости перемещения комбайна до 5...10 м/мин, что может быть достигнуто очистными комбайнами нового технического уровня (например, комбайны

УКД400 и УКД200-500) ввиду наличия высокого резерва энерговооруженности и надежности, обеспечивающих безотказную работу и реализацию заданных режимных параметров [15]. Однако фактическая скорость перемещения очистных комбайнов будет ограничена на уровне 1...3 м/мин [16, 17]. Это связано с низкой погрузочной способностью шнековых исполнительных органов малых диаметров¹ (рисунок 1.6), и как следствие, работа комбайнов будет сопровождаться заштыбовкой² с интенсивной циркуляцией горной массы в рабочем пространстве шнека, что приведет к снижению сортности угля и повышению пылеобразования из-за дополнительного переизмельчения.

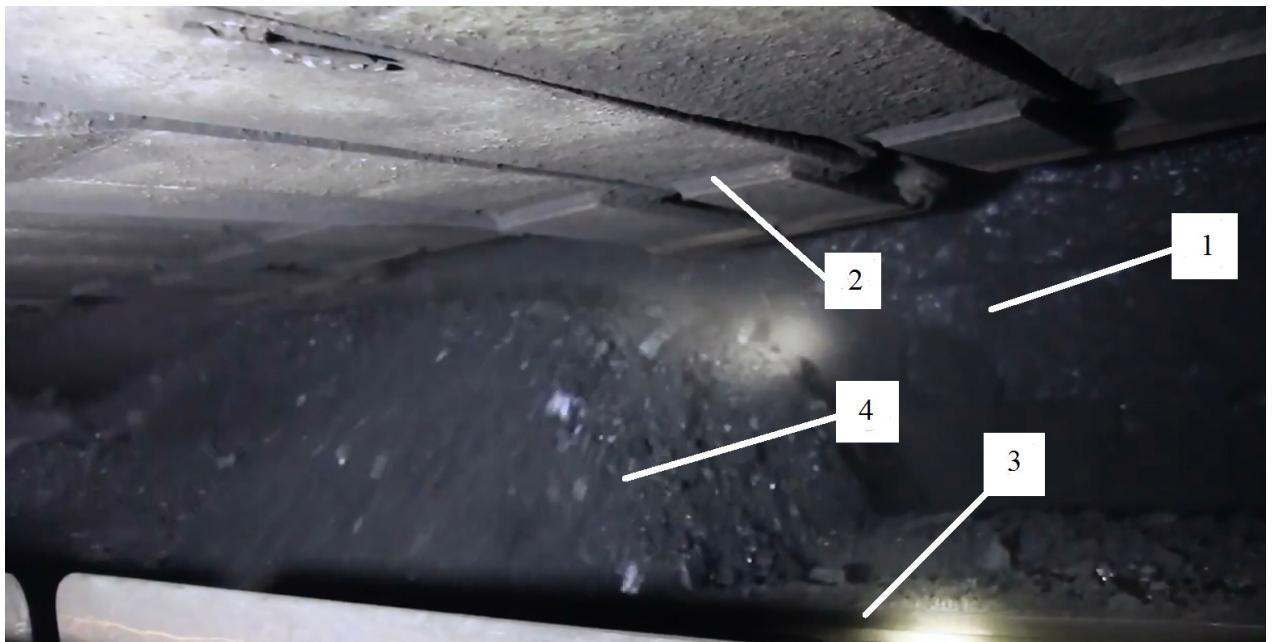


Рисунок 1.6. Работа комбайна УКД400 в условия шахты:

- 1) угольный массив; 2) консольная часть крепи;
- 3) забойный конвейер; 4) выгружаемая горная масса

Одним из возможных путей повышения производительности при ограничении скорости перемещения комбайна для тонких пологих пластов является увели-

¹ Шнековый исполнительный орган малого диаметра – это такой шнек, у которого объем межлопастного пространства соизмерим или меньше объема разрушенной и поступившей в него горной массы за оборот [18].

² Заштыбовка – заклинивание (вследствие переполнения) функциональных органов горных машин разрушенной горной массой [19].

чение его ширины захвата до величины, превышающей 1,0 м [17, 18]. Однако это приведет к удлинению консоли верхнего перекрытия механизированной крепи, увеличению необходимого тягового усилия подсистемы перемещения комбайна, а также росту момента сопротивления на исполнительном органе в виду его работы в неотжатой зоне горного массива с большим заполнением рабочего пространства шнека разрушенной горной массой. Работа с большим заполнением приведет к защыбовке и ограничению скорости перемещения по погрузочной способности шнека [18, 20, 21]. При этом значительное увеличение энерговооруженности комбайна P не позволит повысить погрузочную способность, а приведет к росту его массы m (рисунок 1.7) [22] и, как следствие, габаритов, что затруднит вписываемость комбайна в гипсометрию пласта и приведет к «присечке» боковых пород [4, 9, 10].

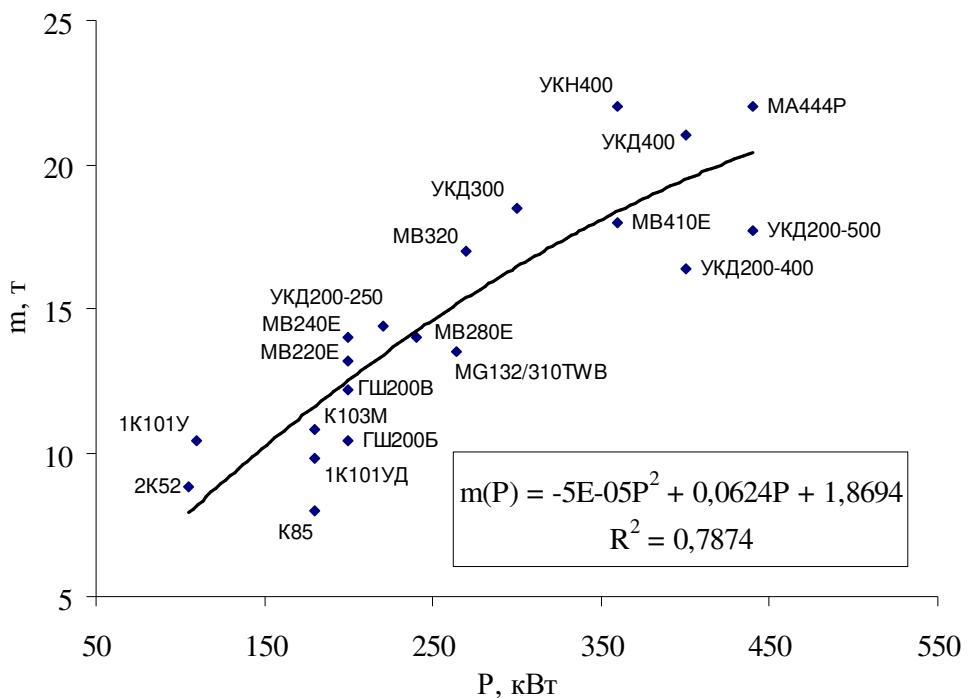


Рисунок 1.7. Зависимость массы очистного комбайна от суммарной мощности приводов шнеков

Согласно [23, 24, 25] для улучшения погрузки опережающий шнек должен располагаться у кровли, а отстающий у почвы пласта, что увеличивает производи-

тельность погрузки в виду увеличения площади окна выгрузки исполнительного органа. При этом опорная лыжа с вынесенного корпуса демонтируется. Однако указанная схема широкого применения не нашла в виду недостаточного клиренса между вынесенным корпусом и почвой пласта.

Таким образом, вопрос повышения погрузочной способности шнековых исполнительных органов малых диаметров остается актуальным и требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

1.2 Обзор литературы по теме диссертации

Вопросом создания высокоэффективных очистных комбайнов занимались многие научно-исследовательские и проектно-конструкторские институты, ряд высших учебных заведений и заводов горного машиностроения, среди которых следует отметить:

НИИ: ИГД им. А.А. Скочинского, Гипроуглемаш (Россия), ДонУГИ, ДОНУГЛЕМАШ и др.;

ВУЗы: ДГИ (ныне ДонНТУ), КузПИ и др.;

Заводы: Горловский машиностроительный завод им. С.М. Кирова, Ново-Краматорский машиностроительный завод и др.

Вопросами повышения погрузочной способности исполнительных органов очистных комбайнов занимались многие отечественные и зарубежные ученые, и конструкторы:

академики: В. Н. Потураев, А. В. Докукин и др.;

доктора технических наук: А. А. Алейников, Я. И. Альшиц, А. И. Берон, Н. Г. Бойко, Е. З. Позин, В. Г. Нечепаев, В. Н. Хорин, В. Г. Яцких и др.;

кандидаты технических наук: А. В. Болтян, А. Д. Гридин, З. З. Кальманович, В. И. Кутовой, Ф. З. Масович, А. И. Пархоменко, В. И. Тарасевич, В. Г. Шевцов и др.;

инженеры: В. И. Миничев, Г. Н. Самсонов, В. А. Юргилевич и др.

В основу первых представлений о функционировании шнековых исполнительных органов очистных комбайнов как погрузочных устройств положена теория винтовых конвейеров, в соответствии с которой производительность погрузки разрушенной горной массы пропорциональна шагу навивки лопастей шнека и частоте его вращения [6, 7 с. 25, 26, 27]. Предлагаемые зависимости просты и удобны для практического использования, поэтому приняты в качестве расчетных для определения производительности погрузки горной массы шнековыми исполнительными органами при составлении соответствующего нормативного документа [7 с. 25-27].

Проведенный на кафедре «Горные машины» ДПИ ряд стендовых экспериментальных исследований процесса погрузки горной массы шнековыми исполнительными органами малых диаметров показал, что значения погрузочной способности шнеков, полученные экспериментальным путем и согласно методике [7 с. 25-27], отличаются между собой в 2-4 раза [18, 19, 20 с. 17]. Причиной столь значительной разницы является отличие физической картины процесса погрузки разрушенной горной массы шнековыми исполнительными органами очистных комбайнов для тонких пологих пластов от физической картины функционирования винтового конвейера. В частности, предложенная в методике [7 с. 25-27] модель работы винтового конвейера не учитывает следующего [16, 18, 21, 28]:

- характер заполнения рабочего пространства шнекового исполнительного органа разрушенной горной массой;
- наличие на пути перемещения потока выгружаемой горной массы препятствий в виде борта забойного конвейера, корпуса поворотного редуктора, а также «валка» непогруженной горной массы между разгрузочным торцом шнека и забойным конвейером, формирующегося вследствие задвижки забойного конвейера и в результате самого процесса погрузки;
- объемное напряженное состояние выгружаемой горной массы в виду ее циркуляции в рабочем пространстве шнека;
- наличие пауз в процессе погрузки горной массы и ряд других факторов.

Наиболее широкое и методически совершенное обобщение теоретических представлений о функционировании шнековых исполнительных органов малого диаметра приведено в работах д.т.н., профессора Н. Г. Бойко [18, 20, 21, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36]. Совокупность его работ совместно с работами д.т.н., профессора В. Г. Нечепаева, а также к.т.н., доцентов А. В. Болтяна В. И. Таракасевича и В. Г. Шевцова в этом направлении представляет «силовую» теорию погрузки горной массы шнеками малых диаметров, характеризующуюся учетом многих аспектов напряженного состояния выгружаемой горной массы. В рамках этой теории в наиболее общем виде рассмотрено влияние коэффициента циркуляции на производительность процесса выгрузки [18, 20 с. 98, 21]. Выполнено описание напряженного состояния горной массы как функции ширины захвата шнека и угла его поворота. Правильность полученных теоретическим путем выводов о характере давления выгружаемой горной массы на рабочие элементы шнека подтверждена результатами тензометрических исследований на полноразмерном стенде. На основании разработанной теории развиты и созданы новые методы расчета и выбора параметров шнековых исполнительных органов для очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов. Вместе с тем недостаточно исследовано комплексное влияние диаметра и ширины захвата шнека и структурных параметров современных очистных комбайнов на процессы разрушения и погрузки горной массы, а также влияние горно-геологических и горнотехнических условий эксплуатации на выбор рациональных параметров комбайнов, что говорит об актуальности дальнейших исследований в этом направлении.

Выделим режимные, геометрические и структурные параметры комбайна, влияющие на процесс погрузки:

- режимные параметры: скорость перемещения комбайна и частота вращения исполнительных органов;
- геометрические параметры исполнительных органов: диаметр шнека по резцам и его ступице; ширина захвата шнека и его отрезного диска; закон изменения навивки лопасти шнека и угол ее наклона; количество лопастей, их толщина и направление вращения;

- геометрические параметры элементов, участвующих в формировании окна выгрузки шнека: диаметр рукояти качалки редуктора привода резания в зоне разгрузочного торца шнека; высота погрузки;
- структурная компоновка очистных комбайнов: наличие дополнительных погрузочных устройств в виде гибких накладок на спираль шнека, зачистных лемехов или погрузочных щитков, струеформирующих устройств.

Увеличение скорости перемещения комбайна при прочих равных условиях приводит к росту заполнения рабочего пространства шнека разрушенной горной массой и, как следствие, увеличению удельных энергозатрат погрузки. Поэтому с целью повышения производительности шнека по погрузке на конвейер необходимо увеличивать частоту вращения шнека [37], что приведет к интенсификации циркуляции, и как следствие, увеличению энергоемкости погрузки и усиленному пылеобразованию [38]. Поэтому значение частоты вращения необходимо определять из условия отсутствия метания выгружаемой горной массы лопастью шнека. В работе [38 с. 179] установлено, что граничной по условию роста производительности погрузки можно считать частоту вращения 120 об/мин при диаметре шнека 0,56 м с постоянным шагом навивки лопасти.

Работы [39, 40] посвящены разработке системы управления режимными параметрами очистных комбайнов по критерию минимальных энергетических затрат на работу комбайна в условиях тонких пологих пластов на основе установления докритических режимных параметров работы комбайна по условию отсутствия заштыбовки шнека. Автор доказал, что переход к предложенному им способу автоматического управления режимами работы комбайна приводит к уменьшению объема циркулирующего угля в рабочем пространстве шнека в 3 раза и, как следствие, снижению удельных энергозатрат на добычу угля на 40...50 %. Однако в разработанной автором математической модели расчет циркулирующей горной массы ведется несколько некорректно в виду следующих аспектов: формирование остатка горной массы в представленной модели осуществляется в зоне между разгрузочным торцом шнека и полкой рештака забойного конвейера, а объем прошедшего в зазоры угля определяется в зоне между нерабочей стороной шнека и

корпусом поворотного редуктора привода резания. Также, в работе сказано, что циркулирующая горная масса будет затягиваться в рабочее пространство шнека, что не отражено в блоке расчета рабочего объема шнека. При этом автор не учитывает, что длительная работа комбайна с постоянной скоростью и накоплением циркулирующей горной массой невозможна, что вносит погрешность в результаты исследований. Следовательно, возникает необходимость разработки математической модели, позволяющей моделировать формирование потока циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека.

Диаметр шнекового исполнительного органа по резцам оказывает значительное влияние на процесс погрузки [2, 7, 28, 40, 41] и при выборе его значения должны быть обеспечены следующие условия: минимальные удельные энергозатраты разрушения горной массы; максимальная погрузочная способность шнека. Так, уменьшение диаметра шнека для обеспечения первого условия при прочих равных условиях приведет к значительному снижению рабочего пространства исполнительного органа и, как следствие, к снижению производительности погрузки [38]. Повышение погрузочной способности шнека подразумевает увеличение диаметра шнека, что противоречит первому условию. Поэтому возникает необходимость проведения дополнительных исследований, связанных с выбором значения диаметра шнека.

Диаметр ступицы шнекового исполнительного органа является важным конструктивным параметром. Неоправданное увеличение диаметра ступицы приводит к уменьшению высоты лопасти шнека и, как следствие, его рабочего пространства [20 с. 10]. Значение диаметра ступицы можно определить по зависимости, приведенной в работе [7].

Вопросу определения рациональной ширины захвата шнека посвящен ряд работ [17, 18, 20, 21, 28, 42, 43, 44]. Согласно [17 с. 11] с уменьшением мощности вынимаемого пласта при неизменных режимных параметрах целесообразно увеличивать ширину захвата, что отразится на габаритах элементов очистного комбайна и на его увязке с элементами механизированного комплекса [18, 20 с. 147].

Отдельный интерес заслуживают работы [16, 18, 19, 26, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47]. Согласно исследованиям [18 с. 423, 20, 21, 27, 42], увеличение ширины захвата шнека до 1,2 м при неизменных других конструктивных параметрах обуславливает необходимость увеличения частоты вращения исполнительного органа, что может привести к интенсификации процесса циркуляции, а также выходу очистного комбайна из зоны рациональных режимов работы. Проведенные исследования [43, 44 с. 43] показали, что уменьшение ширины захвата шнека с 0,8 м до 0,4 м приведет к увеличению сортности добываемого угля до 6 % и снижению энергоемкости добычи в 2 раза. Однако процесс погрузки горной массы шнеком укороченной конструкции автор работ [43, 44] не изучал.

В работах [45, 46, 47] предложено изменить подход к транспортированию разрушенной горной массы и, тем самым, отказаться от погрузки разрушенной горной массы исполнительными органами. Автор работы [45] предоставляет новое научно обоснованное техническое и технологическое решение, нацеленное на повышение эффективности технологии очистных работ на угольных пластах мощностью 0,9...1,5 м, с использованием быстроходных выемочных машин (БВМ). Компоновка БВМ предполагает расположение ее корпуса над решеточным ставом забойного конвейера с одним барабанно-дисковым исполнительным органом новой конструкции разрушающего типа с шириной захвата 0,31 м. Погрузку разрушенной горной массы на лавный конвейер автор предлагает выполнять путем самонавалки при скальвании нижней пачки угля, что может повлечь за собой увеличение габаритов гидродомкратов передвижки крепи. Кроме того, компоновка предложенной выемочной машины не может широко применяться на угольных пластах Донбасса, так как предполагает размещение корпуса комбайна над решеткой забойного конвейера. Также не до конца понятно, каким образом указанный способ проявит себя в сложных горно-геологических и горнотехнических условиях работы.

В работе [46] обосновано схожее с предыдущим направление развития очистных комбайнов для выемки тонких пластов на основе создания высокоскоростных добычных агрегатов, отличающихся от существующих многократным увели-

чением скорости подачи комбайна до 30 м/мин и скорости резания до 10 м/с. В качестве исполнительного органа предложен диск с шириной захвата 0,3 м, прорубывающий щель в горном массиве с последующим вибрационным воздействием режущего инструмента на разрушаемый массив. Исполнительный орган такого типа предназначен только для разрушения угля, функцию погрузки осуществляют скребковый конвейер, оснащенный специальным погрузочным лемехом. Прирост производительности при описанной компоновке рабочего органа в зависимости от горно-геологических и горнотехнических условий эксплуатации составляет 2,5 раза в сравнении с комбайнами, оснащенными шнековыми исполнительными органами. Однако увеличение скорости резания до 10 м/с может привести к значительному снижению ресурса режущего инструмента и искробезопасности предложенного исполнительного органа, а вибрационное воздействие на массив с целью более эффективного скальвания негативно отразится на элементах трансмиссии машины.

В работе [47] автор предлагает конструкцию очистного комбайна с одним исполнительным органом, оснащенным лопастями с окнами для ссыпания разрушенной горной массы на почву пласта. Погрузка при этом осуществляется специальными погрузочными лемехами, установленными по концам машины. Предложенная компоновка комбайна с одним исполнительным органом предполагает специфическую конструкцию редуктора резания без возможности регулирования высоты подъема исполнительного органа по мощности пласта, что ограничивает область применения этой машины по горно-геологическим условиям эксплуатации, приравнивая ее к струговым комплексам.

Приведенные в работах [45, 46, 47] технические решения справедливы при условии остатка неразрушенной угольной пачки или значительного количества горной массы на почве пласта поле прохода комбайна. Что касается тонких пластов Донбасса, такой вариант на сегодняшний день технически не реализуем.

Результаты исследований [18, 20, 21, 27, 38] показали значительное влияние переменного шага навивки лопастей на процесс погрузки. Так, применение шнеков с увеличивающимся шагом навивки лопасти в сторону разгрузочного торца

обеспечивает значительное повышение производительности и снижение удельных энергозатрат погрузки. При этом, изменение частоты вращения шнека в диапазоне 80...160 об/мин с сочетанием соответствующего закона изменения угла навивки лопасти обеспечивает увеличение производительности погрузки на 50%. Однако широкого применения шнеки с переменным шагом навивки лопасти так и не нашли ввиду сложности их изготовления. В промышленности на сегодняшний день используются шнеки с постоянным шагом навивки, оптимальное значение которого можно найти по зависимости, приведенной в работе [41].

Вопрос выбора числа лопастей также является весьма важным при конструировании шнековых исполнительных органов малых диаметров. Проведенные исследования [48, 49] показывают, что процесс погрузки однолопастным и четырехлопастным шнеками по сравнению с двухлопастным диаметром 0,63 м характеризуется снижением погрузочной способности и значительным ростом циркуляции горной массы, что приводит к увеличению удельных энергозатрат. Поэтому шнековые исполнительные органы малых диаметров целесообразно выполнять двухлопастными.

От направления вращения исполнительного органа во многом зависит эффективность процесса погрузки [17, 48]. Так, проведенные стендовые исследования [48 с. 128] показали, что при вращении шнека от почвы к кровле в сравнении с противоположным наблюдается увеличение производительности и снижение удельных энергозатрат процесса погрузки ввиду сокращения пути транспортирования горной массы шнеком.

Геометрические параметры редуктора в зоне окна выгрузки напрямую зависят от момента сил сопротивления, формируемых на исполнительном органе. Известно, что с уменьшением ширины захвата шнека очистной комбайн будет работать с меньшим сопротивлением. При этом с изменением значения диаметра шнека по резцам в некоторых серийных образцах очистных комбайнов предполагалась замена редуктора привода резания на другое исполнение. Однако влияние диаметра рукояти качалки на процесс погрузки остается не исследованным.

Высота погрузки напрямую зависит от положения исполнительного органа относительно разрушенного пласта (у кровли или почвы) и от высоты рештака забойного конвейера. Согласно исследований [40, 48, 50, 51], с уменьшением высоты погрузки производительность очистного комбайна возрастает.

Иным направлением в повышении погрузочной способности шнековых исполнительных органов малых диаметров, как показывают исследования [52], является применение механо-гидродинамических систем дополнительного воздействия. Показано, что применение гидродинамических систем обеспечивает при рациональном сочетании параметров двукратное и большее повышение производительности погрузки. На основе анализа установленных закономерностей решен комплекс задач структурно-параметрической оптимизации, позволивший синтезировать механо-гидродинамическую систему активной выгрузки для очистных комбайнов, в которой силовое активирующее влияние на поток перемещаемого шнеком угля осуществляется напорными струями жидкости, генерируемыми специальными струеформирующими устройствами. В качестве рабочей жидкости используется жидкость, подаваемая в рабочую зону резания для пылеподавления. Экспериментальное подтверждение достоверности разработанных теоретических положений и установление эффективности технических решений выполнено на специальном полноразмерном стенде в условиях максимально приближенным к производственным с использованием современных методов измерений. Рассмотрен также комплекс конструкторско-технологических задач повышения качества шнековых исполнительных органов очистных комбайнов для тонких пластов.

В работах авторов [53, 54] предложены различные элементы, интенсифицирующие процесс погрузки разрушенной горной массы на конвейер (например, гибкие элементы по контуру спирали). Однако в практике эксплуатации очистных комбайнов для тонких пластов такие решения не нашли применения.

Многие исследователи отмечают значительное влияние погрузочных щитков на процесс погрузки [6, 17 с. 87, 27, 55, 56 с. 63, 57]. Согласно работам [17, 27 с. 26, 55, 56] наличие погрузочных устройств в виде огибающего щитка или лемеха приводит к увеличению производительности погрузки и заполнению рабочего

пространства шнека разрушенной горной массой. В случае невозможности полной выгрузки разрушенной горной массы шнеком силы сопротивления а, следовательно, удельные энергозатраты погрузки значительно возрастают, тем самым ограничивая скорость перемещения комбайна [17].

Компоновка современных очистных комбайнов для тонких пологих пластов предполагает вынесенный в уступ забоя корпус, выполняющий функцию погрузочного щитка с зазорами. При этом часть разрушенной и непогруженной горной массы будет располагаться в зазорах между корпусом комбайна и почвой, а также корпусом и вновь образованной поверхностью забоя [17, 18], что приводит к образованию остатка непогруженной горной массы после опережающего шнека. Для уменьшения остатка непогруженной горной массы в нижней части корпуса, вынесенного в уступ забоя, на всю ширину устанавливается зачистной лемех (например, комбайны УКД200-250, УКД400, МВ 444Р) или полноразмерный погрузочный щиток (например, комбайн К103М). Несмотря на значительное количество работ, связанных с изучением особенностей работы шнековых исполнительных органов с различными типами погрузочных щитков, сложность физической картины не позволила сделать теоретических обобщений. Это предопределяет необходимость проведения дополнительных исследований погрузки горной массы шнеками очистных комбайнов, оснащенных дополнительными погрузочными устройствами в виде погрузочного щитка с зазорами, зачистного лемеха или полноразмерного погрузочного щитка.

1.3 Цель и задачи исследования

На основе вышеприведенного анализа актуальности вопроса и обзора литературных источников сформулирована цель работы.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности работы очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами в условиях тонких пологих пластов, на основе оптимизации структуры, конструктивных и

режимных параметров с учетом установленных закономерностей их влияния на производительность и энергоемкость.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы и решены следующие основные задачи:

1. Установить влияние ширины захвата шнекового исполнительного органа малого диаметра на энергоемкость процесса погрузки разрушенной горной массы в представительных условиях эксплуатации очистных комбайнов.
2. Разработать комплексную математическую модель рабочих процессов разрушения и погрузки, учитывающую особенности процесса погрузки разрушенной горной массы шнеком малого диаметра.
3. Исследовать влияние конструктивных, режимных параметров и структуры очистных комбайнов на производительность и энергоемкость работы.
4. Разработать методику и математическую модель оптимизации структуры, конструктивных и режимных параметров очистных комбайнов по критерию максимальной производительности при минимальной энергоемкости работы.

РАЗДЕЛ 2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ШИРИНЫ ЗАХВАТА ШНЕКА МАЛОГО ДИАМЕТРА НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА ПОГРУЗКИ

2.1 Объекты, условия проведения, методика и средства экспериментальных исследований

В качестве объектов исследований выбраны очистные комбайны нового технического уровня УКД400 и УКД200-500. От своих предшественников они отличаются наличием весьма высокого резерва энерговооруженности и надежности, обеспечивающих безотказную работу и реализацию заданных режимных параметров. Исследуемые очистные комбайны представляют собой выемочные машины режущего действия со шнековыми исполнительными органами. Перемещение машины вдоль забоя осуществляется посредством встроенной частотно-регулируемой безцепной подсистемы подачи (для комбайна УКД400) или вынесенной подсистемы подачи с цепным тяговым органом (для комбайна УКД200-500).

Рассматриваемые комбайны предназначены для механизированной выемки угля в очистных забоях пологих и наклонных пластов мощностью 0,85...1,50 м, подвигающихся по простирианию с углами наклона до 35°, а также по восстанию и падению с углами до 10°, при сопротивляемости угля резанию до 480 кН/м, с породными прослойками и возможной «присечкой» боковых пород кровли или почвы крепостью до 5 единиц по шкале проф. М. М. Протодьяконова суммарной толщиной до 12 % от вынимаемой мощности пласта.

Краткие технические характеристики комбайнов УКД400 и УКД200-500 приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 Краткие технические характеристики исследуемых комбайнов

Параметры	Очистной комбайн	
	УКД400	УКД200-500
	Значения	
Геометрические параметры исполнительного органа		
Диаметр шнека по резцам $D_{\text{ио}}$, м	0,9	
Диаметр ступицы шнека $d_{\text{ст}}$, м	0,385	
Толщина лопасти шнека $\delta_{\text{л}}$, м	0,12	
Ширина захвата шнека B_3 , м	0,7	0,8
Количество лопастей шнека $N_{\text{зах}}$, шт	2	
Параметры электродвигателей приводов резания		
Тип электродвигателя привода шнека	ЭКВ4-200В	SG7W490L-4
Номинальная мощность электродвигателя $P_{\text{ном}}$, кВт	200 (S_1)	250 (S_6)
Номинальный ток электродвигателя $I_{\text{ном}}$, А	129	155
Коэффициент мощности $\cos\phi$, от. ед.	0,837	0,880
Режимные параметры работы очистного комбайна		
Угловая скорость вращения шнека ω , с^{-1}	8,17	8,27
Скорость перемещения комбайна $V_{\text{п}}$, м/мин	0...8	0...6

Экспериментальные исследования работы комбайнов УКД400 и УКД200-500 проводились в представительных условиях шахт «Красный партизан» ГП «СВЕРДЛОВАНТРАЦИТ» 77 западной лавы пласта k_5' «Должанский» и «Терновская» ПАО «ДТЭК ПАВЛОГРАДУГОЛЬ» 524-й лавы пласта C_5^B соответственно.

Характеристики угольных пластов следующие:

77 западная лава пласта k_5' имеет сложное строение: верхняя чистая угольная пачка (антрацит), мощностью 0,24...0,30 м. Уголь черный, блестящий, средней сопротивляемостью резанию $\bar{A}_p = 225$ кН/м, излом раковистый, с зеркалами скольжения; прослой, мощностью 0,07...0,09 м, сланец песчано-глинистый темно-серый, средней крепостью $\sigma_{\text{сж}} = 21$ МПа, неясной слоистостью; нижняя чистая угольная пачка (антрацит), мощностью 0,68...0,81 м. Уголь черный, блестящий, средней сопротивляемостью резанию $\bar{A}_p = 225$ кН/м, излом ступенчатый, круп-

ноголосчатый. Вынимаемая мощность пласта $H_{\text{вын}}$ при ведении эксперимента составляла 1,21 м.

524-й лава пласта C_5^B имеет простое строение, мощность пласта изменяется в пределах 0,72...0,93 м, сопротивляемость угля резанию $\bar{A}_p = 310...430$ кН/м. Выемка осуществлялась с «присечкой» пород кровли, средней крепостью $\sigma_{\text{сж}} = 51,5$ МПа. Вынимаемая мощность пласта $H_{\text{вын}}$ при ведении эксперимента составила 1,05 м.

Согласно методике проведения экспериментальных исследований [58, 59] фиксировались значения скорости перемещения комбайна, величин действующих фазных токов и токов холостого хода, а также коэффициентов мощности электродвигателей приводов опережающего и отстающего исполнительных органов.

План проведения шахтных исследований влияния ширины захвата шнеков малого диаметра очистных комбайнов УКД400 и УКД200-500 на энергоемкость процесса погрузки приведен в таблице 2.2 и предусматривает усреднение фиксированных значений фазных действующих токов, токов холостого хода и коэффициентов мощности электродвигателей приводов опережающего и отстающего исполнительных органов.

При ведении экспериментальных исследований забой условно делился на мерные участки, отличающиеся по длине и времени прохождения. Средняя скорость перемещения комбайна фиксировалась путем хронометража длительности прохождения мерного участка с параллельной записью действующих токов и коэффициентов мощности. Действующие значения токов и коэффициентов мощности усреднялись по трем фазам. Полученные значения средних фазных токов и коэффициентов мощности в пределах каждого мерного участка очистного забоя усреднялись за период 2-5 оборотов исполнительного органа для минимизации влияния случайных составляющих процессов разрушения и погрузки горной массы.

Таблица 2.2 План шахтного эксперимента

Наименование фактора	Обозначение	Уровень фактора	Ед. изм.	
Входные управляемые факторы				
Ширина захвата шнека	B_3	2	м	
Скорость перемещения комбайна	V_{Π}	-	м/мин	
Входные неуправляемые факторы				
Диаметр шнека по резцам	$D_{\text{ио}}$	1	м	
Диаметр ступицы шнека	$d_{\text{ст}}$	1	м	
Выходные данные				
Средняя скорость перемещения комбайна	\bar{V}_{Π}	-	м/мин	
Средне фазные:				
токи холостого хода электродвигателей приводов:	опережающего шнека	$\bar{I}_{\text{x.x}}^{\text{опер}}$	-	A
	отстающего шнека	$\bar{I}_{\text{x.x}}^{\text{отст}}$	-	A
действующие токи электродвигателя приводов:	опережающего шнека	$\bar{I}^{\text{опер}}$	-	A
	отстающего шнека	$\bar{I}^{\text{отст}}$	-	A
коэффициенты мощ- ности электродвига- телей приводов:	опережающего шнека	$\cos \phi^{\text{опер}}$	-	от. ед.
	отстающего шнека	$\cos \phi^{\text{отст}}$	-	от. ед.

Запись действующих фазных токов каждого электродвигателя приводов исполнительных органов осуществлялась с использованием многоканального регистратора анализатора качества энергии TOPAS 1020 (рисунок 2.1, а). Анализатор TOPAS 1020 подключался в бортовую сеть (3-х фазная сеть, частотой 50 Гц) к каналам линейного напряжения через понижающие трансформаторы напряжения типа KSZ 1000/100. Порты токовых входов (3-х фазная сеть, частотой 50 Гц) подключались с помощью прямого соединения датчиков тока типа LEM flex, PR1001 (рисунок 2.1, б) к жилам силового кабеля привода резания.

Схема подключения измерительной аппаратуры в силовую цепь исследуемых комбайнов приведена на рисунке 2.2.

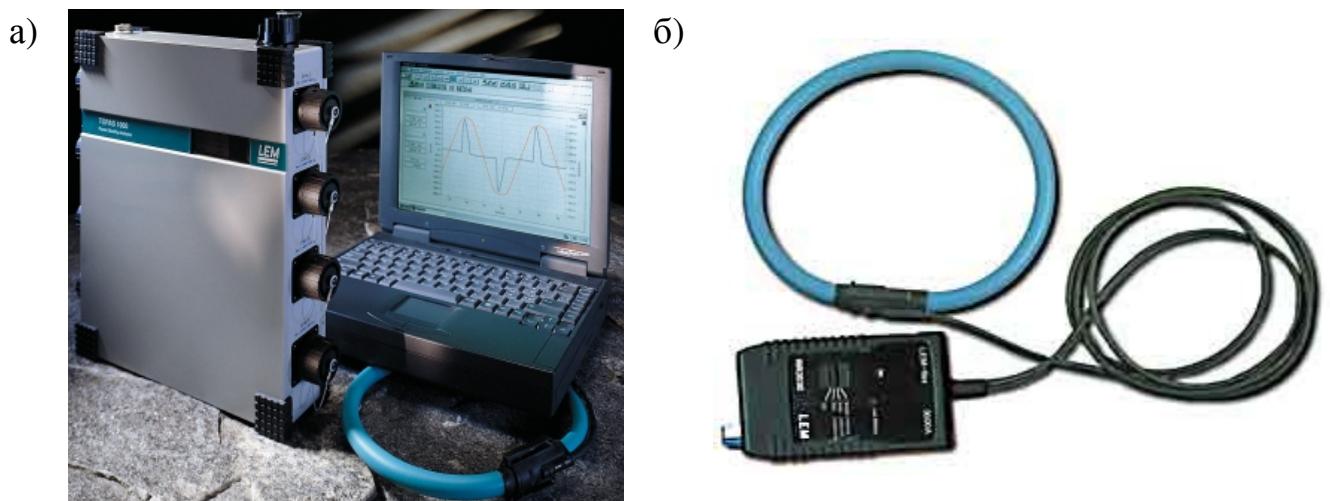


Рисунок 2.1. Общий вид измерительной аппаратуры:

- а) многоканального регистратора анализатора качества энергии TOPAS 1020;
 б) датчика тока LEM flex, PR1001

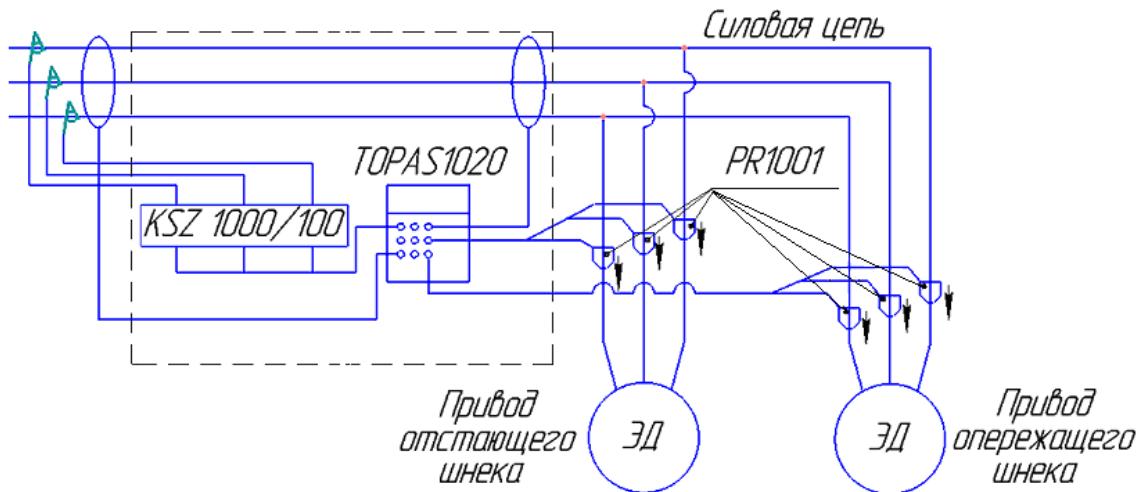


Рисунок 2.2. Схема подключения измерительной аппаратуры в бортовую сеть
 очистного комбайна

Для установления влияния ширины захвата шнекового исполнительного органа малого диаметра на энергоемкость процесса погрузки отделенной горной массы использованы результаты шахтных экспериментальных исследований, проведенных сотрудниками ГУ «ДОНУГЛЕМАШ» [58, 59]. В качестве примера на рисунках 2.3 и 2.4 приведены фрагменты записи значений средне фазных действующих токов электродвигателей приводов опережающего $\bar{I}^{\text{опер}}$ и отстающего

$\bar{I}_{\text{отст}}$ исполнительных органов и коэффициента мощности электродвигателя привода опережающего шнека $\overline{\cos\varphi}^{\text{опер}}$ очистного комбайна УКД400 при прохождении мерного участка забоя длиной 1,5 м со средней скоростью перемещения 4,5 м/мин.

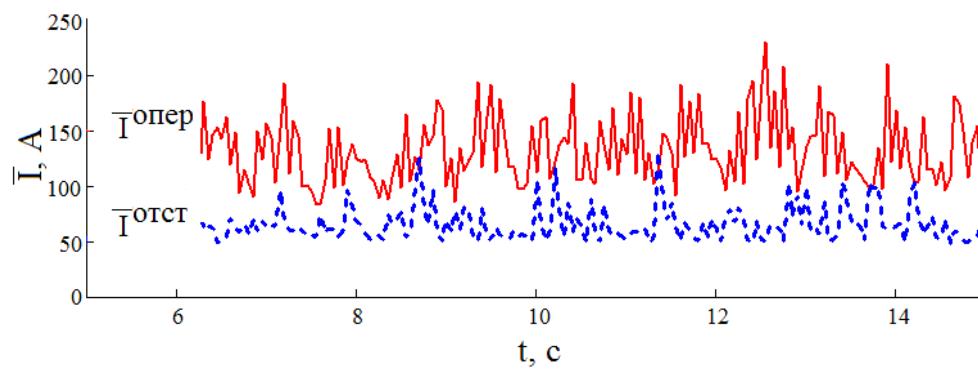


Рисунок 2.3. Фрагмент записи значений средне фазных действующих токов электродвигателей приводов комбайна УКД400

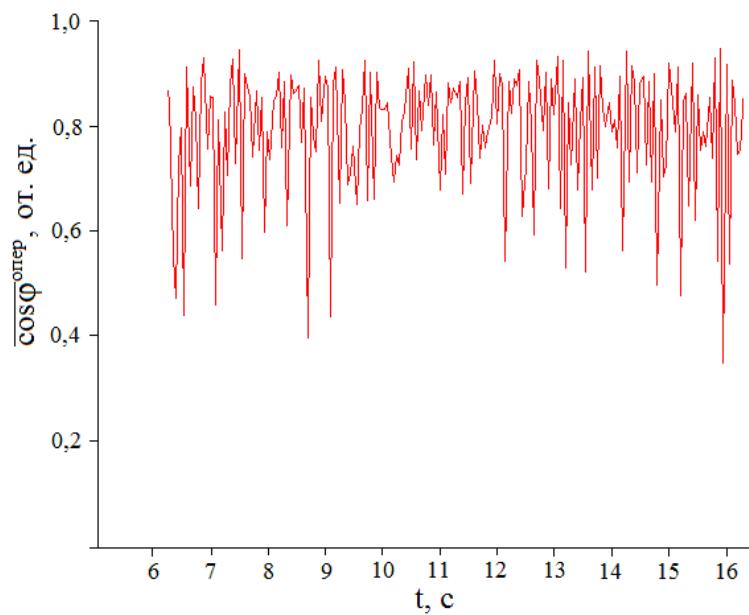


Рисунок 2.4. Фрагмент записи значений средне фазного коэффициента мощности электродвигателя опережающего исполнительного органа комбайна УКД400

Некоторые результаты экспериментальных исследований работы очистных комбайнов УКД400 и УКД200-500 приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3. Некоторые результаты экспериментальных исследований работы очистных комбайнов УКД400 и УКД200-500

Параметры	Тип комбайна							
	УКД400			УКД200-500				
	Значения							
Длина мерного участка, м	1,5			6,0	7,5			
Длительность прохождения мерного участка, мин	0,400	0,330	0,283	1,500	1,800	1,700	1,180	
Средняя скорость перемещения комбайна, м/мин	3,75	4,50	5,30	4,00	4,20	4,40	6,35	
Средне фазный ток холостого хода электродвигателя приводов, А	опережающего шнека	48			63			
	отстающего шнека	48			77			
Средне фазный действующий ток электродвигателя приводов, А	опережающего шнека	32,7	74,1	61,9	106,1	83,2	87,4	137,7
		31,6	84,1	61,7	97,4	86,7	81,8	126,7
		24,9	84,8	61,7	113,9	74,7	117,3	123,5
		27,5	94,3	66,9	118,6	57,5	125,8	116,2
	отстающего шнека	6,2	16,1	11,4	8,4	6,2	6,6	8,6
		6,0	18,6	11,1	7,6	6,7	5,7	7,5
		4,0	19,2	10,7	9,2	5,5	9,4	6,9
		4,6	21,1	12,3	9,5	3,7	9,9	6,1

2.2 Методика обработки экспериментальных данных

Для оценки энергоемкости процессов разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров на основе результатов проведенных шахтных экспериментов разработана методика обработки экспериментальных данных [22, 60]. При разработке методики приняты следующие допущения:

- отстающий шнек не осуществляет погрузку горной массы;
- скорость перемещения комбайна при прохождении каждого мерного участка величина постоянная.

Обоснованность первого допущения подтверждается тем, что принцип работы шнеков как исполнительных органов разрушающе-погрузочного типа основывается на использовании вращающегося винта, лопасти которого перемещают разрушенную резцами горную массу, расположенную в пространстве, ограничен-

ном витками лопасти, ступицей и горным массивом. В случае расположения исполнительного органа у кровли пласта опорная поверхность в виде горного массива отсутствует.

Второе допущение подтверждается наблюдениями за работой очистных комбайнов [58, 59].

Схемы разрушения горного массива исследуемыми очистными комбайнами в условиях проведения шахтных экспериментов представлены на рисунке 2.5 [60].

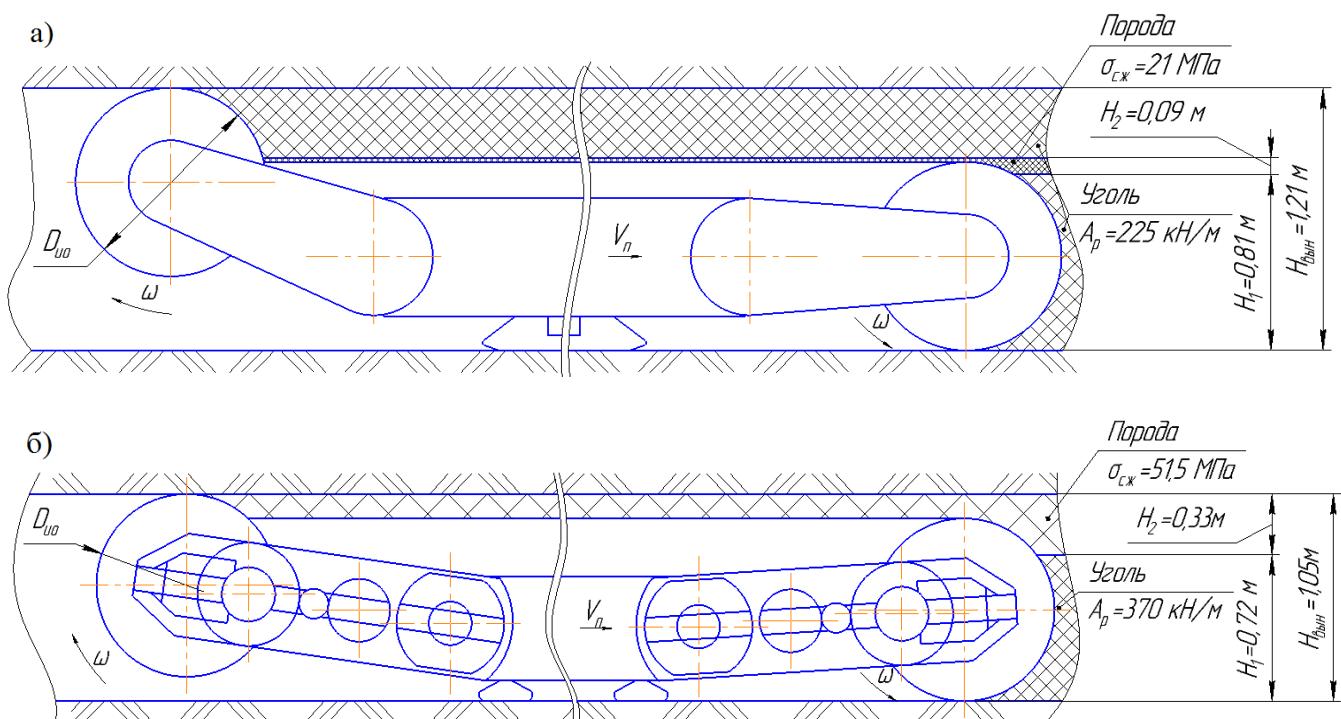


Рисунок 2.5. Схемы разрушения горного массива комбайнами:

а) УКД400; б) УКД200-250

Фактическое значение потребляемой мощности каждым k -м электродвигателем привода исполнительного органа определяется по зависимости [22, 60]:

$$P^k = P_{\text{ном}} \cdot \left(\bar{I}^k - \bar{I}_{\text{x.x.}}^k \right) \cdot I_{\text{ном}}^{-1} \cdot \cos \varphi^k. \quad (2.1)$$

Согласно схемы разрушения (рисунок 2.5) в процессе работы очистные комбайны разрушали не только угольный массив, но и вмещающие породные прослойки, а также породы кровли. Поэтому показатели крепости разрушаемых

породных прослойков и пород кровли приводились к значению \bar{A}_p [2, 8, 61]. Тогда, средневзвешенное значение сопротивляемости угля резанию при разрушении каждым k -м шнеком определяется по зависимости:

$$\bar{A}_p^k = \frac{1}{H_k} \cdot \sum_{i=1}^{m_k} \bar{A}_i \cdot H_i, \quad (2.2)$$

где:

\bar{A}_i , H_i – сопротивляемость угля резанию и мощность i -й пачки, разрушающей k -м исполнительным органом;

H_k – мощность пласта, разрушаемая k -м шнеком;

m_k – число пачек, разрушаемых k -м исполнительным органом.

Значение мощности на разрушение, приведенное к электродвигателю опережающего шнека $P_{рез}^{\text{опер}}$, определяется исходя из фактического значения потребляемой мощности электродвигателем отстающего шнека $P^{\text{отст}}$ с учетом разрушения массива различной средней сопротивляемости угля резанию, коэффициентов ослабления угольного массива опережающим исполнительным органом и угла охвата отстающего шнека забоем по зависимости [22, 60 с. 90]:

$$P_{рез}^{\text{опер}} = \left(P^{\text{отст}} \cdot \bar{A}_p^{\text{отст}} \right) \cdot \left(k_{\text{осл}} \cdot k_{\gamma} \cdot \bar{A}_p^{\text{опер}} \right)^{-1}, \quad (2.3)$$

где:

$k_{\text{осл}}$ – коэффициент ослабления угольного массива. Согласно [6, 7] при работе комбайна по приведенной на рисунке 2.5 схеме, значение $k_{\text{осл}}$ можно принять в пределах 0,75...0,80;

$k_{\gamma} = \left(H_{\text{вын}} - D_{\text{ио}} \right) \cdot D_{\text{ио}}^{-1}$ – коэффициент угла охвата шнека забоем.

Тогда значение потребляемой мощности на погрузку разрушенной горной массы электродвигателем опережающего исполнительного органа $P_{\text{пог}}$ определяется следующим образом [22, 60]:

$$P_{\text{пог}} = P^{\text{опер}} - P^{\text{опер}}_{\text{рез}}. \quad (2.4)$$

Определение значения удельных энергозатрат требует нахождения фактической минутной производительности k -го исполнительного органа по зависимости:

$$Q_k = H_k \cdot B_3 \cdot \bar{V}_{\text{п}} \cdot \rho, \quad (2.5)$$

где:

ρ – плотность угля в массиве, $\text{т}/\text{м}^3$. Согласно [62] значение плотности угля в массиве принимается равной $1,35 \text{ т}/\text{м}^3$.

Значение удельных энергозатрат, приведенное к k -тому электродвигателю привода исполнительного органа определяется как [22, 60 с. 90]:

$$W^k = \frac{P_{\text{ном}} \cdot \left(\bar{I}^k - \bar{I}_{\text{x.x.}}^k \right) \cdot \overline{\cos \phi}^k}{60 \cdot I_{\text{ном}} \cdot H_k \cdot B_3 \cdot \bar{V}_{\text{п}} \cdot \rho}. \quad (2.6)$$

Исходя из отмеченных ранее особенностей технологической схемы работы современных комбайнов для тонких пологих пластов, приведенные к электродвигателю опережающего шнека удельные энергозатраты на разрушение определяются как [22, 60]:

$$W_{\text{разр}} = \left(W^{\text{отст}} \cdot \bar{A}_{\text{p}}^{\text{отст}} \right) \cdot \left(k_{\text{осл}} \cdot k_{\gamma} \cdot \bar{A}_{\text{p}}^{\text{опер}} \right)^{-1}. \quad (2.7)$$

Удельные энергозатраты погрузки, приведенные к электродвигателю опережающего шнека $W_{\text{погр}}$, определяются по выражению [22, 60 с. 90]:

$$W_{\text{погр}} = W^{\text{опер}} - W_{\text{разр}}. \quad (2.8)$$

Структурная схема методики обработки данных шахтных экспериментов представлена на рисунке 2.6.

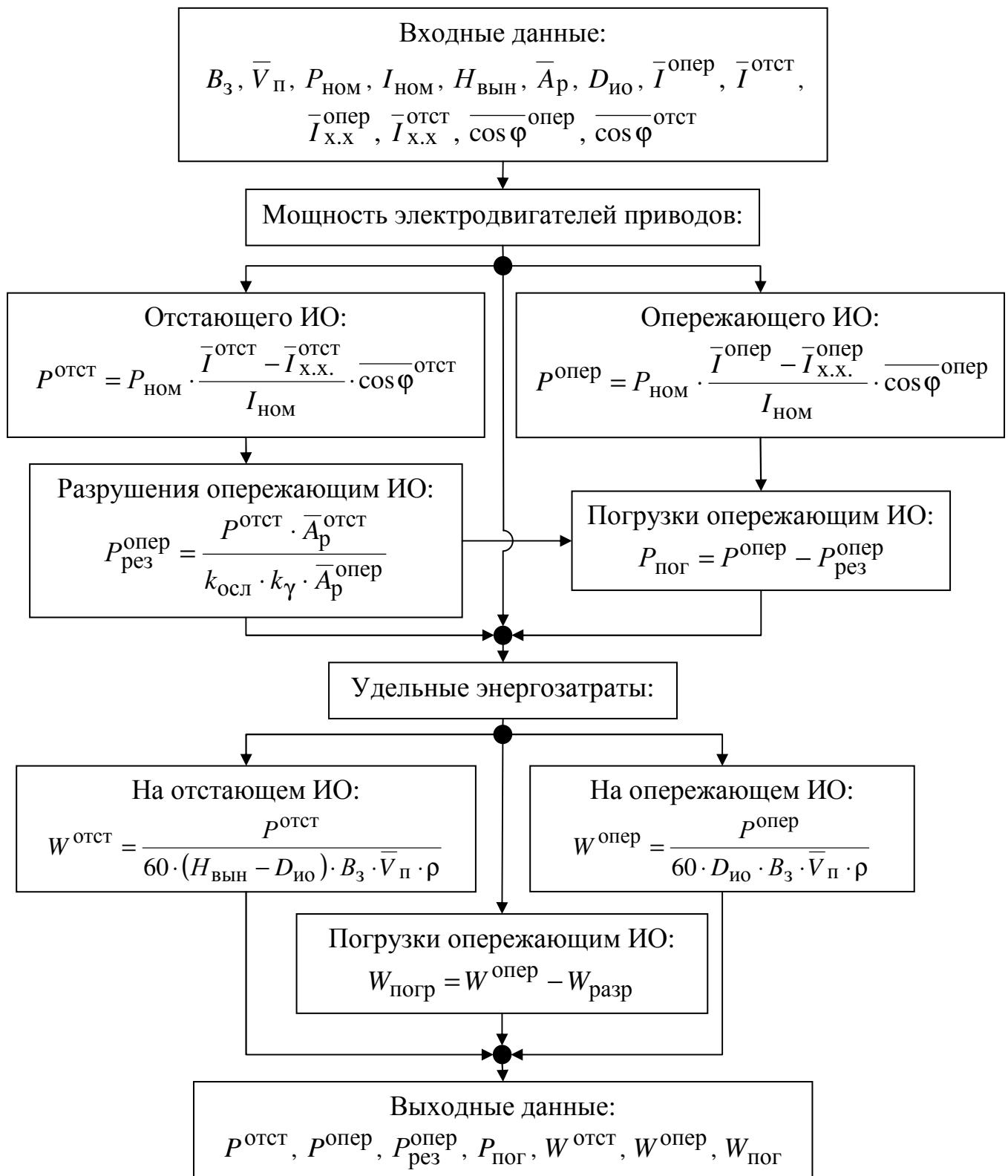


Рисунок 2.6. Структурная схема методики обработки данных эксперимента

Таким образом, разработана методика [22, 60] для определения мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы очистными комбайнами для тонких пологих пластов с индивидуальными приводами исполнительных органов в реальных условиях эксплуатации на основе данных, полученных в результате фиксации значений потребляемых токов электродвигателями приводов резания.

2.3 Результаты обработки экспериментальных данных

С использованием разработанной методики обработки экспериментальных данных получены значения мощности и удельных энергозатрат на разрушение и погрузку горной массы очистными комбайнами УКД400 и УКД200-500, приведенные в таблице 2.4. На основе анализа полученных данных установлены регрессионные зависимости экспоненциального вида для определения мощности $P_{\text{пог}}$ и удельных энергозатрат $W_{\text{пог}}$ на погрузку разрушенной горной массы шнеками малых диаметров [60]:

$$P_{\text{пог}}(V_{\text{п}}, B_3) = 3,612 \cdot B_3 \cdot e^{0,619 \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}}}, \quad (R^2_{P_{\text{пог}}} = 0,91) \quad (2.9)$$

$$W_{\text{пог}}(V_{\text{п}}, B_3) = \frac{4,954 \cdot 10^{-2}}{V_{\text{п}}} \cdot e^{0,619 \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}}}. \quad (R^2_{W_{\text{пог}}} = 0,90) \quad (2.10)$$

Графики зависимостей мощности $P_{\text{пог}}$ и удельных энергозатрат $W_{\text{пог}}$ на погрузку разрушенной горной массы с учетом ширины захвата шнека B_3 и скорости перемещения комбайна $V_{\text{п}}$ приведены на рисунке 2.7.

Таблица 2.4 Результаты обработки экспериментальных исследований

Параметры		Тип комбайна						
		УКД400			УКД200-500			
		Значения						
\bar{V}_π , м/мин		3,75	4,50	5,30	4,00	4,20	4,40	6,35
Q , т/мин	опережающего шнека	3,19	3,83	4,51	3,89	4,08	4,28	6,17
	отстающего шнека	1,09	1,32	1,55	0,65	0,68	0,71	1,03
	очистного комбайна	4,28	5,15	6,06	4,54	4,76	4,99	7,20
P , кВт	опережающего шнека	42,4	96,2	80,3	150,6	118,0	124,0	195,5
		41,1	109,1	80,1	138,2	123,0	116,1	179,8
		32,3	110,1	80,1	161,6	106,1	166,5	175,3
		35,7	122,4	86,8	168,3	81,6	178,5	164,9
	среднее значение	37,9	109,5	81,5	154,7	107,2	146,3	178,9
	отстающего шнека	7,9	20,9	14,7	11,2	8,8	9,4	12,3
		7,8	24,2	14,4	10,7	9,5	8,0	10,6
		5,2	24,9	13,9	13,1	7,8	13,4	9,9
		5,9	27,3	15,9	13,4	5,2	14,1	8,7
	среднее значение	6,7	24,3	14,7	12,1	7,8	11,2	10,4
	разрушения горной массы	30,1	78,9	55,6	130,4	95,5	101,7	133,3
		29,6	91,1	54,4	116,6	103,3	87,4	114,9
		19,7	93,7	52,3	142,4	84,4	145,5	107,7
		22,6	102,9	60,2	145,8	56,9	153,3	94,4
	среднее значение	25,5	91,7	55,6	133,8	85,0	121,9	112,6
	погрузки горной массы	12,3	17,2	24,7	20,2	22,6	22,4	62,2
		11,5	18,0	25,7	21,6	19,7	28,7	64,9
		12,6	16,4	27,8	19,2	21,7	20,9	67,6
		13,1	19,4	26,6	22,5	24,7	25,2	70,5
	среднее значение	12,4	17,8	26,2	20,8	22,2	24,3	66,3
W , кВт ч/т	разрушения горной массы	0,157	0,344	0,205	0,559	0,390	0,396	0,357
		0,154	0,397	0,201	0,500	0,422	0,341	0,308
		0,103	0,408	0,193	0,611	0,345	0,567	0,289
		0,118	0,448	0,223	0,625	0,232	0,597	0,253
	среднее значение	0,133	0,399	0,206	0,574	0,347	0,475	0,302
	погрузки горной массы	0,064	0,075	0,091	0,087	0,092	0,087	0,167
		0,060	0,079	0,095	0,093	0,080	0,112	0,174
		0,066	0,071	0,103	0,082	0,088	0,082	0,181
		0,069	0,085	0,098	0,096	0,101	0,098	0,189
	среднее значение	0,065	0,077	0,097	0,089	0,090	0,095	0,178

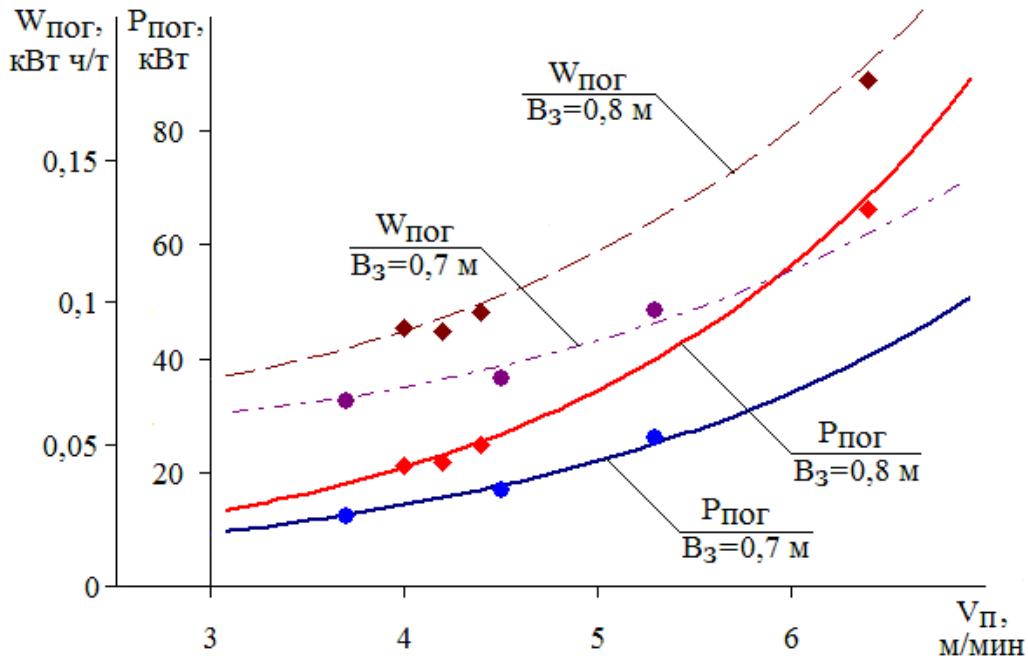


Рисунок 2.7. График зависимости мощности и удельных энергозатрат на погрузку с учетом ширины захвата шнека и скорости перемещения комбайна

Анализ приведенных на рисунке 2.7 зависимостей показывает, что энергоемкость процесса погрузки с увеличением ширины захвата шнека возрастает тем интенсивнее, чем выше скорость перемещения комбайна. Так, при $V_{\Pi} = 4 \text{ м/мин}$ увеличение ширины захвата исполнительного органа с 0,7 до 0,8 м приводит к росту мощности с 14 до 21 кВт, т.е. в 1,5 раза и удельных энергозатрат погрузки с 0,07 до 0,09 кВт ч/т, т.е. в 1,3 раза. Дальнейшее увеличение скорости перемещения до $V_{\Pi} = 6 \text{ м/мин}$ приводит к значительному росту мощности с 34 до 56 кВт, т.е. в 1,7 раза и удельных энергозатрат погрузки с 0,11 до 0,16 кВт ч/т, т.е. в 1,5 раза соответственно. Этот рост обусловлен процессом циркуляции разрушенной горной массы в рабочем пространстве шнека. При этом чем больше ширина захвата шнека, тем раньше наступает процесс циркуляции и интенсивнее он становится.

2.4 Выводы по разделу 2

1. Разработана методика обработки данных шахтных экспериментов, позволяющая определять значения мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы современными очистными комбайнами с индивидуальной подсистемой привода каждого исполнительного органа, работающих в условиях тонких пологих пластов, на основе значений действующих в процессе выемки угля токов электродвигателей приводов шнековых исполнительных органов. Разработанная методика может быть использована для расшифровки данных бортовых компьютеров, которыми оснащаются современные очистные комбайны.

2. Установлено, что мощность и удельные энергозатраты процесса погрузки с увеличением ширины захвата шнека экспоненциально возрастают с увеличением скорости перемещения комбайна. Так, при работе очистного комбайна со скоростью перемещения $V_{\Pi} = 4$ м/мин увеличение ширины захвата исполнительного органа с 0,7 до 0,8 м приводит к росту мощности с 14 до 21 кВт, т.е. в 1,5 раза и удельных энергозатрат погрузки с 0,07 до 0,09 кВт ч/т, т.е. в 1,3 раза. Дальнейшее увеличение скорости перемещения до $V_{\Pi} = 6$ м/мин приводит к значительному росту мощности с 34 до 56 кВт, т.е. в 1,7 раза и удельных энергозатрат погрузки с 0,11 до 0,16 кВт ч/т, т.е. и 1,5 раза соответственно. Этот рост обусловлен процессом циркуляции разрушенной горной массы в рабочем пространстве шнека, при этом, чем больше ширина захвата шнека, тем раньше он наступает и интенсивнее становится.

Рассматриваемые в разделе вопросы изложены в работах соискателя [22, 60].

РАЗДЕЛ 3

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

3.1 Анализ процесса погрузки горной массы шнеками малых диаметров

Компоновочная схема современных очистных комбайнов для тонких пологих пластов предполагает размещение корпуса с забойной стороны конвейера в уступ забоя. Для вписывания вынесенного корпуса опережающий шнековый исполнительный орган располагается у почвы пласта и выполняет основные технологические операции – разрушение и погрузку отделенной горной массы и, тем самым, является наиболее нагруженным. Отстающий шнек разрушает оставшуюся пачку угля у кровли пласта, и погрузку практически не осуществляет.

Процесс разрушения горной массы резцовым режущим инструментом на сегодняшний день является в достаточной мере изученным, на основе полученных результатов, изложенных в работах [6, 26] были разработаны математические модели (ММ) разрушения горной массы резцовым режущим инструментом [7, 63].

При рассмотрении процесса погрузки горной массы шнеками малых диаметров необходимо учитывать следующие специфические особенности [16, 18, 20, 21, 28, 38, 64, 65 с. 96]:

- характер заполнения рабочего пространства шнека разрушенной горной массой;
- наличие на пути перемещения потока выгружаемой горной массы препятствий в виде корпуса поворотного редуктора, борта забойного конвейера, а также сопротивления окна выгрузки;
- объемное напряженное состояние выгружаемой горной массы.

Согласно [18, 20, 21, 28, 38, 65, 66] заполнение рабочего объема опережающего исполнительного органа разрушенной горной массой начинается у отрезно-

го диска и монотонно возрастает в направлении к разгрузочному торцу исполнительного органа, являясь функцией толщины стружки и угла поворота шнека. Наличие на пути перемещения выгружаемой горной массы корпуса редуктора привода исполнительного органа и борта конвейера с одной стороны, а с другой стороны движущейся в направлении разгрузочного торца лопасти шнека, обуславливает заклинивание и дополнительное сжатие горной массы, находящейся в рабочем объеме исполнительного органа [64].

Рабочий объем шнека как функция угла его поворота – величина переменная с явно выраженным максимумом и минимумом [18, 20, 21, 28, 38, 67]. Следовательно, в процессе перемещения разрушенной горной массы внутри рабочего объема шнека выделяются два основных периода, отличающиеся состоянием выгружаемой горной массы [18, 21 с. 45, 64 с. 47]:

1. Объем разрушенной горной массы меньше или равен рабочему объему исполнительного органа, т.е. практически не напряженное состояние;
2. Объем разрушенной горной массы больше рабочего объема исполнительного органа, т.е. напряженное состояние.

Согласно [18, 21, 64] формирование напряженного состояния выгружаемой горной массы как функции угла поворота шнека в каждом периоде имеет свои отличительные особенности, т.е. формирование усилий на рабочих поверхностях шнека будет отличаться в зависимости от состояния выгружаемой горной массы.

Шнек, действуя своими лопастями на транспортируемую горную массу, перемещает ее в сторону разгрузочного торца исполнительного органа, тем самым осуществляет процесс погрузки. При этом частицы отделенной горной массы могут захватываться резцами исполнительного органа с дальнейшим их перемещением в сторону разгрузочного торца шнека [17, 18, 68]. Следовательно, не захваченная резцами шнека часть горной массы, будет оставаться на почве пласта. Далее она будет размещаться в зазорах между корпусом комбайна и горным массивом [6, 17, 69, 70].

В процессе транспортировки разрушенной горной массы выгружающей лопастью опережающего шнека в сторону разгрузочного торца последнего в зоне

окна выгрузки поток выгружаемой горной массы будет встречать значительное сопротивление [52]. Это обусловлено наличием «валка» непогруженной горной массы в пространстве между разгрузочным торцом исполнительного органа и бортом решетчатого става забойного конвейера (рисунок 1.6). Согласно [52 с. 52] создаваемое выгружающей лопастью давление в потоке выгружаемой горной массы недостаточно для преодоления значительного сопротивления окна выгрузки. Поэтому часть выгружаемого объема горной массы, не сумевшей преодолеть сопротивление окна выгрузки ввиду недостаточного давления в потоке выгружаемой горной массы, будет переброшена вращательным движением выгружающей лопасти на нерабочую сторону опережающего шнека. Переброшенная горная масса на нерабочую сторону исполнительного органа будет добавляться к не захваченной резцами горной массе, формируя тем самым остаток на почве пласта. Далее остаток горной массы будет полностью размещаться в зазорах дополнительного погружного устройства [17]. Полное размещение остатка горной массы в зазорах будет осуществляться до тех пор, пока объем остатка горной массы не превысит пропускной способности зазоров. В случае превышения остатка горной массы пропускной способности зазоров не прошедшая в зазоры часть горной массы будет увлекаться в рабочее пространство шнека, т.е. начнется процесс циркуляции. Циркулирующая горная масса будет постепенно заполнять рабочий объем опережающего исполнительного органа, что приведет к снижению эффективности работы комбайна в целом.

Таким образом, для выполнения теоретических исследований по установлению закономерностей влияния структуры и параметров очистного комбайна на показатели эффективности его работы, необходимо разработать комплексную ММ процессов разрушения и погрузки горной массы, учитывающую характер заполнения рабочего пространства шнека разрушенной горной массой, наличие на пути перемещения потока выгружаемой горной массы препятствий в виде корпуса поворотного редуктора, борта забойного конвейера и сопротивления окна выгрузки, циркуляцию горной массы в рабочем объеме шнека, а также объемное напряженное состояние выгружаемой горной массы.

3.2 Математическая модель процессов разрушения и погрузки горной массы

При разработке математической модели процессов разрушения и погрузки разрушенной горной массы шнековыми исполнительными органами очистных комбайнов, предназначенных для выемки тонких пологих пластов, принимались следующие допущения:

- скорость резания шнека – величина постоянная;
- скорость перемещения очистного комбайна – величина переменная и широко варьируется в процессе выемки (в пределах $0 \dots V_{\Pi}^{\max}$ м/мин);
- направление вращения опережающего шнека – «от почвы к кровле», а отстающего – «от кровли к почве»;
- колебаниями исполнительного органа и корпуса комбайна в вертикальной и горизонтальной плоскостях пренебрегаем;
- перемещаемая и выгружаемая шнеком очистного комбайна отдельенная горная масса рассматривается как сплошная сыпучая среда [52].

На основе изложенного в разделе 3.1 анализа процесса погрузки разрушенной горной массы шнековым исполнительным органом малого диаметра, а также принятых допущений, расчетная схема для составления ММ представлена на рисунке 3.1 [71]. Введем прямоугольную систему координат OXYZ, начало которой находится в точке пересечения оси вращения шнека и плоскости груди забоя. Ось X совпадает с осью вращения шнека и откладывается в направлении от отрезного диска шнека к его разгрузочному торцу. Ось Z расположена перпендикулярно почве пласта и совпадает с координатной осью силы резания F_Z . Ось Y параллельна почве пласта, совпадает с направлением перемещения комбайна вдоль забоя и координатной осью силы подачи F_Y .

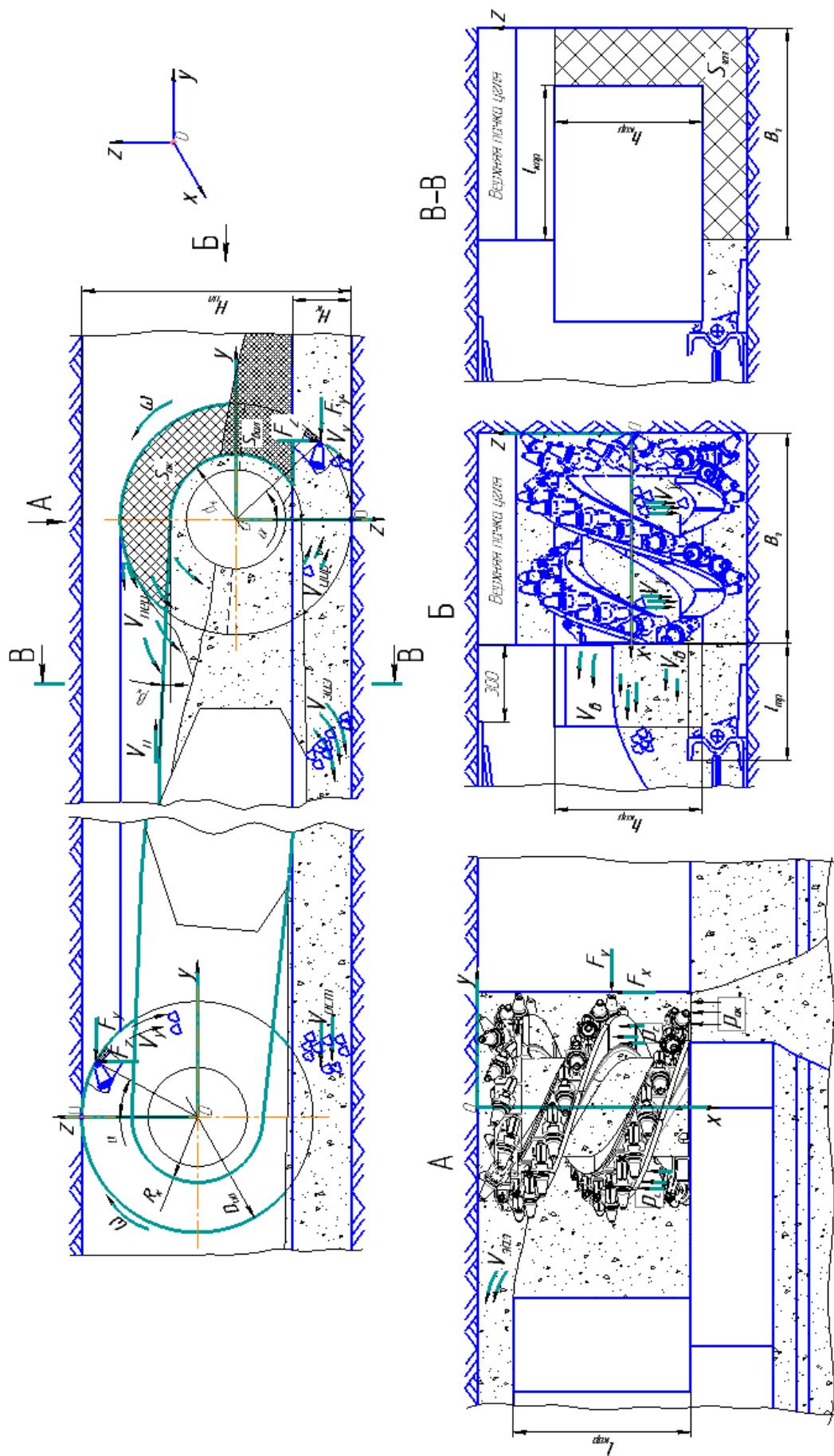


Рисунок 3.1. Расчетная схема для составления математической модели процессов разрушения и погрузки угля шнеками очистных комбайнов для тонких пологих пластов

Интегральная ММ, соответствующая представленной расчетной схеме математической модели, запишется в виде [71]:

$$\begin{cases}
 \bar{P}_{\text{пл}}(\bar{H}_{\text{пл}}, \bar{A}_p, E, \rho, \gamma, f_{y.y.}, f_{y.ct.}); \bar{P}_{\text{рез}}(l_{\text{рез}}, \theta_{\text{рез}}, d_{\text{рез}}, \alpha_{\text{рез}}, \delta_{\text{рез}}); \\
 \bar{P}_{\text{сx.n.}}(\gamma_{\text{рез}}, t_{\text{рез}}, \beta_{\text{рез}}, n_{\text{рез}}); \bar{P}_{\text{ио}}(D_{\text{ио}}, d_{\text{ст}}, \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}}, B_3, B_{\text{д}}, \delta_{\text{л}}); \\
 \bar{P}_{\text{кор}}(d_{\text{к}}, h_{\text{кор}}, l_{\text{кор}}, N_{\text{д.п.у.}}); \bar{P}_{\text{реж}}(n_{\text{о.б}}, V_{\text{п}}); \bar{P}_{\text{кон.}}(Q_{\text{кон.}}, H_{\text{к}}, l_{\text{тр}}); \\
 \alpha = \gamma_{\text{рез}} + \phi; \quad \bar{h} = f(\alpha, \bar{P}_{\text{сx.n.}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{реж}}); V_y = f(\bar{P}_{\text{реж}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \phi, \bar{h}); \\
 V_p = f(\bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \phi, V_{\text{ц.о.б}}); S_{\text{вал}} = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{кор}}, \bar{P}_{\text{кон.}}, S_{\text{ок}}, \phi); \\
 S_{\text{ок}} = f(S_{\text{вал}}, \bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{о.к.}}, \bar{P}_{\text{кон.}}, \phi); \\
 \bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{рез}} = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{сx.n.}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, \bar{P}_{\text{реж}}, \bar{h}); \\
 F_z = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{сx.n.}}, \bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{реж}}, \bar{h}); \\
 \bar{P}_{\text{рез}}^{\text{опер}} = f(F_z, \bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{реж}}); \bar{P}_{\text{рез}}^{\text{отст}} = f(F_z, \bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{реж}}); \\
 \bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{пог}} = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, \bar{P}_{\text{реж}}, \bar{P}_{\text{кон.}}, V_{\text{ц.о.б}}); \\
 p_{\text{ок}} = f(V_y, \bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{пог}}, S_{\text{ок}}, S_{\text{вал}}, V_{\text{ц.о.б}}); \\
 p_c = f(\bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{пог}}, \bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, p_{\text{ок}}, \phi, V_y, V_{\text{ц.о.б}}); \\
 \bar{P}_{\text{пог}} = f(p_c, \bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{коеф}}^{\text{пог}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, \bar{P}_{\text{реж}}); \quad \bar{P}_{\text{ио}} = \bar{P}_{\text{рез}}^{\text{опер}} + \bar{P}_{\text{пог}} \\
 \bar{P}_{\text{ок}} = \bar{P}_{\text{ио}} + \bar{P}_{\text{рез}}^{\text{отст}}; \quad W_{\text{ок}} = \frac{\bar{P}_{\text{ок}}}{60 \cdot \bar{H}_{\text{пл}} \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}} \cdot \rho} \\
 V_{\text{т}} = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{реж}}, V_{\text{y.о.б}}); \quad V_{\text{пер}} = f(V_{\text{п.о.б}}); \quad V_{\text{цир}} = f(V_{\text{ц.о.б}}) \\
 V_{\text{в}} = f(\bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{реж}}, S_{\text{ок}}, S_{\text{вал}}, V_{\text{в.о.б}}); \quad V_{\text{ост}} = f(\bar{P}_{\text{кор}}, V_{\text{о.о.б}});
 \end{cases} \quad (3.1)$$

где:

$\bar{P}_{\text{пл}}(\bar{H}_{\text{пл}}, \bar{A}_p, E, \rho, \gamma, f_{y.y.}, f_{y.ct.})$ – вектор горно-геологических параметров

разрушаемого угольного пласта ($\bar{H}_{\text{пл}}$ – средняя мощность вынимаемого пласта, м; \bar{A}_p – средняя сопротивляемость угля резанию в не отжатом массиве, кН/м; E – степень хрупкости пласта, ρ – плотность угля в массиве, $\text{т}/\text{м}^3$ [62]; γ – плотность

степень хрупкости пласта, ρ – плотность угля в массиве, $\text{т}/\text{м}^3$ [62]; γ – плотность

разрушенной горной массы, $\text{т}/\text{м}^3$ [71], $f_{\text{y.y.}}$, $f_{\text{y.ст.}}$ – коэффициенты трения выгружаемой горной массы об уголь и металлическим соприкасающимся с ней поверхностями соответственно [72]);

$\bar{P}_{\text{рез}}(l_{\text{рез}}, \theta_{\text{рез}}, d_{\text{рез}}, \alpha_{\text{рез}}, \delta_{\text{рез}})$ – вектор параметров используемого режущего инструмента ($l_{\text{рез}}$ – конструктивный вылет резца, см; $\theta_{\text{рез}}$ – угол установки резца к поверхности резания, град; $d_{\text{рез}}$ – ширина режущей кромки резца, см; $\alpha_{\text{рез}}$, $\delta_{\text{рез}}$ – конструктивный задний угол и угол резания резца соответственно, град);

$\bar{P}_{\text{сх.н.}}(\gamma_{\text{рез}}, t_{\text{рез}}, \beta_{\text{рез}}, n_{\text{рез}})$ – вектор параметров схемы набора исполнительного органа ($\gamma_{\text{рез}}$ – угол установки резца по диаметру шнека, град; $t_{\text{рез}}$ – шаг установки резца, см; $\beta_{\text{рез}}$ – угол наклона резца относительно вектора скорости резания, град; $n_{\text{рез}}$ – количество резцов в одной линии резания, шт);

$\bar{P}_{\text{ио}}(D_{\text{ио}}, d_{\text{ст}}, \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}}, B_3, B_{\text{д}}, \delta_{\text{л}}, N_{\text{зах}})$ – вектор геометрических параметров исполнительного органа ($D_{\text{ио}}$ – диаметр шнека по резцам, м; $d_{\text{ст}}$ – диаметр ступицы шнека, м; $\alpha_{\text{л}}^{\text{ст}}$ – угол наклона лопасти шнека по диаметру ступицы, град; B_3 – ширина захвата шнека по резцам, м; $B_{\text{д}}$ – ширина отрезного диска, м; $\delta_{\text{л}}$ – толщина лопасти шнека, м; $N_{\text{зах}}$ – заходность шнека);

$\bar{P}_{\text{кор}}(d_{\text{к}}, h_{\text{кор}}, l_{\text{кор}}, N_{\text{д.п.у.}})$ – вектор геометрических параметров корпуса комбайна ($d_{\text{к}}$ – диаметр рукояти качалки редуктора резания в зоне разгрузочного торца шнека, м; $h_{\text{кор}}$, $l_{\text{кор}}$ – высота и длина вынесенного на забой корпуса комбайна соответственно, м; $N_{\text{д.п.у.}}$ – наличие дополнительных погрузочных устройств);

$\bar{P}_{\text{д.п.у.}}$ – вектор параметров дополнительных погрузочных устройств;

$\bar{P}_{\text{реж}}(n_{\text{об}}, V_{\text{п}})$ – вектор режимных параметров работы комбайна ($n_{\text{об}}$ – частота вращения шнека, об/мин; $V_{\text{п}}$ – скорость подачи очистного комбайна, м/мин);

$\bar{P}_{\text{кон.}}(H_{\text{к}}, l_{\text{тр}})$ – вектор параметров скребкового конвейера ($H_{\text{к}}$ – высота решетка конвейера в зоне погрузки, м; $l_{\text{тр}}$ – расстояние от разгрузочного торца шнека до полки конвейера, м);

α – угол поворота каждого резца, град;

φ – угол поворота шнека, град;

\bar{h} – вектор функции значений толщины стружки, см;

V_y – объем разрушенной и накопленной горной массы шнеком, м^3 ;

V_p – рабочий объем шнека, м^3 ;

$S_{\text{ок}}$ – площадь окна выгрузки шнека, м^2 ;

$S_{\text{вал}}$ – площадь окна выгрузки перекрытая «валком» непогруженной горной массы перед ней, м^2 ;

$\bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{рез}}$, $\bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{пог}}$ – вектор значений вспомогательных коэффициентов, используемых при расчете сил резания и давления транспортируемой горной массы соответственно;

\bar{F}_z – вектор функции определения сил на резцах от разрушения, Н;

$\bar{P}_{\text{рез}}^{\text{опер}}$, $\bar{P}_{\text{рез}}^{\text{отст}}$ – вектор функции мощности на разрушение горного массива опережающим и отстающим исполнительными органами соответственно, кВт;

V_t – объем разрушенной горной массы, $\text{м}^3/\text{мин}$;

V_b – производительность погрузки горной массы комбайном, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$V_{\text{цир}}$ – объем циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека в единицу времени, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$V_{\text{ост}}$ – объем оставшейся горной массы на почве после прохода комбайна в единицу времени, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$p_{\text{ок}}$ – давление в окне выгрузки, кПа;

p_c – нормальное давление транспортируемой горной массы на выгружающую лопасть шнека, кПа;

$\bar{P}_{\text{пог}}$ – мощность погрузки разрушенной горной массы, кВт;

$\bar{P}_{\text{ио}}$ – мощность разрушения и погрузки разрушенной горной массы шнеком, кВт;

$\bar{P}_{\text{ок}}$ – мощность, затраченная на разрушение и погрузку разрушенной горной массы очистным комбайном, кВт;

$W_{\text{ок}}$ – удельные энергозатраты разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном, кВт ч/т.

Математическая модель состоит из двух основных увязанных в пространстве и времени блоков - блока разрушения горного массива резцовым режущим инструментом $\bar{P}_{\text{рез}}^k$ k -го шнека (приложение А.1.) и блока транспортирования разрушенной горной массы $\bar{P}_{\text{пог}}$ шнековым исполнительным органом. В свою очередь, блок транспортирования разрушенной горной массы описывается пятью математическими моделями: разрушения и накопления горной массы в рабочем объеме шнека V_y (приложение А.2.); формирования рабочего объема шнека V_p (приложение А.3.); формирования окна выгрузки шнека $S_{\text{ок}}$ (приложение А.4.); формирования объемного напряженного состояния p_c выгружаемой горной массы (приложение А.5.); формирования потоков погруженной V_b , переброшенной $V_{\text{пер}}$, остатка на почве пласта $V_{\text{ост}}$ и циркулирующей горной массы $V_{\text{цир}}$. Математическая модель формирования потоков погруженной, переброшенной, циркулирующей и оставшейся на почве пласта горной массы разрабатывалась автором настоящей работы на основе изложенного в разделе 3.1 анализа процесса погрузки разрушенной горной массы шнековым исполнительным органом малого диаметра [72].

Для программной реализации предложенной ММ процессов разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном со шнеками малых диаметров была разработана соответствующая структурная схема, которая представлена на рисунке 3.2 [71].

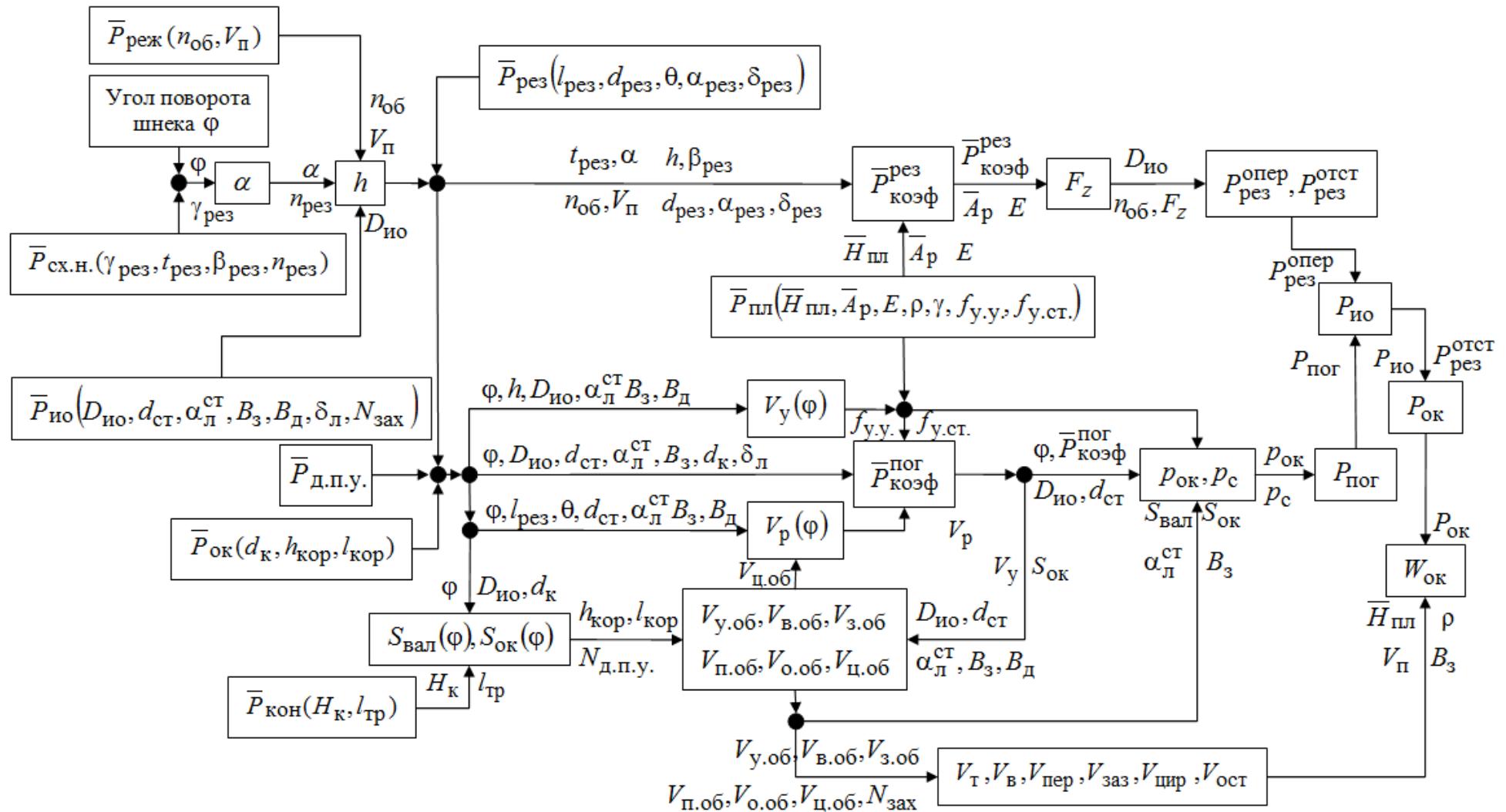


Рисунок 3.2. Структурная схема математической модели процессов разрушения и погрузки разрушенной горной массы шнековым исполнительным органом малого диаметра

Согласно структурной схемы исходными данными для реализации ММ являются, горно-геологические условия эксплуатации $\bar{P}_{\text{пл}}$ комбайна, конструктивные параметры шнекового исполнительного органа $\bar{P}_{\text{ио}}$ и параметры схемы набора режущего инструмента $\bar{P}_{\text{сх.н}}$, режимные параметры работы машины $\bar{P}_{\text{реж}}$, геометрические параметры корпуса комбайна $\bar{P}_{\text{ок}}$ и элементов механизированного комплекса, участвующих в процесс погрузки $\bar{P}_{\text{кон}}$. На первом этапе реализации математической модели определяются значения толщины среза h . Затем определяется площадь окна выгрузки $S_{\text{ок}}$ с учетом частичного его перекрытия «валком» непогруженной горной массы и объем накопленной горной массы $V_y(\phi)$ в рабочем пространстве исполнительного органа $V_p(\phi)$. Далее определяются объемы горной массы отделенной $V_{y,\text{об}}$ и погруженной $V_{b,\text{об}}$ шнеком, переброшенной выгружаемой лопастью $V_{\text{п.об}}$ и прошедшей в зазоры дополнительного погрузочного устройства $V_{3,\text{об}}$, оставшейся на почве пласта $V_{0,\text{об}}$ и ушедшей в циркуляцию $V_{\text{ц.об}}$. Затем определяются вспомогательные коэффициенты, используемые при определении сил резания $\bar{P}_{\text{коef}}^{\text{рез}}$ (коэффициент ослабления горного массива опережающим органом, коэффициент сопротивления пласти резанию, коэффициент пропорциональности между силами подачи на остром и затупленном резцах, коэффициент отжима горного массива, коэффициент влияния кинематического заднего угла резания, коэффициент формы передней кромки, коэффициент обнажения забоя, коэффициент влияния типа резцового режущего инструмента) и давления транспортируемой горной массы $\bar{P}_{\text{коef}}^{\text{пог}}$ (коэффициенты давления, вспомогательные коэффициенты, коэффициенты бокового давления, коэффициенты отражающие изменение давления отделенной горной массы вдоль корпуса поворотного редуктора резания). На следующем этапе моделирования определяются силы резания F_z , давления выгружаемой горной массы на лопасть шнека p_c и в зоне окна выгрузки $p_{\text{ок}}$. Выходными данным математической модели являются

ляются объемы горной массы в единицу времени разрушенной V_T и погруженной V_B опережающим шнеком, остатка на почве пласта $V_{ост}$, переброшенной выгружающей лопастью на нерабочую сторону шнека $V_{пер}$, расположенной в зазорах погрузочных устройств $V_{заз}$, циркулирующей в рабочем объеме опережающего исполнительного органа $V_{цир}$, среднее нормальное давление транспортируемой горной массы \bar{p}_c , мощности на погрузку горной массы $P_{пог}$, на разрушение и погрузку горной массы опережающим шнеком $P_{ио}$, удельные энергозатраты разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном $W_{ок}$.

3.3 Математическая модель формирования потоков погруженной, переброшенной, циркулирующей и оставшейся на почве пласта горной массы

При разработке математической модели формирования потоков погруженной, переброшенной, циркулирующей и оставшейся на почве пласта горной массы приняты следующие допущения:

- слой разрушенной горной массы высотой $0,5 \cdot (D_{ио} - D_y)$ останется на почве пласта, заполняя собой зазоры дополнительного погрузочного устройства [17, 68, 69, 70];
- $1/2$ объема разрушенной горной массы резцами, установленными на отрезном диске шнека, поступает в межлопастное пространство. Остальной объем остается на почве пласта и уходит в зазоры дополнительного погрузочного устройства [48];
- погрузка разрушенной горной массы будет происходить без переброса, если площадь окна выгрузки и ее скорость обеспечивают полную погрузку разрушенной и накопленной в рабочем объеме шнека горной массы за один оборот. В противном случае разница объемов разрушенной и накопленной в рабочем объеме (за вычетом не захваченной резцами) шнека и выгруженной горной массы будет перебрасываться на его нерабочую сторону [17, 18, 20];

- переброшенная выгружающей лопастью горная масса, прибавившись к не захваченной резцами и не поступившей от разрушения отрезным диском шнека горной массе, будет полностью уходить в зазоры дополнительного погружочного устройства [17, 18]. При ограничении зазоров (оснащение комбайна зачистным лемехом или полноразмерным погружочным щитком), остаток горной массы после опережающего шнека будет подаваться в его рабочий объем [17, 69]. Оставшаяся после прохода шнека горная масса равномерно распределится по всей площади зазоров [74];

- переброшенная и не ушедшая в зазоры горная масса начинает затягиваться в рабочий объем шнека [17, 18, 20]. Накоплением горной массы в пространстве между шнеком и вынесенным в уступ забоя корпусом редуктора в виду малого объема можно пренебречь.

На основании приведенных допущений модель формирования потоков погруженной, переброшенной, остатка на почве пласта и циркулирующей горной массы имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{\text{в.об}} = \begin{cases} V_{\text{y.об}} - V_{\text{p.об}} & \text{при } V_{\text{y.об}} - V_{\text{p.об}} \leq V_{\text{в.об}}^{\text{ср}} \\ \text{иначе } V_{\text{в.об}}^{\text{ср}} & \end{cases} \\ V_{\text{п.об}} = \begin{cases} 0 & \text{при } V_{\text{y.об}} - V_{\text{p.об}} \leq V_{\text{в.об}}^{\text{ср}} \\ \text{иначе } V_{\text{y.об}} - V_{\text{p.об}} - V_{\text{в.об}}^{\text{ср}} & \end{cases} \\ V_{\text{п.об}} = \begin{cases} 0 & \text{при } V_{\text{p.об}} + V_{\text{д.об}} + V_{\text{п.об}} \leq V_{\text{з.об}} \\ \text{иначе } V_{\text{p.об}} + V_{\text{д.об}} + V_{\text{п.об}} - V_{\text{з.об}} & \end{cases} \\ V_{\text{о.об}} = \begin{cases} V_{\text{п.об}} + V_{\text{д.об}} + V_{\text{п.об}} & \text{при } V_{\text{з.об}} \geq V_{\text{п.об}} + V_{\text{д.об}} + V_{\text{п.об}} \\ \text{иначе } V_{\text{з.об}} & \end{cases} \\ V_{\text{T}} = (V_{\text{y.об}} + V_{\text{д.об}}) \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}; \quad V_{\text{в}} = V_{\text{в.об}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}; \\ V_{\text{ост}} = V_{\text{о.об}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}; \quad V_{\text{пер}} = V_{\text{п.об}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}; \\ V_{\text{з.з.}} = V_{\text{з.об}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}; \quad V_{\text{цир}} = V_{\text{п.об}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}. \end{array} \right. \quad (3.2)$$

где:

$V_{\text{в.об}}$ – объем погруженной горной массы через окно выгрузки шнекового исполнительного органа малого диаметра, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{y.об}}$ – объем горной массы, разрушенный и поступивший в рабочий объем шнека, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{p.об}}$ – объем остатка горной массы на почве пласта из-за невозможности ее выгрузки резцам опережающего шнека, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{в.об}}^{\text{ср}}$ – средний объем горной массы, прошедший через окно выгрузки шнека, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{п.об}}$ – объем горной массы переброшенный выгружающей лопастью на нерабочую сторону шнека, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{ц.об}}$ – объем циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{з.об}}$ – объем горной массы, прошедший в зазоры дополнительного погружного устройства, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{д.об}}$ – объем разрушенной отрезным диском горной массы, не попавшей в рабочий объем шнека, $\text{м}^3/\text{об}$;

$V_{\text{т}}$ – объем горной массы в единицу времени разрушенной опережающим шнеком, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$V_{\text{в}}$ – объем горной массы в единицу времени погруженной опережающим шнеком, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$V_{\text{ост}}$ – объем горной массы в единицу времени остатка на почве пласта после опережающего исполнительного органа шнеком, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$V_{\text{пер}}$ – объем переброшенной горной массы в единицу времени опережающим шнеком, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$V_{\text{заз}}$ – объем горной массы в единицу времени прошедшей в зазоры дополнительного погружного устройства очистного комбайна, $\text{м}^3/\text{мин}$;

$V_{цир}$ – объем циркулирующей горной массы в единицу времени в рабочем объеме опережающего исполнительного органа, $\text{м}^3/\text{мин}$.

Объем горной массы, разрушенный и накопленный в рабочем объеме шнека за оборот, может определиться следующим образом:

$$V_{y.об} = V_y (2 \cdot \pi \cdot C_{ш}), \quad (3.3)$$

здесь:

$V_y (2 \cdot \pi \cdot C_{ш})$ – отделенный одной лопастью и накопленный в рабочем пространстве шнека объем горной массы за оборот (определение разрушенного и накопленного объема приведено в приложении А.2.), м^3 .

Объем остатка горной массы на почве пласта из-за невозможности ее выгрузки резцам опережающего шнека может определиться как:

$$V_{p.об} = 0,5 \cdot (D_{ио} - D_y) \cdot B_3 \cdot \frac{V_{\Pi}}{n_{об} \cdot n_{рез}}, \quad (3.4)$$

где:

D_y – условный диаметр шнека [17, 41], м.

Зависимость для определения среднего объема горной массы, прошедшего через окно выгрузки шнека за один оборот может быть записана в виде:

$$V_{b.об}^{cp} = S_{ок}^{cp} \cdot \pi \cdot d_{ct} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{л}^{ct} \cdot k_{отс}, \quad (3.5)$$

здесь:

$S_{ок}^{cp}$ – среднее значение площади окна выгрузки с учетом частичного его перекрытия «валком» непогруженной на забойный конвейер разрушенной горной массы, м^2 ;

$k_{отс}$ – коэффициент, учитывающий отставание выгружаемой горной массы относительно лопасти шнека.

Среднее значение площади окна выгрузки с учетом частичного его перекрытия «валком» непогруженной горной массы может быть определено по зависимости:

$$S_{\text{ок}}^{\text{cp}} = \frac{1}{\varphi_{\text{от}} + \pi + \varphi_{\text{в}}} \cdot \int_{\varphi_{\text{от}}}^{\varphi_{\text{от}} + \pi + \varphi_{\text{в}}} [S_{\text{ок}}(\varphi) - S_{\text{вал}}(\varphi)] d\varphi, \quad (3.6)$$

где:

$\varphi_{\text{от}}$ – угол начала открытия окна выгрузки (приложение А.3.), рад;

$\varphi_{\text{в}}$ – угол, соответствующий началу закрытия окна выгрузки (приложение А.3.), рад;

$S_{\text{ок}}(\varphi)$ – площадь окна выгрузки (приложение А.3.), м^2 ;

$S_{\text{вал}}(\varphi)$ – площадь окна выгрузки, перекрытого «валком» непогруженной горной массы (приложение А.3.), м^2 .

Значение коэффициента отставания можно установить экспериментально [75] или же определить по зависимости [18, 20, 21]:

$$k_{\text{отс}} = \frac{k_{\text{от.н.}} \cdot V_{\text{y.н.}} + k_{\text{от.р.}} \cdot V_{\text{y.p.}}}{V_{\text{y.н.}} + V_{\text{y.p.}}}, \quad (3.7)$$

здесь:

$k_{\text{от.н.}}$ и $k_{\text{от.р.}}$ – коэффициенты, характеризующие отставание выгружаемой горной массы на нерабочей и рабочей стороне шнека соответственно [76];

$V_{\text{y.н.}}$ и $V_{\text{y.p.}}$ – объемы горной массы подлежащей выгрузке, находящиеся на нерабочей и рабочей стороне шнека соответственно, м^3 .

Объем угля, подлежащий выгрузке, находится в так называемой «рабочей камере» [52], объем которой может определяться по зависимости [38]:

$$V_{\text{п.к.}} = \frac{d_{\text{ct}}}{32} \cdot (D_y^2 - d_{\text{ct}}^2) \cdot \pi^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ct}}. \quad (3.8)$$

Согласно данным [76] можно принять соотношение $V_{y.h.} \cdot V_{y.p.}^{-1} = 0,25$.

Зависимость для определения объема горной массы, прошедшей в зазоры дополнительного погружного устройства может быть представлена в виде:

$$V_{3.06} = S_{\text{заз}} \cdot \frac{V_{\Pi}}{n_{\text{об}} \cdot n_{\text{рез}}}, \quad (3.9)$$

здесь:

$S_{\text{заз}}$ – площадь зазоров дополнительного погружного устройства, м^2 .

Вынесенный на забой корпус комбайна выполняет функцию погружного щитка с зазорами. Для снижения остатка горной массы на почве пласта, комбайны могут оснащаться зачистным лемехом или полноразмерным погружным щитком. Согласно расчетной схемы приведенной на рисунке 3.1 (вид В-В), площадь зазоров может определиться по зависимости:

$$S_{\text{заз}} = \begin{cases} \text{погружный щиток с зазорами} \\ 0,5 \cdot (D_{\text{ио}} - h_{\text{кор}}) \cdot B_3 + k_3 \cdot (B_3 - l_{\text{кор}}) \cdot h_{\text{кор}} \\ \text{зачистной лемех} \\ 0,5 \cdot (D_{\text{ио}} - h_{\text{кор}}) \cdot (B_3 - l_{\text{кор}}) + k_3 \cdot (B_3 - l_{\text{кор}}) \cdot h_{\text{кор}} \\ \text{полноразмерный погружный щиток} \\ 0 \end{cases} \quad (3.10)$$

где:

k_3 – коэффициент заполнения зазоров непогруженной горной массой. Согласно исследований [74] значение k_3 может приниматься равным 1.

Зависимость для определения объема разрушенной отрезным диском горной массы, не попавшей в рабочий объем исполнительного органа может быть записана в виде:

$$V_{\text{д.об}} = D_{\text{ио}} \cdot B_{\text{д}} \cdot (1 - k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} \cdot \frac{V_{\Pi}}{n_{\text{об}} \cdot n_{\text{рез}}}, \quad (3.11)$$

здесь:

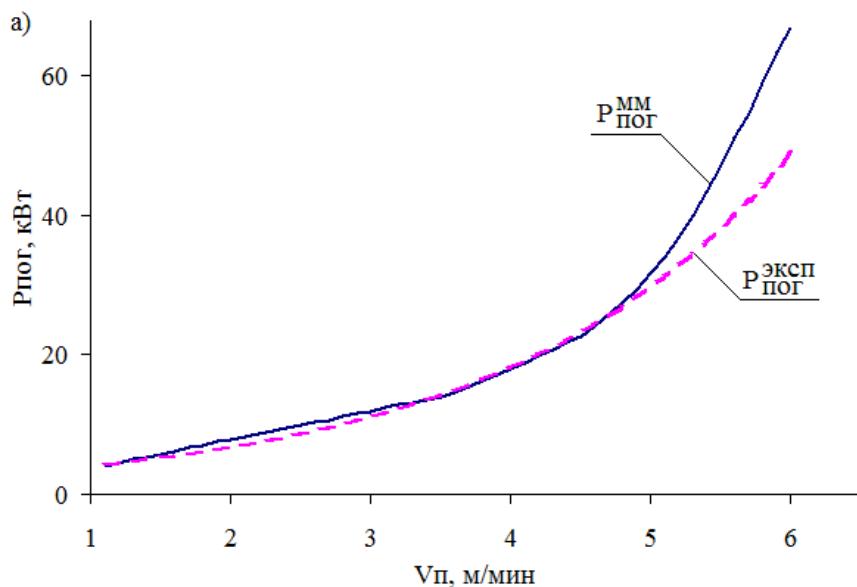
k_d – коэффициент, учитывающий часть отделенной от забоя горной массы отрезным диском, попадающей в рабочий объем шнека [38, 48, 65];

$k_p = \frac{\rho}{\gamma}$ – коэффициент разрыхления разрушенной горной массы.

3.4 Оценка адекватности разработанной математической модели

Адекватность ММ оценивалась путем сравнения интегральных показателей, отражающих эффективность процесса погрузки горной массы, а именно: мощности погрузки, производительности погрузки, переброса, и циркуляции горной массы.

Мощность на погрузку отделенной горной массы была получена с использованием установленной регрессионной зависимости (2.9). Полученные на основе регрессионной зависимости значения мощности погрузки приводились к определяющему исполнительному органу через КПД редуктора привода резания. На рисунке 3.3 приведены графики зависимости мощности погрузки горной массы шнеком диаметром 0,9 м с шириной захвата 0,8 м и 0,7 м полученной экспериментально $P_{\text{пог}}^{\text{эксп}}$ и с использованием математической модели $P_{\text{пог}}^{\text{ММ}}$.



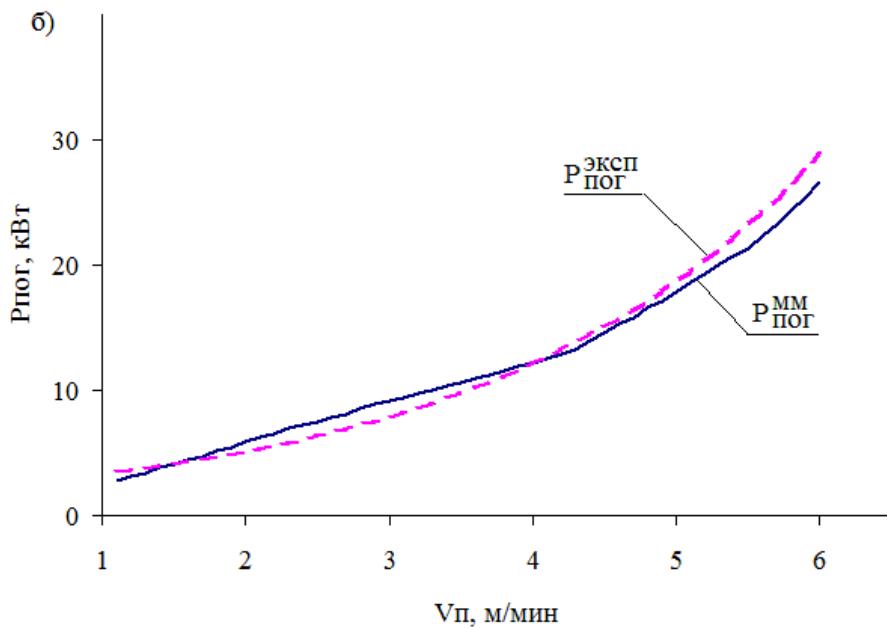


Рисунок 3.3. Графики зависимости мощности погрузки шнеком диаметром 0,9 м, полученные в результате шахтных и модельных исследований:
а) шириной захвата 0,8 м; б) шириной захвата 0,7 м

Анализ сравнения результатов натурного и вычислительного экспериментов показал, что средние расхождения мощности погрузки горной массы шнеками малых диаметров не превышают $\pm 20\%$.

Производительности погрузки, переброса и циркуляции горной массы, были получены в результате экспериментальных исследований процесса погрузки горной массы с использованием полноразмерного погрузочного стенда (рисунок 3.4) [20, 77, 78]. В состав стендад входил: скребковый конвейер СП63М поз. 1, очистной комбайн 1К-101 (режущая часть без механизма подачи и шнеков) поз. 2, механизм подачи «Урал 37» поз. 3, ленточные конвейера поз. 4, и 7, бункер поз. 5, приемный бункер на специальных тензометрических опорах поз. 6 и поз. 11, перегружатели поз. 8 и поз. 9, подвижная перегородка поз. 10.

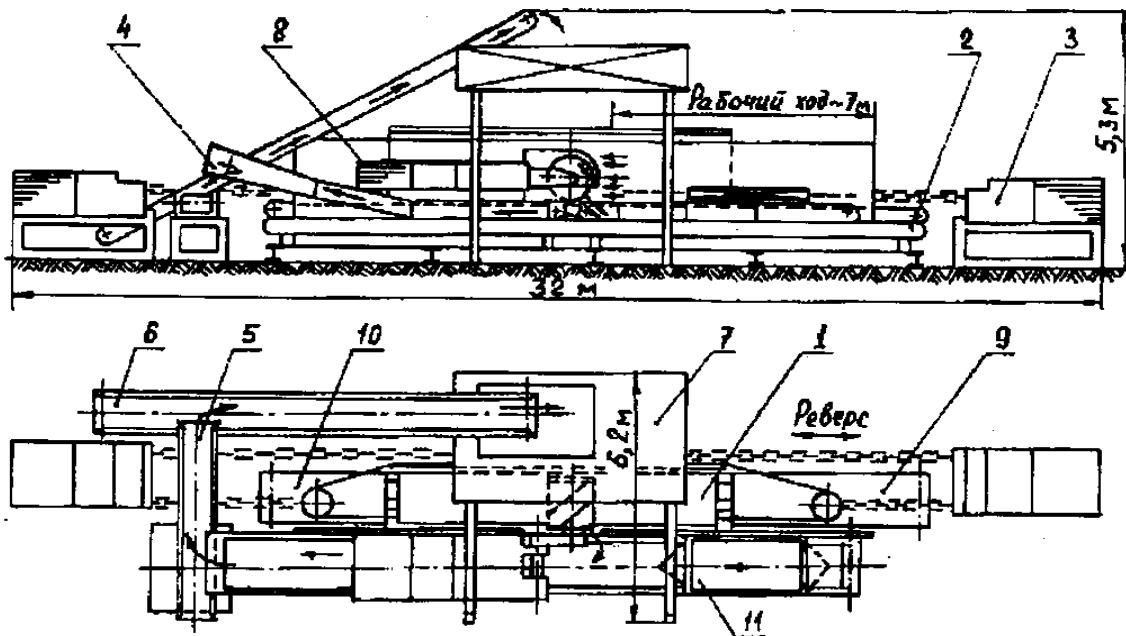


Рисунок 3.4. Схема полноразмерного погрузочного стенда ДПИ

При ведении экспериментальных исследований процесса погрузки опирающим исполнительным органом различного диаметра на полноразмерном стенде принимались следующие общие условия [38, 79]:

- мощность вынимаемого пласта принималась равной диаметру шнека;
- частота вращения исполнительного органа составляла 80 об/мин;
- количество лопастей на шнеке равнялось двум;
- направление вращения шнека от почвы к кровле;
- за исполнительным органом устанавливался элемент, имитирующий вынесенный в уступ забоя корпус комбайна К103М высотой 0,43 м и шириной 0,65 м, выполняющий функцию погрузочного щитка с зазорами;
- при стендовых исследованиях процесса погрузки, корпус поворотного редуктора привода исполнительного органа устанавливался горизонтально, имитируя самое неблагоприятное положение для формирования окна погрузки.

Основные геометрические параметры элементов, участвующих в погрузке, приведены в таблице 3.1:

Таблица 3.1 Геометрические параметры элементов участвующих в погрузке

Параметры		Значения	
Геометрические параметры исполнительного органа			
Диаметр шнека по резцам $D_{ио}$, м		0,56	0,63
Диаметр ступицы шнека $d_{ст}$, м		0,30	0,32
Ширина захвата шнека B_3 , м		0,80	0,85
Ширина отрезного диска $B_{д}$, м		0,100	0,105
Шаг навивки лопасти $S_{ср}$, м		0,700	0,842
Геометрические параметры элементов, влияющих на окно выгрузки			
Диаметр рукояти качалки редуктора в зоне окна выгрузки d_k , м		0,32	
Угол наклона корпуса редуктора в зоне окна выгрузки β_k , град		12	
Высота погрузки $H_{п}$, м		0,163	0,183

Полученные в результате моделирования объемы горной массы в единицу времени погруженной V_B переброшенной $V_{пер}$ шнеком, и циркулирующей $V_{цир}$ в его рабочем объеме были приведены к производительности. В таблице 3.2 приведено сравнение результатов модельных и экспериментальных исследований процесса погрузки шнеками малых диаметров в условиях полноразмерного погрузочного стенда.

Таблица 3.2 Сравнение результатов экспериментальных и модельных исследований

			Эксперимент			Модель			Расхождение результатов		
$D_{ио}$, м	№ п.п.	$V_{п}$, м/мин	Q_B , т/мин	$Q_{пер}$, т/мин	$Q_{цир}$, т/мин	Q_B , т/мин	$Q_{пер}$, т/мин	$Q_{цир}$, т/мин	Δ_B , %	$\Delta_{пер}$, %	$\Delta_{цир}$, %
0,56	1.	2,9	1,16	1,19	0,82	1,22	1,11	0,74	-5,17	6,72	9,76
	2.	3,4	1,22	1,53	1,10		1,53	1,10	0,00	0,00	0,00
	3.	3,5	1,23	1,60	1,16		1,61	1,17	0,81	-0,63	-0,86
0,63	1.	3,2	1,36	0,94	0,51	1,40	0,88	0,45	-3,20	6,30	11,56
	2.	3,4	1,44	0,96	0,51		1,03	0,58	2,53	-7,01	-13,31
	3.	3,5	1,44	1,06	0,59		1,10	0,63	5,53	-3,84	-6,88
	4.	3,6	1,28	1,32	0,84		1,17	0,69	-9,65	11,04	17,37
	5.	6,0	1,44	2,86	2,06		2,97	2,17	2,53	-3,95	-5,49

Расхождение полученных в результате модельных и стеновых экспериментов производительностей погрузки, переброса и циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека не превышают $\pm 10\%$, $\pm 15\%$ и $\pm 20\%$ соответственно.

Таким образом, расхождение результатов моделирования не превышают $\pm 20\%$, что подтверждает адекватность разработанной ММ процессов разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров. Разработанная математическая модель может быть использована для выполнения теоретических исследований по установлению закономерностей влияния структуры и параметров очистного комбайна на показатели эффективности его работы.

3.5 Выводы по разделу 3

1. Разработана ММ процессов разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном со шнеками малых диаметров, учитывающая влияние горно-геологических условий, геометрических параметров исполнительных органов и схемы набора режущего инструмента, режимных параметров работы комбайна на процесс разрушения горного массива, а также характер заполнения рабочего пространства шнека отделенной горной массой, наличие на пути перемещения потока выгружаемой горной массы препятствия в виде корпуса поворотного редуктора, борта забойного конвейера, а также сопротивления окна выгрузки, циркуляцию горной массы в рабочем объеме шнека, объемное напряженное состояние выгружаемой горной массы на процесс погрузки отделенной горной массы, отличающаяся учетом влияния циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека на процесс погрузки.

2. Разработана математическая модель формирования потоков погруженной, переброшенной, циркулирующей и оставшейся на почве пласта горной массы, позволяющая с учетом влияния структуры, конструктивных и режимных параметров очистных комбайнов определять значения производительности погрузки и объемов горной массы в единицу времени переброшенной выгружющей лопастью исполнительного органа, циркулирующей в рабочем объеме опережающего шнека и остатка на почве пласта после его прохода.

3. Установлена адекватность разработанной ММ процессов разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном со шнеками малых диаметров. Рас-

хождение результатов моделирования: мощности погрузки не более $\pm 20\%$; производительности погрузки не превышают $\pm 10\%$; производительности переброса горной массы не более $\pm 15\%$; производительности циркуляции горной массы не превышают $\pm 20\%$. Разработанная математическая модель может быть использована для выполнения теоретических исследований по установлению закономерностей влияния структуры и параметров очистного комбайна на показатели эффективности его работы.

Рассматриваемые в разделе вопросы изложены в работах соискателя [71, 73].

РАЗДЕЛ 4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗНАЧЕНИЙ КОНСТРУКТИВНЫХ, РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ И СТРУКТУРЫ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ РАБОТЫ

4.1 Планирование вычислительного эксперимента

Целью модельных исследований является оценка влияния структуры, режимных и конструктивных параметров на основные показатели эффективности работы комбайна – производительность, энергоемкость и эффективность процесса погрузки. Для проведения исследований использовалась разработанная в разделе 3 комплексная математическая модель процесса разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров.

Основными факторами влияющими, на характеристики рабочих процессов очистного комбайна являются:

1. Характеристики разрушаемого забоя: средняя мощность пласта; средняя сопротивляемость угля резанию; показатель степени хрупкости пласта при резании.

Для проведения модельных исследований, на основе приведенного в подразделе 1.1 анализа промышленных запасов шахтопластов угольных предприятий Донбасса, были приняты представительные условия эксплуатации очистных комбайнов.

2. Конструктивные параметры исполнительного органа: диаметр шнекового исполнительного органа по резцам; диаметр ступицы исполнительного органа; ширина захвата шнека; угол подъема лопасти шнека; толщина лопасти; толщина отрезного диска; число заходов исполнительного органа.

Диаметр шнекового исполнительного органа оказывает значительное влияние на процессы разрушения и погрузки отделенной горной массы. От соотношения высоты разрушаемой пачки угля и диаметра шнека зависит средняя толщина

среза h на отстающем исполнительном органе, т.е. удельные энергозатраты разрушения [41, 80]. Уменьшение диаметра шнека для обеспечения максимальной средней толщины среза h на отстающем исполнительном органе приведет к уменьшению площади окна выгрузки $S_{\text{ок}}$ и рабочего объема исполнительного органа V_p , и как следствие ухудшит процесс погрузки [18, 21, 52]. При ведении вычислительных экспериментов значение диаметра шнека по резцам ограничивалось условиями обеспечения максимальной средней толщины стружки на отстающем шнеке и наибольшей погрузочной способности исполнительного органа.

Ширина захвата исполнительного органа является важным параметром очистных комбайнов. Согласно исследованиям [17] при выемке угля комбайнами со шнеками малых диаметров, целесообразно применять исполнительные органы шириной не менее 0,8 м. Однако это приведет к увеличению энергоемкости процесса разрушения и погрузки горной массы в виду работы комбайна в менее отжатой зоне горного массива и интенсификации процесса циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека соответственно. В процессе моделирования работы комбайна ширина захвата шнека задавалась диапазоном, ограниченным возможностью ее конструктивной реализации.

Ступица является силовым элементом шнека. К наружной поверхности ступицы крепятся лопасти шнека (привариваются или же отливаются совместно со ступицей), а к внутренней – соединительная муфта, которая передает крутящий момент от выходного вала редуктора привода резания на исполнительный орган. Увеличение диаметра ступицы приводит к уменьшению рабочего объема шнека V_p , и как следствие, к снижению его погрузочной способности. Значение диаметра ступицы напрямую зависит от диаметра исполнительного органа, и может быть определено по приведенной в методике [7] зависимости.

Угол наклона лопасти обуславливает погрузочную способность шнека как погрузочного органа комбайна [41]. Увеличение угла наклона может привести к увеличению метательной способности исполнительного органа. Угол наклона лопасти, обеспечивающий наибольшее перемещение выгружаемой горной массы в

направлении выгрузки определялся по приведенной в [18, 20, 41] зависимости и составил $\approx 37^\circ$.

Толщина погрузочной лопасти шнека является важным конструктивным параметром. Это обусловлено тем, что, во-первых, лопасти шнека являются силовыми элементами (на лопастях устанавливаются резцедержатели с режущим инструментом) и, во-вторых, погрузочными элементами шнекового исполнительного органа [41]. Увеличение толщины лопасти приведет к уменьшению рабочего объема V_p шнека малого диаметра, что ухудшит процесс погрузки. В виду геометрических параметров резцедержателей, восприятия значительных нагрузок от разрушения горного массива, а также наличия дополнительных износостойких накладок для снижения истирания выгружаемой горной массой лопасти, ее толщина принималась равной 0,12 м.

Отрезной диск является несущим элементом, для резцедержателей режущего инструмента крайней кутковой и кутковой зоны шнека. Ширина отрезного диска обусловлена геометрическими параметрами резцедержателей и схемой набора режущего инструмента. При ведении вычислительных экспериментов, на основе анализа конструкций исполнительных органов, а также схем набора режущего инструмента серийно изготавливаемых комбайнов, ширина отрезного диска принималась равной 0,12 м.

Количество лопастей шнекового исполнительного органа оказывает влияние как на процесс разрушения горной массы (на число резцов в одной линии резания $n_{рез}$, а, следовательно, на толщину среза h) так и на процесс погрузки отщепленной горной массы (на величину рабочего объема шнека V_p). Как показали исследования [48, 49], целесообразно с точки зрения максимальной погрузочной способности и минимальной энергоемкости процесс погрузки, шнековые исполнительные органы малых диаметров изготавливать двух заходными.

3. Режимные параметры работы комбайна: частота вращения шнека; скорость перемещения комбайна.

Частота вращения исполнительного органа $n_{\text{об}}$ и скорость перемещения комбайна $V_{\text{п}}$ напрямую влияют на толщину среза h , т.е. на объем накопленной горной массы V_y и как следствие на процессы разрушения и погрузки отделенной горной массы. Частота вращения шнека ограничивается условиями возможного искрообразования при разрушении горного массива и переброса выгружаемой горной массы на нерабочую сторону исполнительного органа. Скорость перемещения комбайна ограничивается значительным количеством факторов, зависящих от горно-геологических и горнотехнических условий эксплуатации [81]. При ведении модельных исследований скорость перемещения комбайна задавалась диапазоном от 0 до 7 м/мин [81, 82, 83].

4. Конструктивные параметры элементов, участвующих в формировании окна выгрузки: диаметр рукояти качалки редуктора привода резания в зоне окна выгрузки; высота решетчатого става; расстояние от торца шнека до борта конвейера.

Диаметр рукояти качалки редуктора привода шнека $d_{\text{к}}$, высота решетчатого става забойного конвейера $H_{\text{к}}$ и сформированный «валок» непогруженной горной массы на участке между разгрузочным торцом шнека и полкой решетки на расстоянии $l_{\text{тр}}$ частично перекрывают окно выгрузки опережающего шнекового исполнительного органа, тем самым ухудшают процесс погрузки [18, 50, 52]. На основе анализа ряда отечественных комбайнов, которые используются при добыче угля из тонких пологих пластов, получена зависимость, позволяющая оценить изменение значения диаметра рукояти качалки в зоне окна выгрузки, по условию допустимой прочности элементов трансмиссии при прочих равных условиях, с изменением мощности электродвигателя $P_{\text{дв}}$ привода исполнительного органа:

$$d_{\text{к}} = 0,072 \cdot \sqrt[3]{P_{\text{дв}}} + 0,080. \quad (4.1)$$

При моделировании работы комбайна в первом приближении диаметр рукояти качалки в зоне окна выгрузки шнеков диаметром до 0,71 м принимался рав-

ным 0,32 м. С увеличением диаметра шнека выше 0,80 м значение d_k составляло 0,42 м. После этого, диаметр рукояти качалки уточнялся по зависимости (4.1) на основе полученных значений мощности на разрушение и погрузку горной массы. Высота рештака конвейера и расстояние от разгрузочного торца шнека до полки рештака принимались равным 0,23 м и 0,40 м соответственно на основе анализа конструкций серийно изготавливаемых скребковых конвейеров используемых при выемке угля из тонких пологих пластов, а также схем увязки очистных комбайнов и забойных конвейеров в составе механизированных комплексов.

5. Структурные параметры комбайна (наличие дополнительных погрузочных устройств): погрузочный щиток с зазорами; зачистной лемех; полноразмерный погрузочный щит.

Дополнительные погрузочные устройства в виде погрузочного щитка с зазорами, зачистного лемеха и полноразмерного погрузочного щитка оказывают существенное влияние на процесс погрузки. Это обусловлено тем, что они могут подавать непогруженную горную массу в рабочее пространство шнека, тем самым интенсифицировать процесс циркуляции [17]. Функцию погрузочного щитка с зазорами выполняет вынесенный в уступ забоя корпус комбайна. На основе анализа конструкций серийно изготавливаемых очистных комбайнов для тонких пологих пластов, высота вынесенного корпуса принималась равной 0,43 м. Зазор между торцом корпуса и горным массивом не зависимо от ширины захвата шнека составлял 0,15 м.

Таким образом, варьируемые параметры при ведении экспериментальных исследований приведены в таблице 4.1. Эксперимент реализовывался как полноФакторный с перебором всех сочетаний факторов.

Анализ эффективности работы очистных комбайнов со шнеками малых диаметров осуществлялся по: объемам горной массы в единицу времени: разрушенной V_T и погруженной V_B опережающим шнеком; остатка на почве пласта $V_{ост}$; переброшенной выгружающей лопастью на нерабочую сторону шнека $V_{пер}$; расположенной в зазорах погрузочных устройств $V_{заз}$; циркулирующей в рабочем

объеме опережающего исполнительного органа $V_{цир}$; среднему нормальному давлению транспортируемой горной массы \bar{p}_c ; мощности: на разрушение горной массы опережающим шнеком $P_{рез}^{\text{опер}}$; на погрузку горной массы $P_{пог}$; на разрушение и погрузку горной массы опережающим шнеком $P_{ио}$; удельным энергозатратам разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном $W_{ок}$.

Таблица 4.1 Варьируемые параметры при ведении экспериментальных исследований

Фактор	Уровень фактора
Средняя мощность пласта $\bar{H}_{пл}$, м	0,69; 0,85; 0,96
Средняя сопротивляемость угля резанию \bar{A}_p , кН/м	210; 360
Степень хрупкости пласта E	1,65; 2,33
Диаметр шнека по резцам $D_{ио}$, м	0,63; 0,71; 0,80; 0,90
Ширина захвата шнека B_3 , м	0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9
Скорость подачи комбайна $V_{п}$, м/мин	0...7
Дополнительные погрузочные устройства	Погрузочный щиток с зазорами
	Зачистной лемех
	Полноразмерный погрузочный щиток

Для оценки эффективности работы опережающего шнека как погрузочного органа использовались показатели удельного веса горной массы погруженной шнеком Δ_B , остатка на почве пласта $\Delta_{ост}$, переброшенной выгружающей лопастью на нерабочую сторону шнека $\Delta_{пер}$ и циркулирующей в рабочем объеме опережающего исполнительного органа $\Delta_{цир}$ от разрушенной шнеком горной массы, определяемые по зависимостям:

$$\Delta_B = V_B / V_T, \quad (4.2)$$

$$\Delta_{ост} = V_{ост} / V_T, \quad (4.3)$$

$$\Delta_{пер} = V_{пер} / V_T, \quad (4.4)$$

$$\Delta_{цир} = V_{цир} / V_T. \quad (4.5)$$

Энергоемкость процесса погрузки горной массы оценивалась на основе показателя удельного веса мощности погрузки $P_{\text{пог}}$ от мощности на разрушение горного массива опережающим исполнительным органом $P_{\text{рез}}^{\text{опер}}$.

4.2 Установление закономерностей процесса погрузки шнековым исполнительным органом малого диаметра

Установление закономерностей рабочего процесса погрузки в зависимости от диаметра и ширины захвата исполнительного органа, структурных параметров и скорости перемещения комбайна выполнялось с использованием имитационной модели, приведенной в разделе 3.

В качестве примера результатов модельного эксперимента на рисунках 4.1...4.3 приведено графическое представление процесса погрузки опережающим исполнительным органом, эффективность работы опережающего шнека как погрузочного органа, мощность погрузки и среднее нормальное давление выгружаемой горной массы на элементы шнека диаметром и шириной захвата равной 0,8 м от скорости перемещения очистного комбайна оснащенного погрузочным щитком с зазорами, зачистным лемехом и полноразмерным погрузочным щитком. Частота вращения исполнительного органа ограничивалась по условию переброса выгружаемой горной массы на нерабочую сторону исполнительного органа и составляла 86 об/мин.

Анализ результатов имитационного моделирования позволил выделить три характерных диапазона скоростей перемещения очистного комбайна, отличающихся физической картиной процесса погрузки и удельным весом мощности от процесса разрушения [84, 85].

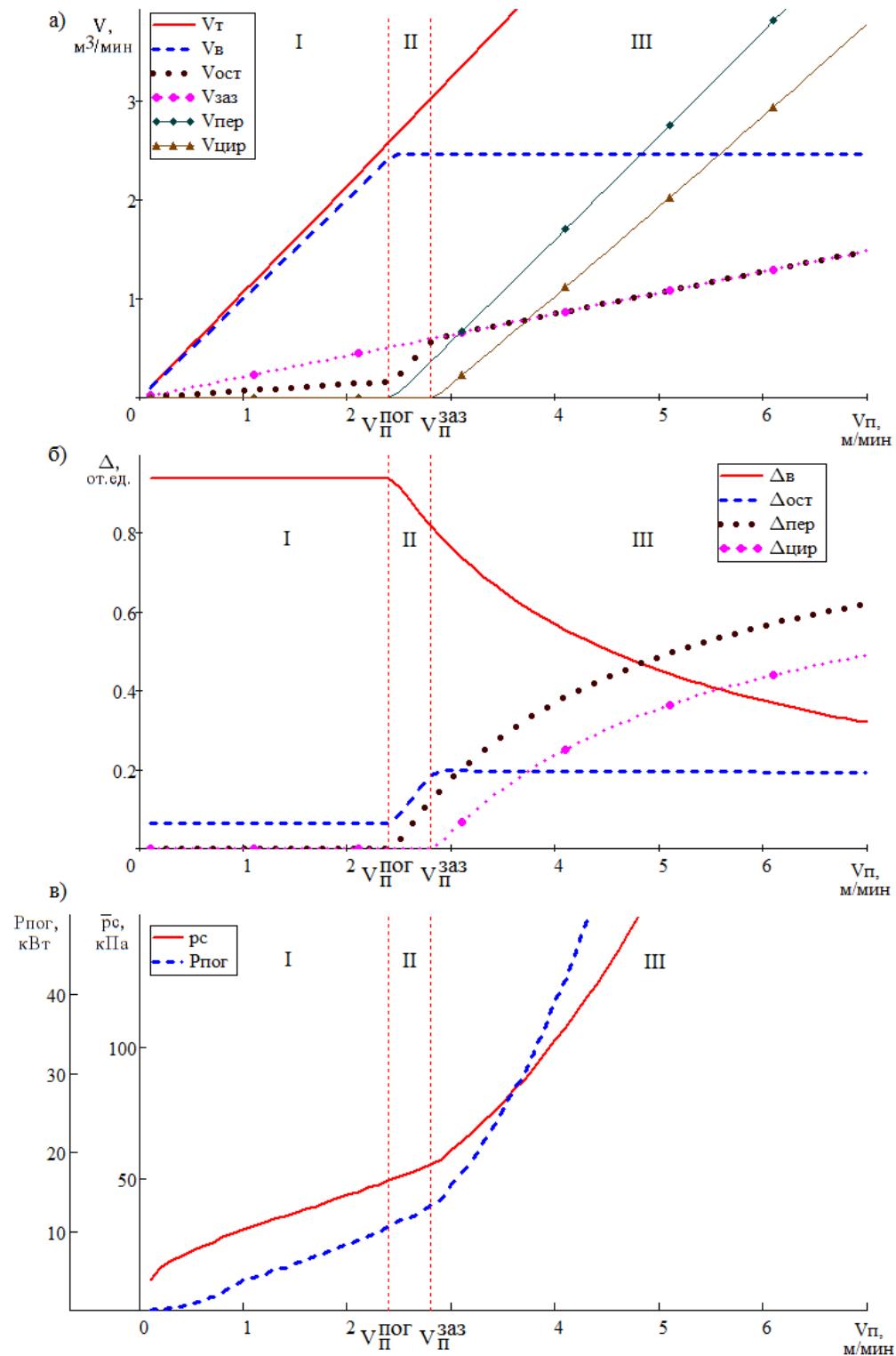


Рисунок 4.1. Результаты модельного эксперимента работы комбайна со щитком с зазорами: а) графическое представление процесса погрузки опережающим шнеком; б) эффективность работы опережающего шнека как погрузочного органа; в) мощность погрузки и среднее нормальное давление выгружаемой горной массы

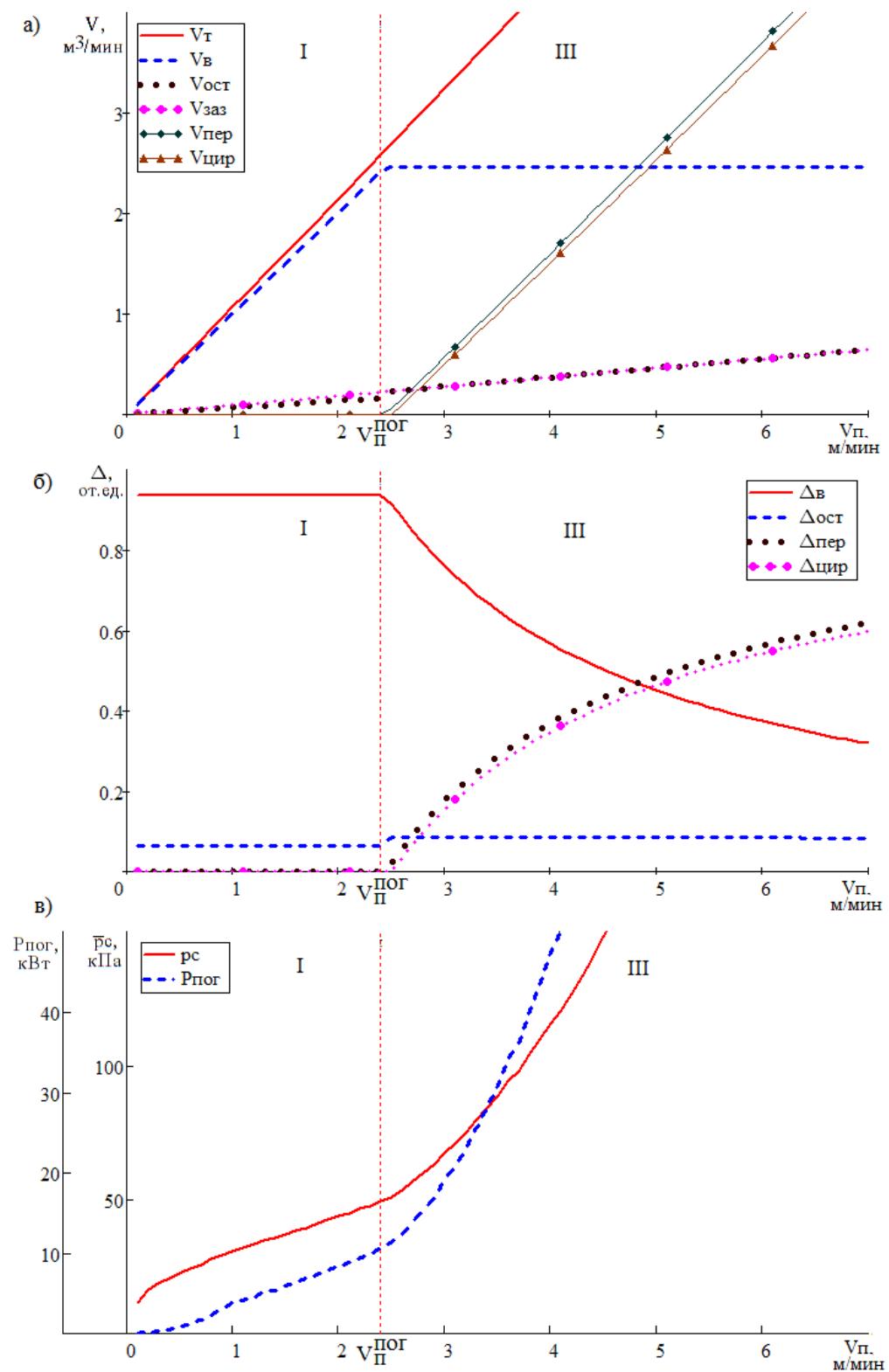


Рисунок 4.2. Результаты модельного эксперимента работы комбайна с зачистным лемехом: а) графическое представление процесса погрузки опережающим шнеком; б) эффективность работы опережающего шнека как погрузочного органа; в) мощность погрузки и среднее нормальное давление выгружаемой горной массы

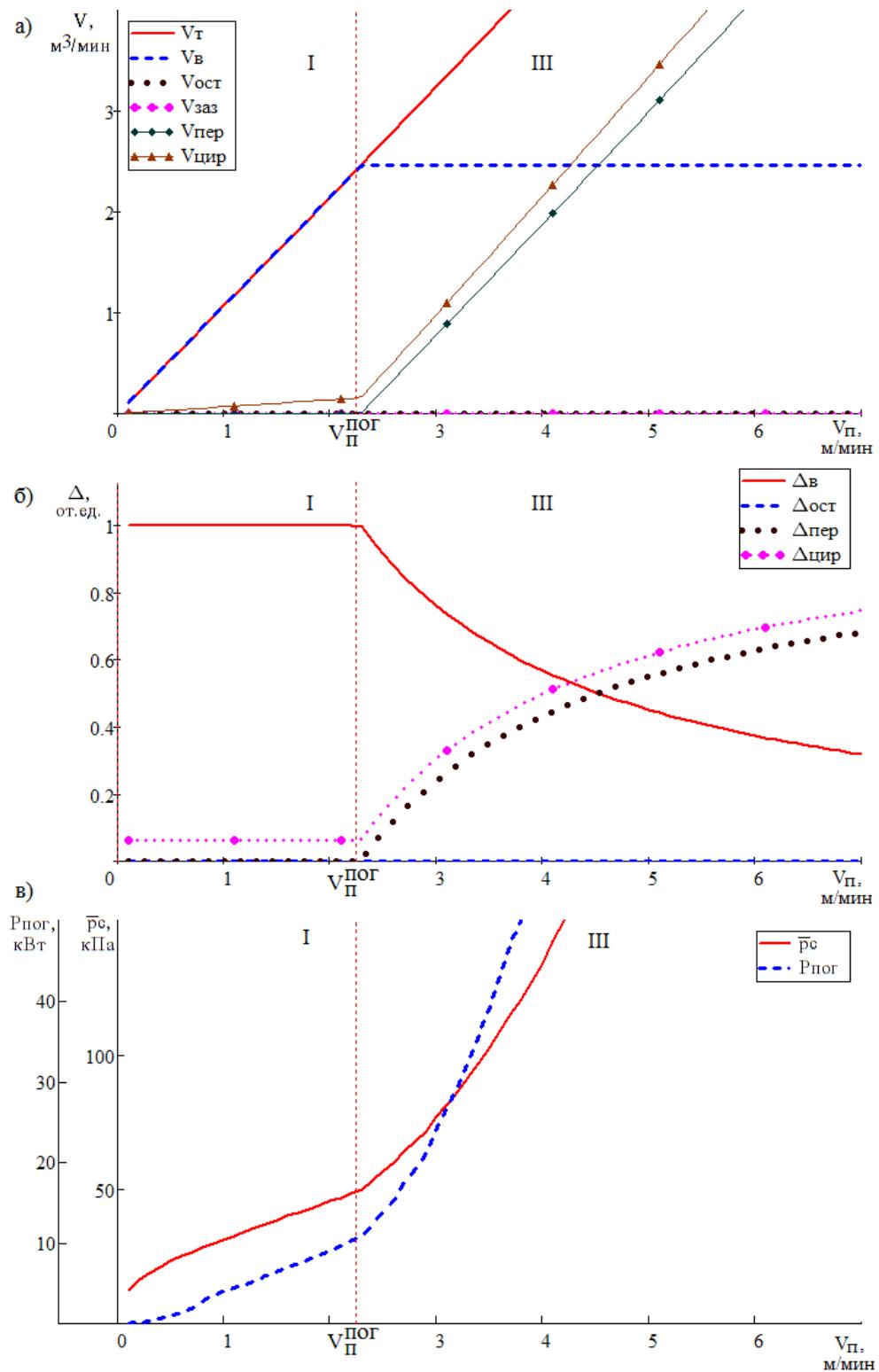


Рисунок 4.3. Результаты модельного эксперимента работы комбайна с полноразмерным погрузочным щитком: а) графическое представление процесса погрузки опережающим шнеком; б) эффективность работы опережающего шнека как погрузочного органа; в) мощность погрузки и среднее нормальное давление выгружающей горной массы

Диапазон свободной погрузки (I) характеризуется высокой эффективностью процесса погрузки разрушенной горной массы опережающим шнеком (диапазон возможных значений скорости перемещения, при которых производительность комбайна не ограничивается погрузочной способностью его исполнительных органов). Окно выгрузки не лимитирует поток выгружаемой горной массы, поэтому погрузка отделенной горной массы осуществляется без ее переброса на нерабочую сторону шнека. На почве пласта формируется слой непогруженной горной массы, обусловленный неполным поступлением разрушенной резцами отрезного диска горной массы в рабочее пространство шнека и невозможностью транспортирования отделенной массы резцовым режущим инструментом.

При работе очистного комбайна с погрузочным щитком с зазорами (рисунок 4.1, а), слой непогруженной горной массы полностью разместится в зазорах между вынесенным в уступ забоя корпусом и горным массивом. Следовательно, циркуляция горной массы в рабочем пространстве шнека будет отсутствовать.

В случае оснащения очистного комбайна зачистным лемехом (рисунок 4.2, а), зазоры между вынесенным в уступ забоя корпусом и горным массивом будут частично перекрыты, что приведет к ограничению их пропускной способности. Циркуляция горной массы в рабочем пространстве шнека начнется при значении скорости перемещения, при котором остаток непогруженной горной массы превышает пропускную способность зазоров ($V_{ост} > V_{заз}$).

При оснащении очистного комбайна полноразмерным погрузочным щитком (рисунок 4.3, а), процесс циркуляции будет постоянно сопутствовать процессу погрузки, что обусловлено полным перекрытием зазоров между вынесенным в уступ забоя корпусом и горным массивом.

Вся отделенная и циркулирующая горная масса в рассматриваемом диапазоне будет погружена исполнительным органом на забойный конвейер, что обуславливается отсутствием ограничения потока выгружаемой горной массы площадью окна выгрузки.

Процесс погрузки в общем случае будет осуществляться при небольшом значении среднего нормального давления транспортируемой горной массы на лопасти шнека, что обуславливает линейный характер зависимости изменения мощности погрузки как функции скорости перемещения комбайна.

Увеличение диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м приводит к снижению среднего нормального давления выгружаемой горной массы на элементы исполнительного органа \bar{p}_c в 1,2...1,3 раза, а уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м – к дополнительному его снижению в 1,4...1,5 раза.

Для очистных комбайнов со шнеками диаметром 0,63...0,90 м и шириной захвата 0,5...0,9 м значение мощности на погрузку не превышает $(0,22...0,39) P_{рез}^{\text{опер}}$ при разрушении хрупких углей со средней сопротивляемостью резанию 210 кН/м и $(0,09...0,13) P_{рез}^{\text{опер}}$ при разрушении вязких углей со средней сопротивляемостью резанию 360 кН/м.

Границное значение скорости перемещения $V_{\Pi}^{\text{пог}}$ [м/мин], соответствующее режиму работы без ограничения производительности комбайна по фактору недостаточной погрузочной способности, может быть определено по зависимости:

$$V_{\Pi}^{\text{пог}} = \begin{cases} \frac{S_{\text{ок}}^{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{ст}} \cdot \text{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}} \cdot k_{\text{отс}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}}{D_{\text{ио}} \cdot B_3 \cdot k_p - \left[0,5 \cdot \left(D_{\text{ио}} - D_y \right) \cdot B_3 + D_{\text{ио}} \cdot B_{\text{д}} \cdot \left(1 - k_{\text{д}} \right) \cdot k_p \right]} & \text{при } V_{\text{ост}} < V_{\text{заз}} \\ \text{иначе} \frac{S_{\text{ок}}^{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{ст}} \cdot \text{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}} \cdot k_{\text{отс}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}}{D_{\text{ио}} \cdot B_3 \cdot k_p - S_{\text{заз}}} & \end{cases} \quad (4.6)$$

Увеличение диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м приводит к увеличению граничного значения скорости перемещения $V_{\Pi}^{\text{пог}}$ в 2,0...2,4 раза, а уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м – к дополнительному его увеличению в 1,9...2,3 раза.

Ограничение пропускной способности зазоров между вынесенным в уступ забоя корпусом и горным массивом приведет к смещению границы диапазона I в

сторону меньших значений скорости перемещения в 1,1 раза, что обусловлено увеличением объема выгружаемой горной массы.

Погрузочная способность опережающего исполнительного органа Δ_B не зависит от изменения скорости перемещения в пределах от 0 до $V_{\Pi}^{\text{пог}}$, но ее значение зависит от геометрических и режимных параметров шнека и структурных параметров комбайна. При работе очистного комбайна с погрузочным щитком с зазорами (рисунок 4.1, б) или с зачистным лемехом (рисунок 4.2, б), погрузочная способность опережающего шнека составляет $(0,91 \dots 0,94)V_T$. При этом на почве пласта формируется остаток непогруженной горной массы $\Delta_{\text{ост}}$ равный $(0,09 \dots 0,06)V_T$. В случае оснащения очистного комбайна полноразмерным погрузочным щитком (рисунок 4.3, б), погрузочная способность опережающего шнека составляет $1,0V_T$.

Диапазон ограниченной выгрузки (II) характеризуется ограниченной эффективностью процесса погрузки разрушенной горной массы шнековым исполнительным органом очистного комбайна (однако погрузочная способность такого уровня еще не ограничивает производительность комбайна). Ограниченнная эффективность процесса погрузки отделенной горной массы в этом диапазоне скоростей перемещения обусловлена, в первую очередь, малыми значениями площади окна выгрузки шнека. Непогруженная горная масса перебрасывается лопастью шнека на его нерабочую сторону и добавляется к объему горной массы, оставшейся на почве пласта в предыдущем цикле погрузки.

При работе очистного комбайна с погрузочным щитком с зазорами (рисунок 4.1, а) и выполнении условия $V_{\text{ост}} \leq V_{\text{заз}}$, весь объем не погруженной горной массы размещается в зазорах между погрузочным щитком и горным массивом. Следовательно, циркуляция горной массы в рабочем объеме шнека при работе очистного комбайна в рассматриваемом диапазоне скоростей перемещения отсутствует.

Оснащение очистного комбайна зачистным лемехом (рисунок 4.2, а) или полноразмерным погрузочным щитком (рисунок 4.3, а) обуславливает частичное

или полное перекрытие зазоров между вынесенным в уступ забоя корпусом и горным массивом, что приводит к началу процесса циркуляции.

Процесс погрузки в диапазоне II осуществляется также при относительно невысоком значении нормального давления перемещаемой отделенной горной массы на лопасти шнека, что обуславливает сохранение линейного характера зависимости изменения мощности на погрузку как функции скорости перемещения комбайна.

Увеличение диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м приводит к снижению среднего нормального давления выгружаемой горной массы на элементы исполнительного органа \bar{p}_c в 1,1...1,3 раза, а уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м – к дополнительному его снижению порядка 1,5 раза. При работе очистного комбайна со скоростью перемещения, соответствующей границе диапазона II в сравнении с работой комбайна со скоростью перемещения $V_{\Pi}^{\text{пог}}$, увеличение диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м приводит к росту среднего нормального давления выгружаемой горной массы на элементы исполнительного органа \bar{p}_c в 1,1...1,2 раза, а уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м – к дополнительному его увеличению в 1,1...1,2 раза. Увеличение среднего давления обусловлено увеличением объема транспортируемой горной массы.

Для очистных комбайнов со шнеками диаметром 0,63...0,90 м и шириной захвата 0,5...0,9 м значение мощности на погрузку не превышает $(0,24...0,44) P_{\text{рез}}^{\text{опер}}$ при разрушении хрупких углей со средней сопротивляемостью резанию 210 кН/м и $(0,10...0,15) P_{\text{рез}}^{\text{опер}}$ при разрушении вязких углей со средней сопротивляемостью резанию 360 кН/м.

Максимальную скорость перемещения $V_{\Pi}^{\text{заз}}$ [м/мин], соответствующую границе второго диапазона, можно определить из условия $V_{\text{ост}} = V_{\text{заз}}$ или по зависимости:

$$V_{\Pi}^{3az} = \frac{S_{ok}^{cp} \cdot \pi \cdot d_{ct} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ct}} \cdot k_{\text{отс}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}}{D_{\text{ио}} \cdot B_3 \cdot k_p - S_{\text{заз}}}. \quad (4.7)$$

С увеличением диаметра шнека с 0,63 м до 0,90 м максимальная скорость перемещения, соответствующая работе очистного комбайна во втором диапазоне, увеличивается в сравнении с граничной скоростью перемещения $V_{\Pi}^{\text{пог}}$ в 1,1...1,2 раза, а уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м приводит к дополнительному ее увеличению в 1,2...1,3 раза. Смещение границы второго диапазона в сторону больших значений V_{Π}^{3az} обусловлено геометрическими параметрами погружного щитка (площадью зазоров $S_{\text{заз}}$ между погружным щитком и горным массивом).

Погружная способность опережающего шнека Δ_B (рисунок 4.1, б) нелинейно снижается с увеличением скорости перемещения комбайна от $V_{\Pi}^{\text{пог}}$ до V_{Π}^{3az} и находится в пределах $(0,76...0,86)V_T$, в зависимости от изменения диаметра и ширины захвата шнека. Остаток горной массы на почве пласта $\Delta_{\text{ост}}$ нелинейно возрастает и составляет $(0,24...0,14)V_T$ с учетом объема переброшенной горной массы $\Delta_{\text{пер}}$ равного $(0,17...0,08)V_T$.

Диапазон циркуляции (III) характеризуется недостаточной эффективностью процесса погрузки разрушенной горной массы шнековым исполнительным органом очистного комбайна. Рабочий процесс в третьем диапазоне скоростей перемещения сопровождается циркуляцией горной массы в рабочем пространстве шнека с последующим ее накоплением.

При работе очистного комбайна с погружным щитком с зазорами (рисунок 4.1, а), циркуляция горной массы имеет место в случае, если $V_{\text{ост}} > V_{\text{заз}}$, то есть когда объем не погруженной шнеком горной массы возрастает настолько, что он уже не может быть размещен в зазорах между погружным щитком и горным массивом.

В случае оснащения комбайна зачистным лемехом (рисунок 4.2, а) или полноразмерным погружным щитком (рисунок 4.3, а), процесс циркуляции с накоп-

лением невыгруженной горной массы в рабочем пространстве шнека имеет место в случае, если $V_T > V_B$, т.е. когда объем отделенной горной массы не может быть полностью погружен через окно выгрузки шнека на забойный конвейер.

Циркулирующий уголь снижает рабочий объем шнека, что сопровождается интенсивным возрастанием напряженного состояния транспортируемой горной массы в рабочем пространстве шнека. Следствием этих процессов является значительное дополнительное измельчение выгружаемой горной массы и нелинейный характер зависимости изменения мощности на погрузку как функции скорости перемещения комбайна.

Так, при работе очистного комбайна с увеличением скорости перемещения и накоплением циркулирующей горной массы в рабочем пространстве шнека, с увеличением диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м среднее нормальное давление выгружаемой массы на элементы исполнительного органа \bar{p}_c уменьшается в 1,4...2,8 раза, а уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м – к дополнительному его снижению в 3,9...7,2 раза

Для очистных комбайнов со шнеками диаметром 0,63...0,90 м и шириной захвата 0,5...0,9 м значение мощности на погрузку не превышает $(0,27...0,82)P_{рез}^{\text{опер}}$ при разрушении хрупких углей со средней сопротивляемостью резанию 210 кН/м и $(0,17...0,64)P_{рез}^{\text{опер}}$ при разрушении вязких углей со средней сопротивляемостью резанию 360 кН/м.

С увеличением диаметра с 0,63 м до 0,90 м и уменьшением ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м погрузочная способность шнека Δ_B при дальнейшем росте скорости перемещения комбайна нелинейно снижается и изменяется в пределах $(0,25...0,68)V_T$. Объем переброшенной горной массы $\Delta_{\text{пер}}$ составляет $(0,69...0,25)V_T$, при этом большая его часть $\Delta_{\text{цир}} = (0,58...0,07)V_T$ циркулирует в рабочем пространстве шнека. При работе очистного комбайна с погрузочным щитком с зазорами (рисунок 4.1, б), в зазорах располагается постоянный объем непогруженной горной массы $\Delta_{\text{ост}}$, который составляет $(0,24...0,14)V_T$.

На рисунке 4.4 приведен фрагмент записи изменения суммарных токов I электродвигателей приводов резания и скорости перемещения V_{Π} очистного комбайна УКД 400 с погрузочным щитком с зазорами, оснащенного шнеком диаметром и шириной захвата 0,8 м, полученные в результате экспериментальных исследований в условиях 1-й восточной лавы пласта k_8 шахты «Октябрьский рудник» [85]. На основе зависимостей (4.6) и (4.7) было получено, что границы первого и второго диапазона скорости перемещения комбайна составляют 2,2 и 2,5 м/мин соответственно.

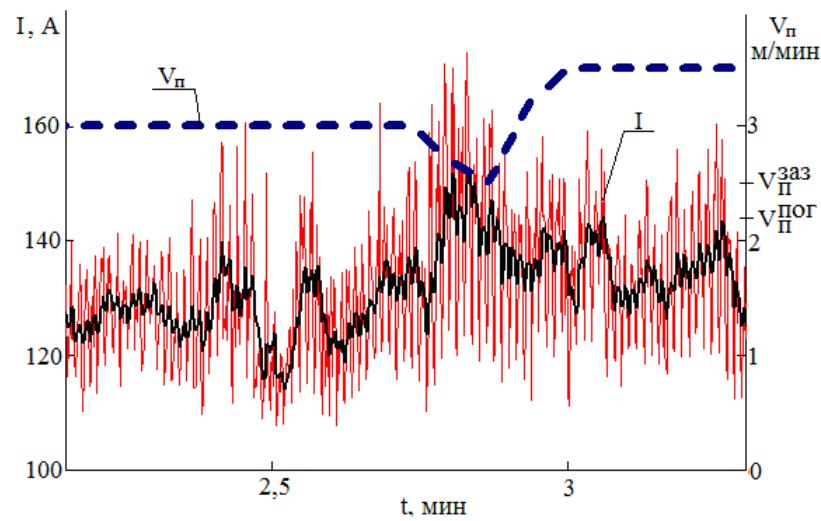


Рисунок 4.4. Фрагмент записи изменения суммарных токов электродвигателей приводов резания и скорости перемещения очистного комбайна УКД400

Анализ рисунка 4.4 показывает, что при уменьшении значения скорости перемещения комбайна находящейся в третьем диапазоне скоростей перемещения, величина тока возрастает. Это обусловлено снижением пропускной способности зазоров $V_{\text{заз}}$ между погрузочным щитком и горным массивом, что приводит к увеличению объема циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека. Таким образом, данные экспериментальных исследования качественно подтверждают влияние пропускной способности зазоров $V_{\text{заз}}$ между погрузочным щитком и горным массивом на процесс погрузки.

Работа очистных комбайнов будет сопровождаться остатком не погруженной горной массы на почве пласта после его прохода, что может привести к всплыvанию решетчатого става забойного конвейера по штыбовой подушке при его передвижке на «новую машинную дорогу», и, как следствие, к уходу забоя в кровлю пласта. Для уменьшения объема остатка непогруженной горной массы очистные комбайны оснащаются зачистными лемехами или полноразмерными погрузочными щитками.

Объем в единицу времени остатка горной массы на почве пласта после прохода очистного комбайна, в общем случае может быть определен по зависимости:

$$V_{\text{ост}}^{\text{OK}} = V_{\text{ост}} + (\bar{H}_{\text{пл}} - D_{\text{ио}}) \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}} \cdot k_p. \quad (4.8)$$

В качестве примера, на рисунке 4.5 построен график объема остатка в единицу времени не выгруженной горной массы как функции скорости перемещения комбайна оснащенного шнеком диаметром и шириной захвата равным 0,8 м при работе очистного комбайна с погрузочным щитком с зазорами, с зачистным лемехом и с полноразмерным погрузочным щитком [86]. Разрушался угольный пласт средней мощностью 0,85 м.

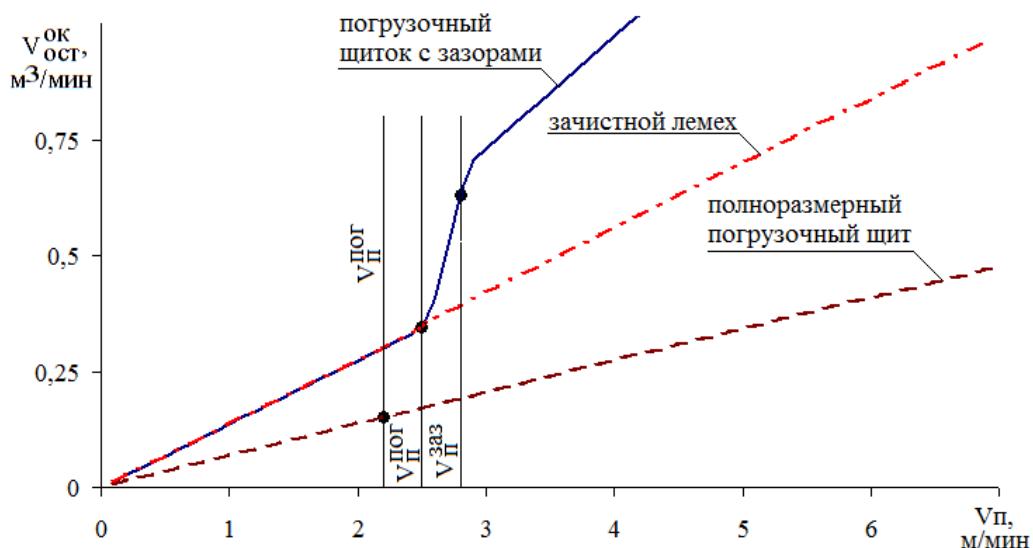


Рисунок 4.5. Объем остатка разрушенной горной массы в единицу времени на почве пласта после прохода комбайна с различными структурными параметрами

Анализ результатов модельных исследований показал, что дополнительные погрузочные устройства не исключают формирование остатка не погруженной горной массы на почве пласта. Для очистных комбайнов со шнеками диаметром 0,63...0,90 м и шириной захвата 0,5...0,9 м установка зачистных лемехов в сравнении со щитками с зазорами приведет к уменьшению объема в единицу времени остатка не погруженной горной массы на почве пласта в 1,2...2,6 раза. Оснащение очистных комбайнов полноразмерными погрузочными щитками приведет к значительному уменьшению остатка горной массы на почве пласта в 1,6...5,9 раза. Согласно данным специалистов ГУ «ДОНУГЛЕМАШ», опыт использования механизированных комплексов в условиях шахт Донбасса показал, что незначительный остаток не погруженной горной массы на почве пласта будет погружен самонавалкой при передвижке конвейера на «новую машинную дорогу». Поэтому целесообразно с точки зрения обеспечения наибольшей скорости перемещения комбайна использовать вынесенный в уступ забоя корпус как погрузочный щиток с зазорами, если нет ограничений по погрузке остатка горной массы самонавалкой при передвижке конвейера на «новую дорогу».

Таким образом, характер и особенности рабочего процесса погрузки в существенной мере определяются не только значениями геометрических и режимных параметров шнековых исполнительных органов малого диаметра, но и диапазонном возможной скорости перемещения и структурными параметрами очистных комбайнов.

4.3 Исследование влияния процесса циркуляции в шнековом исполнительном органе на техническую производительность очистного комбайна

При работе очистного комбайна с постоянной скоростью перемещения, находящейся в первом или втором диапазоне скоростей перемещения, описанный характер процесса погрузки будет протекать без изменений. В случае работы очистного комбайна в третьем диапазоне с постоянной скоростью перемещения, ха-

рактер процесса погрузки будет отличаться. Это обусловлено более интенсивным накоплением циркулирующей горной массы в рабочем объеме опережающего исполнительного органа в виду постоянства (ограничения или полного отсутствия) пропускной способности зазоров, что приведет к заштыбовке шнека, и, как следствие, к нелинейному возрастанию мощности процесса погрузки. Для ликвидации заштыбовки шнека потребуется остановка очистного комбайна, что приведет к снижению технической производительности. Поэтому требуются дополнительные исследования влияния работы комбайна в режиме заштыбовки на техническую производительность.

С учетом вышеизложенного, циклограмму работы очистного комбайна в диапазоне скоростей его перемещения $V_{\Pi} > V_{\Pi}^{3a3}$ представим в виде положительного меандра (рисунок 4.6) с последовательно чередующимися циклами: работа с увеличением скорости перемещения \rightarrow работа с постоянной скоростью перемещения \rightarrow остановка для ликвидации заштыбовки исполнительного органа (разгон \rightarrow работа в установленном режиме \rightarrow разштыбовка шнека) [87].

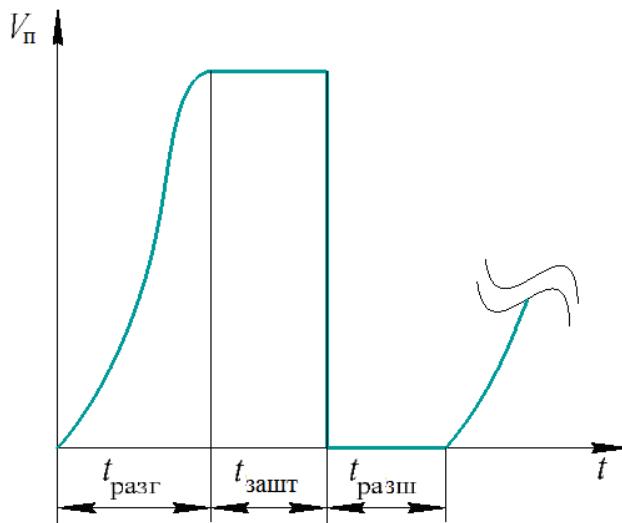


Рисунок 4.6. Циклограмма работы комбайна со скоростью перемещения $V_{\Pi} > V_{\Pi}^{3a3}$

Тогда зависимость для определения технической производительности очистного комбайна может быть записана в виде:

$$Q_{\text{тех}} = \begin{cases} 60 \cdot \bar{H}_{\text{пл}} \cdot B_3 \cdot V_{\text{пп}} \cdot \rho \cdot k_{\text{тех}} & \text{при } V_{\text{пп}} \leq V_{\text{пп}}^{\text{заз}} \\ \bar{H}_{\text{пл}} \cdot B_3 \cdot \left(\int_0^{t_{\text{разг}}} V_{\text{пп}}^{\text{разг}}(t) dt + V_{\text{пп}} \cdot t_{\text{зашт}} \right) \cdot \rho \\ \text{иначе } 60 \cdot \frac{t_{\text{разг}}}{t_{\text{разг}} + t_{\text{зашт}} + t_{\text{разш}}} \cdot k_{\text{тех}} \end{cases}, \quad (4.9)$$

здесь:

$t_{\text{разг}}$, $t_{\text{зашт}}$, $t_{\text{разш}}$ – время разгона комбайна, работы до заштыбовки и на разштыбовку опережающего шнека соответственно, мин;

$V_{\text{пп}}^{\text{разг}}$ – скорость перемещения комбайна при разгоне, м/мин;

$k_{\text{тех}}$ – коэффициент, характеризующий степень технического совершенства очистного комбайна в составе механизированного комплекса.

Значение коэффициента технического совершенства при работе очистного комбайна по челноковой схеме, может быть определено по зависимости [2, 6, 81]:

$$k_{\text{тех}} = \left[k_{\Gamma}^{-1} + \left(t_{\text{к.о.}} + t_{\text{з.и.}} \right) \cdot L_{\text{л}}^{-1} \right]^{-1} \cdot V_{\text{пп}}, \quad (4.10)$$

здесь:

k_{Γ} – коэффициент готовности очистного комбайна;

$L_{\text{л}}$ – длина лавы, м;

$t_{\text{к.о.}}$, $t_{\text{з.и.}}$ – время на концевые операции и на замену изношенного резцового инструмента соответственно, мин.

При практическом использовании зависимости для определения технической производительности целесообразно предварительно оценить возможные значения затрат времени на выполнение дополнительных технологических операций ликвидации заштыбовки исполнительного органа.

Время разгона $t_{\text{разг}}$ очистных комбайнов до заданной скорости перемещения в первую очередь определяется горно-геологическими условиями эксплуатации машины, характеристиками привода системы перемещения и системы управ-

ления. Анализ конструкций очистных комбайнов нового технического уровня, применяемых при добыче углей из тонких пологих пластов, показал, что комбайны, оснащенные встроенными системами перемещения, составляют примерно половину всего парка добычной техники. Поэтому при определении времени разгона очистные комбайны со встроенными и вынесенными системами перемещения необходимо рассматривать раздельно.

Для оценки значения времени разгона очистного комбайна со встроенной системой перемещения (до заданной скорости) использовались результаты экспериментальных исследований работы комбайна УКД400 в условиях 77-й западной лавы пласта k_5 ОП «Шахта «Красный партизан» ГП «Свердловантрацит» и 1-й восточной лавы пласта k_8 ООО «Шахта «Октябрьский рудник».

Время разгона комбайна, оснащенного вынесенной системой перемещения до заданной скорости, определялось на основе результатов экспериментальных исследований работы комбайна УКД200-500 в условиях 524-й лавы пласта C_5^B шахты Терновской.

Фактическое время разгона определялось путем обработки осциллограмм записей значений силы тока двигателей приводов системы резания. В качестве примера на рисунке 4.7 приведены фрагменты осциллограмм изменения значений силы тока двигателей приводов исполнительного органа комбайнов УКД400 и УКД200-500 [87].

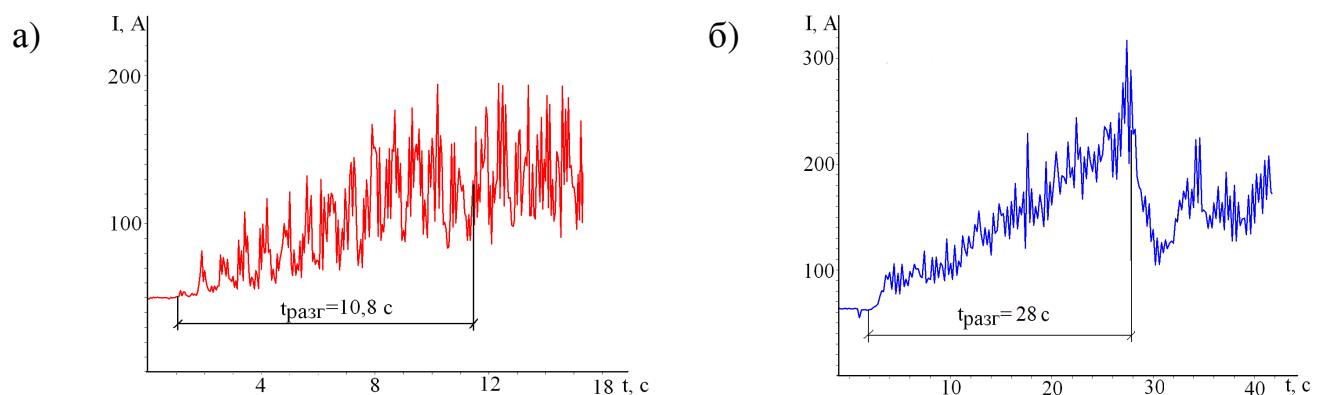


Рисунок 4.7. Фрагменты записи значений силы тока электродвигателей приводов резания очистных комбайнов: а) УКД400 и б) УКД200-500

Результаты обработки данных экспериментальных исследований позволили установить, что время разгона очистного комбайна с доверительной вероятностью 0,95 находится в диапазоне – 0,17...0,21 мин при встроенной системе подачи и – 0,34...0,57 мин при вынесенной системе подачи.

Время работы очистного комбайна до начала заштыбовки его исполнительного органа $t_{\text{зашт}}$ как функция скорости перемещения может быть определено с помощью математической модели или по зависимости:

$$t_{\text{зашт}} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{ио}}^2 - d_{\text{ст}}^2) \cdot \left(B_3 - \frac{N_{\text{зах}} \cdot \delta_{\text{л}}}{\cos \alpha_{\text{л}}^{\text{ср}}} - B_{\text{д}} \right)}{D_{\text{ио}} \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}} \cdot k_{\text{р}} - S_{\text{ок}}^{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{ст}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ср}} \cdot k_{\text{отс}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}} - S_{\text{заз}} \cdot V_{\text{п}}}. \quad (4.11)$$

На рисунке 4.8 представлен график зависимости времени работы очистного комбайна с погрузочным щитком с зазорами до заштыбовки опережающего исполнительного органа диаметром и шириной захвата 0,8 м в диапазоне значений скорости перемещения $V_{\text{п}} > V_{\text{п}}^{\text{заз}}$.

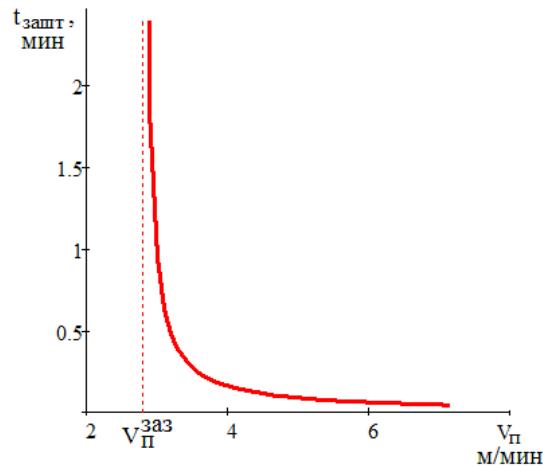


Рисунок 4.8. Зависимость времени работы очистного комбайна до заштыбовки опережающего шнека

Анализ данных показывает, что с увеличением постоянной (рабочей) скорости перемещения, время заполнения рабочего объема шнека циркулирующей гор-

ной массой нелинейно убывает. Это обусловлено более интенсивным заполнением рабочего объема шнека циркулирующей горной массой ввиду постоянства пропускной способности зазоров между погружочным щитком и горным массивом.

Время на ликвидацию заштыбовки опережающего шнека определяется объемом горной массы, подлежащей выгрузке, и погружочной способностью исполнительного органа (расчетная схема для определения времени на ликвидацию заштыбовки представлена на рисунке 4.9).

Зависимость для оценки продолжительности времени, необходимого для ликвидации заштыбовки опережающего шнекового исполнительного органа может быть представлена в виде:

$$t_{\text{разш}} = \frac{B_3 \cdot L_{\text{ко}} \cdot \left(D_{\text{ио}} - \frac{L_{\text{ко}}}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D_{\text{ио}}^2}{2} - D_{\text{ио}} \cdot d_{\text{ст}} \right) \cdot (B_3 - B_{\text{д}})}{S_{\text{ок}}^{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{ст}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}} \cdot k_{\text{отс}} \cdot n_{\text{об}} \cdot N_{\text{зах}}}, \quad (4.12)$$

где:

α – угол естественного откоса разрушенной горной массы в покое, град;

$L_{\text{ко}}$ – расстояние от стенки корпуса комбайна до оси вращения шнека, м.

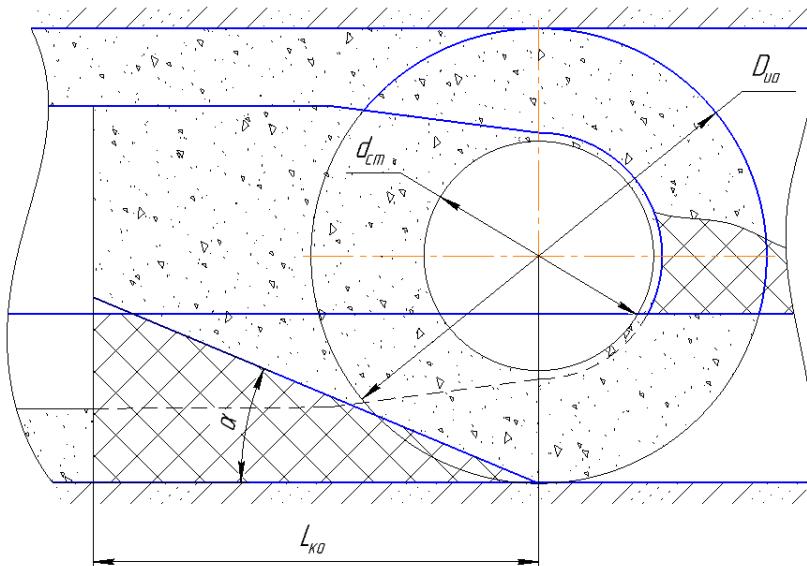


Рисунок 4.9. Расчетная схема для определения времени на разштыбовку шнека

На рисунке 4.10 построен график зависимости технической производительности очистного комбайна со встроенной подсистемой перемещения с погрузочным щитком с зазорами, оснащенного шнеком диаметром 0,8 м. Ширина захвата исполнительного органа изменялась в пределах от 0,9 м до 0,5 м. Средняя мощность вынимаемого пласта составляла 0,85 м; длина лавы 200 м. Коэффициент готовности очистного комбайна принимался равным 0,8.

Анализ рисунка 4.10 показывает, что работа очистного комбайна со скоростями перемещения, при которых наступает процесс циркуляции разрушенной горной массы в шнековом исполнительном органе ($V_{\Pi} > V_{\Pi}^{3a3}$) обуславливает существенное (1,5...1,7 раза) снижение технической производительности по сравнению с режимами работы, не приводящими к циркуляции ($V_{\Pi} \leq V_{\Pi}^{3a3}$).

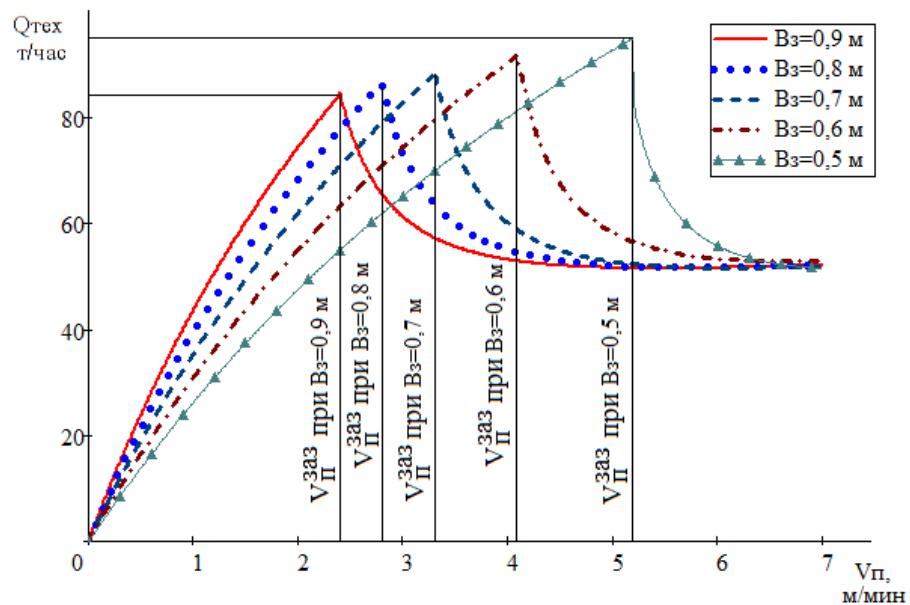


Рисунок 4.10. Графики зависимости технической производительности очистного комбайна от скорости перемещения для различных значений ширины захвата

Из изложенного следует, что:

- максимальная техническая производительность очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов (при прочих равных условиях), достигается при значениях скорости перемещения V_{Π}^{3a3} ;

- уменьшение ширины захвата шнека малого диаметра с 0,9 м до 0,5 м определяет прирост технической производительности комбайна в 1,2 раза;

- скорость перемещения V_{Π}^{3a3} является одним из наиболее жестких ограничивающих факторов при определении максимальной технической производительности очистного комбайна в составе механизированного комплекса для выемки тонких пологих пластов.

Таким образом, была предложена зависимость для определения технической производительности очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов, учитывающая процесс циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека и затраты времени на вспомогательные технологические операции, обусловленные заштыбовкой шнека. Установлено, что техническая производительность очистного комбайна нелинейно снижается с увеличением рабочей скорости перемещения, выше ее граничного значения по условию отсутствия процесса циркуляции непогруженной горной массы в рабочем пространстве шнека. Это обусловлено формированием затрат времени на дополнительные технологические операции, связанные с заштыбовкой опережающего шнека.

Скорость перемещения комбайна, соответствующая ее предельному значению до начала циркуляции разрушенной горной массы в рабочем пространстве шнекового исполнительного органа малого диаметра, является одним из наиболее жестких ограничивающих факторов при определении максимальной технической производительности очистного комбайна в составе механизированного комплекса.

4.4 Исследование влияния геометрических и режимных параметров очистных комбайнов на производительность и энергоемкость работы

Установление влияния диаметра и ширины захвата шнека на производительность и энергоемкость процессов разрушения и погрузки горной массы осуществлялось с использование имитационной модели. Как показали приведенные в подразделе 4.2 результаты исследований, оснащение очистного комбайна зачист-

ным лемехом или полноразмерным погрузочным щитком приводит к интенсификации процесса циркуляции. Поэтому имитировалась работа комбайна с погрузочным щитком с зазорами с граничной скоростью перемещения по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве опережающего исполнительного органа.

На рисунке 4.11 приведены зависимости максимальной мощности на разрушение вязкого угля со средней сопротивляемостью резанию 360 кН/м и погрузку отделенной массы опережающим исполнительным органом $P_{\text{ио}}$ при изменении его диаметра и ширины захвата в диапазоне 0,63...0,90 м и 0,5...0,9 м соответственно.

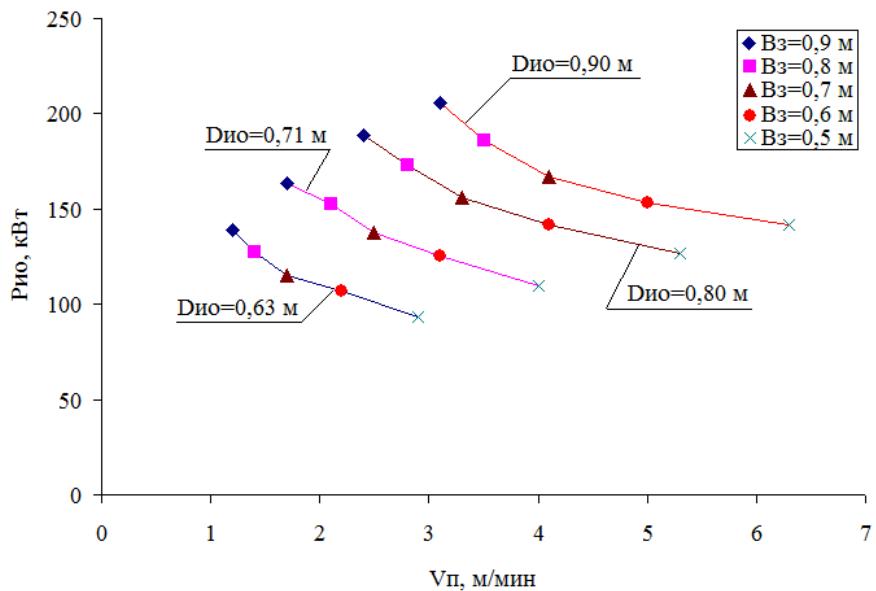


Рисунок 4.11. Зависимости максимальной мощности $P_{\text{ио}}$ на опережающем шнеке при работе комбайна со скоростью перемещения $V_{\text{п}}^{\text{заз}}$

На основе анализа полученных результатов можно сделать вывод, что диаметр и ширина захвата шнека оказывают значительное влияние на требуемую мощность разрушения и погрузки горной массы опережающим исполнительным органом. Так, с увеличением диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м мощность на разрушение и погрузку горной массы возрастает в 1,3...1,5 раза в диапа-

зоне изменения ширины захвата шнека 0,9...0,5 м. Это обуславливается большим количеством одновременно контактируемых резцов с забоем, а также ростом граничной скорости перемещения комбайна по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнекового исполнительного органа в 2,0...2,6 раза и, как следствие, увеличением действующего усилия от разрушения горного массива.

С уменьшением ширины захвата шнека с 0,9 м до 0,5 м при увеличении его диаметра с 0,63 до 0,90 м мощность на разрушение и погрузку нелинейно снижается в 1,4...1,5 раза, что обусловлено уменьшением мощности погрузки отделенной горной массы в 1,2...1,5 раза.

Кроме того, с изменением мощности на разрушение и погрузку горной массы опережающим шнеком геометрические параметры корпуса редуктора привода исполнительного органа в зоне окна выгрузки также изменяются, что приведет к снижению мощности на погрузку отделенной горной массы.

Так на основе результатов проведенных модельных исследований с использованием зависимости (4.1) было установлено следующее:

- увеличение диаметра по резцам с 0,63 м до 0,90 м приведет к росту значения диаметра рукояти качалки в зоне окна выгрузки в 1,1 раза независимо от ширины захвата шнека;

- с уменьшением ширины захвата шнека с 0,9 м до 0,5 м значение диаметра рукояти качалки в зоне окна выгрузки уменьшается в 1,2 раза. Уменьшение диаметра рукояти качалки приведет к увеличению площади окна выгрузки и, как следствие, к росту производительность погрузки отведенной горной массы V_B .

На рисунке 4.12 приведены зависимости максимальной производительности погрузки разрушенной горной массы опережающим исполнительным органом V_B диаметром 0,63...0,90 м и шириной захвата 0,5...0,9 м при работе комбайна с граничной скоростью перемещения, не приводящей к циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека.

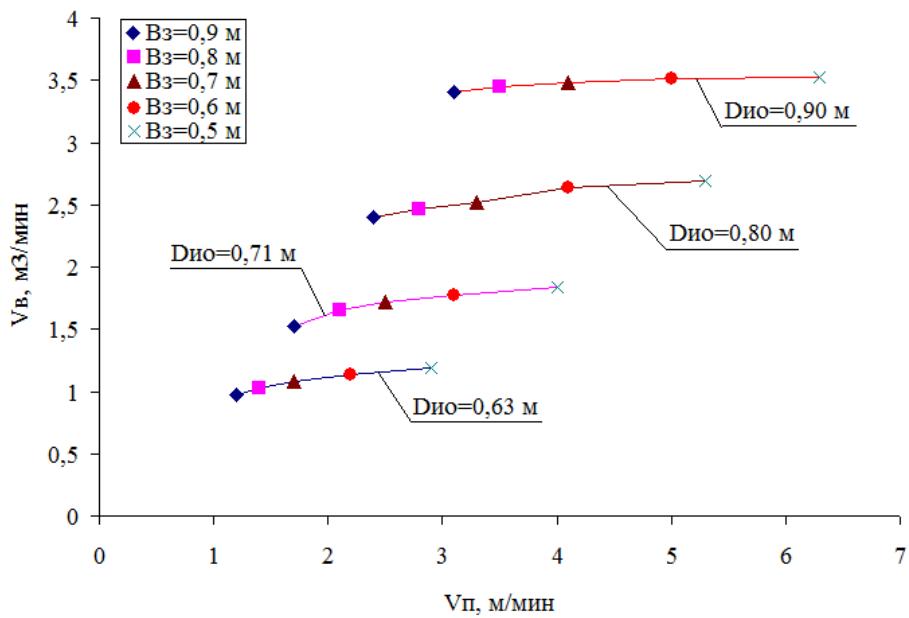


Рисунок 4.12. Зависимости максимальной производительности погрузки опережающим шнеком при работе комбайна со скоростью перемещения $V_{\pi}^{3\text{аз}}$

Анализ приведенных на рисунке 4.12 зависимостей показал, что:

- с увеличением диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м максимальная производительность погрузки возрастает в 2,2...3,5 раза, что обусловлено увеличением площади окна выгрузки;
- уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м приводит к дополнительному росту максимальной производительности погрузки горной массы в 1,1...1,2 раза при изменении диаметра шнека с 0,90 м до 0,63 м, что обусловлено увеличением площади окна выгрузки за счет уменьшения мощности процесса погрузки, и, как следствие, диаметра рукояти качалки редуктора привода шнека в зоне окна выгрузки.

Уменьшение ширины захвата шнека приведет к снижению времени на замену изношенного резцового инструмента $t_{3\text{.и.}}$. Оценить изменение времени на замену резцового инструмента с изменением ширины захвата шнека можно по зависимости:

$$t_{3\text{.и.}} = \bar{H}_{\text{пл}} \cdot B_3 \cdot L_{\pi} \cdot \rho \cdot Z \cdot t_p, \quad (4.13)$$

где:

Z – удельный расход режущего инструмента, шт/т;

t_p – время на переустановку одного резца, мин.

Согласно результатам исследований [43, 44] при уменьшении ширины захвата исполнительного органа дополнительные затраты времени на технологические перерывы могут снижаться в 1,4 раза. Оценить изменение времени на концевые операции с изменением ширины захвата шнека можно по зависимости:

$$t_{\text{к.о.}} = 28,6 \cdot B_3. \quad (4.14)$$

На рисунке 4.13 приведены зависимости максимальной технической производительности очистного комбайна, оснащенного шнеками диаметром 0,63...0,90 м и шириной захвата 0,5...0,9 м.

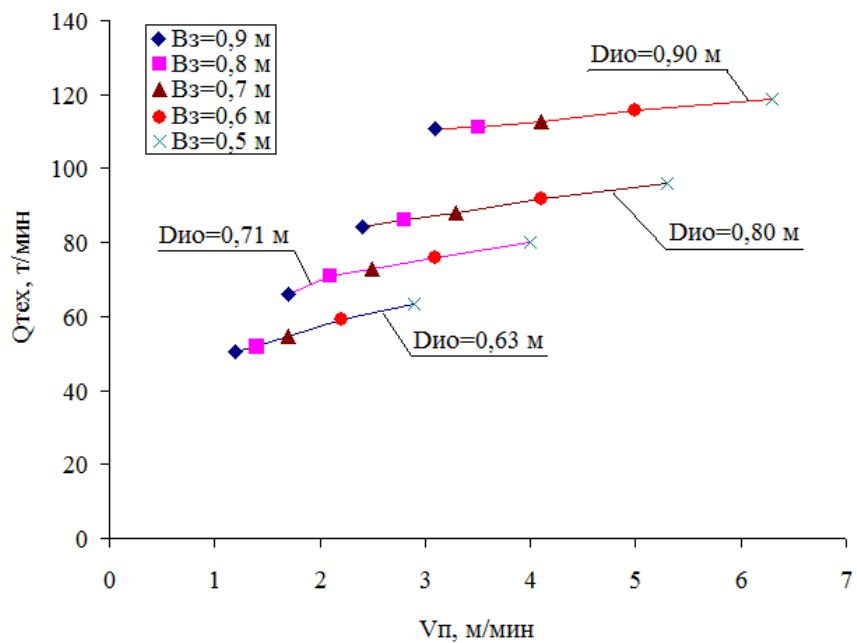


Рисунок 4.13. Зависимости максимальной технической производительности комбайна при работе комбайна со скоростью перемещения $V_{\Pi}^{\text{заз}}$

Анализ приведенных на рисунке 4.13 зависимостей показал, что с увеличением диаметра шнека с 0,63 м до 0,90 м максимальная техническая производи-

тельность возрастает в 1,3...2,1 раза. Уменьшение ширины захвата шнека с 0,9 м до 0,5 м приводит к дополнительному увеличению максимальной технической производительности в 1,1...1,3 раза. При этом больший прирост максимальной технической производительности соответствует меньшему значению диаметра шнека.

С изменением средней мощности пласта влияние ширины захвата становится более существенным. Так, при разрушении угольных пластов средней мощностью 0,69 м и 0,96 м с уменьшением ширины захвата шнека от 0,9 м до 0,5 м наблюдается увеличение максимальной технической производительности в 1,3...1,1 раза при оснащении комбайна шнеками диаметром 0,63 м и 0,90 м соответственно.

Увеличение граничной скорости перемещения комбайна по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека V_{Π}^{3a3} в 2,0...2,6 раза и снижение мощности на опережающем шнеке в 1,4...1,5 раза при уменьшении ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м отразится на величине удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном. На рисунке 4.14 приведены зависимости удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном со шнеками диаметром 0,63...0,90 м и шириной захвата 0,5...0,9 м.

Анализ приведенных на рисунке 4.14 зависимостей показал, что с увеличением диаметра и уменьшением ширины захвата шнека удельные энергозатраты разрушения и погрузки очистным комбайном нелинейно снижаются. Увеличение диаметра шнека по резцам с 0,63 м до 0,90 м приводит к снижению удельных энергозатрат в 1,5...2,3 раза, а уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м – к дополнительному их снижению в 2,0...1,3 раза соответственно.

При разрушении угольных пластов средней мощностью 0,69 м и 0,96 м с уменьшением ширины захвата шнека от 0,9 м до 0,5 м удельные энергозатраты снижаются в 2,0...1,6 раза при оснащении комбайнов шнеками диаметром 0,63 м и 0,90 м соответственно.

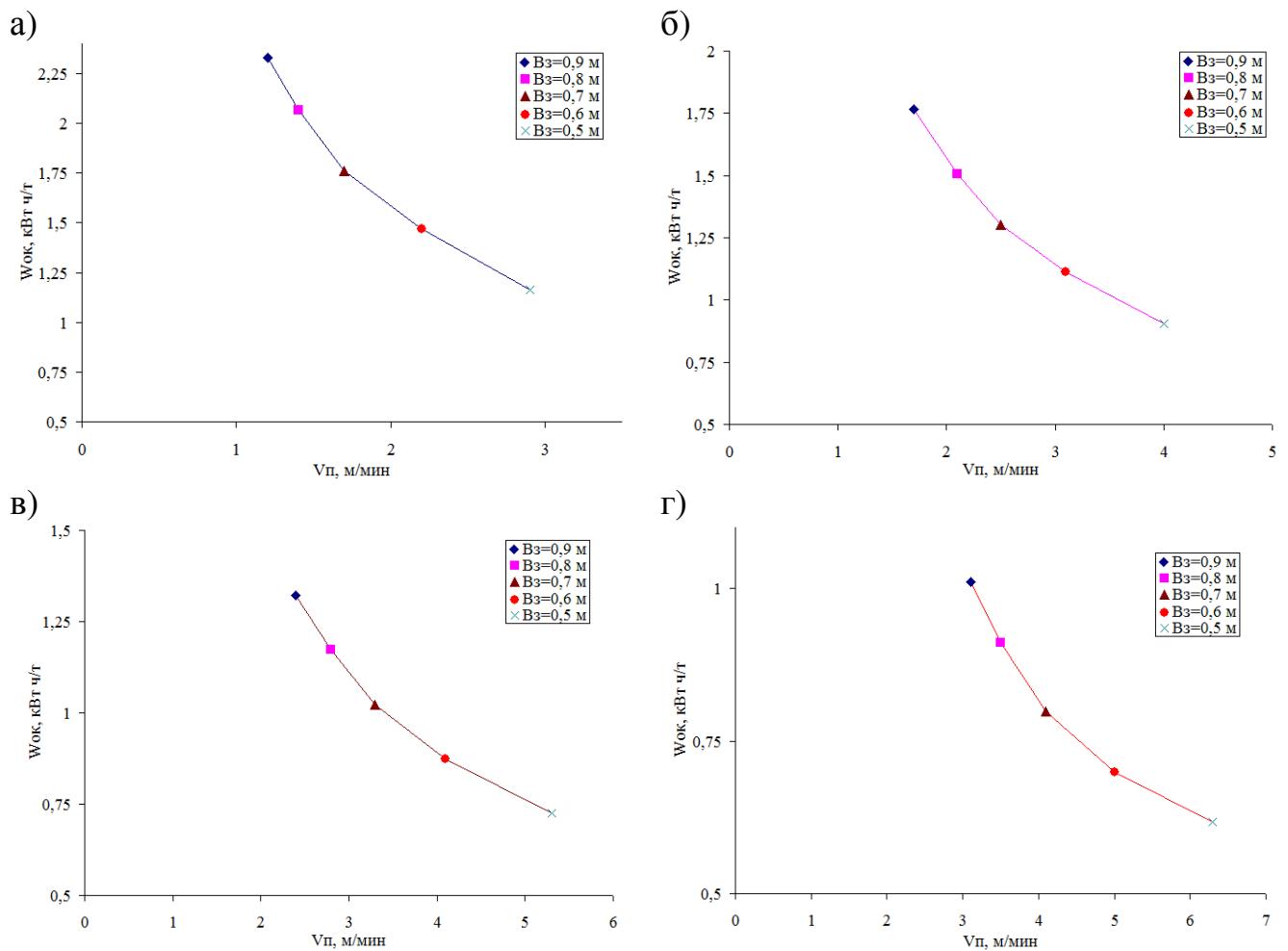


Рисунок 4.14. Зависимость удельных энергозатрат разрушения и погрузки комбайном: а) $D_{io} = 0,63 \text{ м}$; б) $D_{io} = 0,71 \text{ м}$; в) $D_{io} = 0,80 \text{ м}$; г) $D_{io} = 0,90 \text{ м}$

Из выше сказанного следует:

- с увеличением диаметра шнека по резцам производительность погрузки возрастает, что обуславливается увеличением площади окна выгрузки. При этом мощность, формируемая на опережающем исполнительном органе, возрастает за счет увеличения нагрузки от разрушения горного массива;
- с уменьшением ширины захвата шнека мощность на разрушение и погрузку опережающим исполнительным органом нелинейно снижается, что обуславливается снижением мощности процесса погрузки, что приводит к уменьшению геометрических параметров редуктора привода резания в зоне окна выгрузки и, как следствие, к дополнительному увеличению производительности погрузки;

- максимальная техническая производительность при минимальной мощности и удельных энергозатратах разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном достигается при его оснащении шнеками диаметром близким к средней мощности пласта с наименьшей из рассматриваемого ряда шириной захвата.

4.5 Оценка влияния горно-геологических и горнотехнических условий и связанных с ними ограничений на выбор рациональных диаметра и ширины захвата шнека

Выбор рациональных геометрических и режимных параметров, обеспечивающих наибольшую эффективность работы очистного комбайна, является многокритериальной задачей. Среди основных критериев, характеризующих эффективность работы комбайна, выделяется мощность на разрушение и погрузку опережающим исполнительным органом $P_{ио}$, техническая производительность $Q_{тех}$ и удельные энергозатраты разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном $W_{ок}$. Поэтому для решения этой задачи была разработана номограмма для определения рациональных геометрических и режимных параметров исполнительного органа исходя из заданных горно-геологических и горнотехнических условий работы комбайна [59, 88, 89, 90].

В качестве примера, на рисунке 4.15 приведена номограмма выбора рациональных геометрических и режимных параметров исполнительного органа, построенная для следующих горно-геологических и горнотехнических условий эксплуатации: средняя мощность вынимаемого пласта 0,96 м; длина лавы 200 м; уголь вязкий, средней сопротивляемостью резанию 220 кН/м. Моделировалась работа комбайна, оснащенного шнеком диаметром 0,9 м, ширина захвата варьировалась в диапазоне от 0,9 м до 0,5 м.

Номограмма позволяет решать прямую и обратную задачу оптимизации ширины захвата исполнительного органа очистного комбайна.

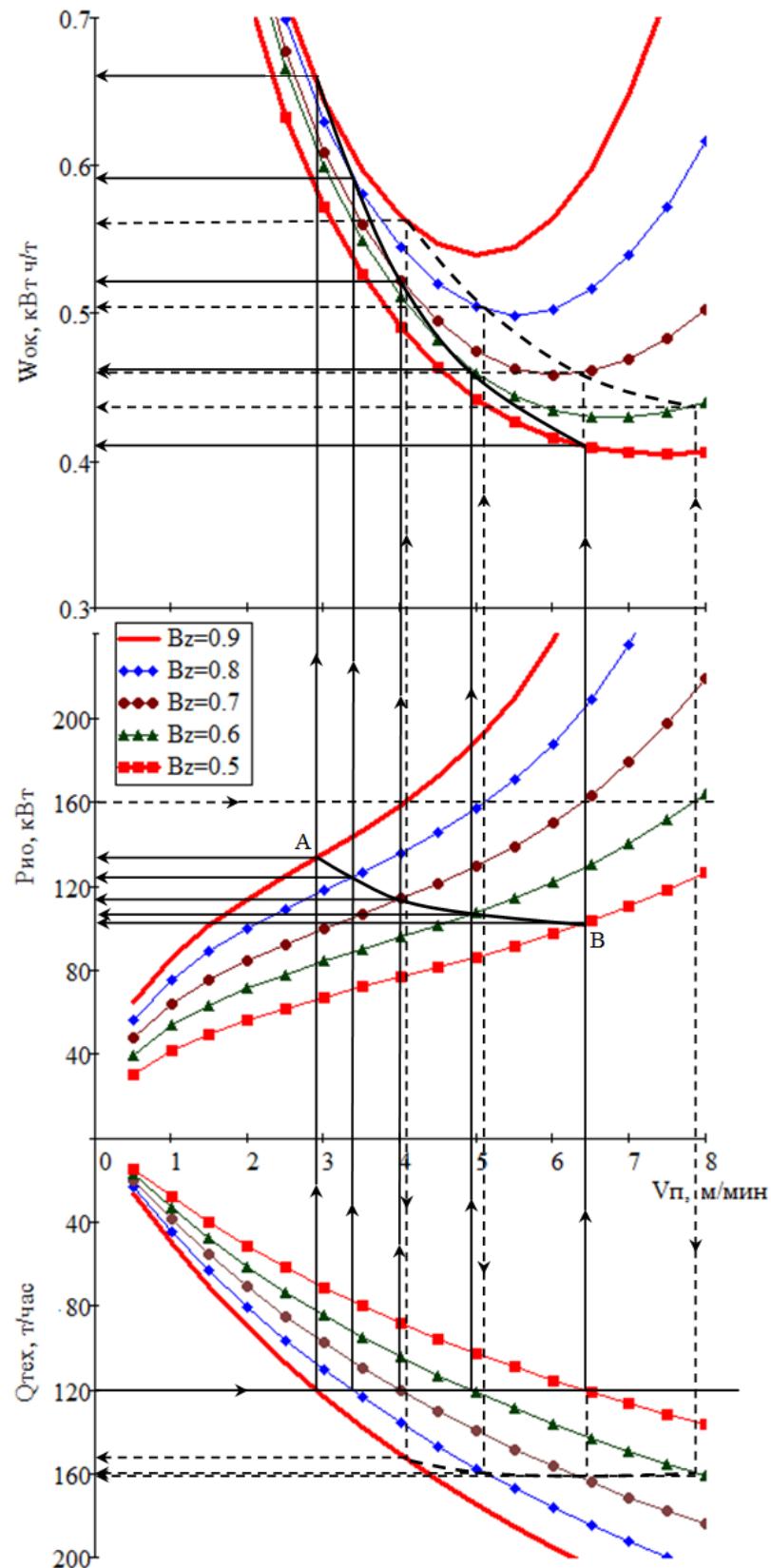


Рисунок 4.15. Номограмма выбора рациональных геометрических и режимных параметров исполнительного органа

Прямая задача заключается в определении значения ширины захвата B_3 шнекового исполнительного органа, обеспечивающего минимальное значение мощности на разрушение и погрузку при требуемом значении технической производительности. Графическое решение этой задачи при помощи номограммы показано сплошной линией. Так, например, для обеспечения технической производительности комбайна на уровне 120 т/час строится кривая АВ, полученная путем проецирования значений функции технической производительности на соответствующую кривую мощности (на разрушение и погрузку разрушенной горной массы) при различных значениях ширины захвата шнека. Удельные энергозатраты определяются на основе полученных значений мощностей на разрушение и погрузку, обеспечивающих заданную техническую производительность в рассматриваемых горно-геологических условиях (кривая АВ) при соответствующей теоретической производительности.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что минимальная суммарная мощность на разрушение и погрузку имеет место при ширине захвата 0,5 м – в этом случае снижение энергоёмкости процесса разрушения и погрузки составляет около 1,6 раза (с 0,66 до 0,41 кВт·ч/т). Вместе с тем необходимо отметить, что снижение ширины захвата определяет возрастание необходимого значения скорости подачи комбайна, имеющей ряд существенных ограничений.

Обратная задача (штриховые линии) заключается в определении значения ширины захвата B_3 шнекового исполнительного органа, обеспечивающего максимальное значение технической производительность очистного комбайна $Q_{\text{тех}}$, исходя из заданной мощности привода резания. На основе анализа парка очистной техники нового технического уровня, предназначенного для добычи угля из тонких пологих пластов, можно задаться мощностью привода резания на уровне 200 кВт, что с учетом КПД редуктора привода исполнительного органа, составляет порядка 160 кВт на шнеке. Тогда максимальная техническая производительность будет обеспечиваться при ширине захвата равной 0,7 м и скорости подачи 6,4 м/мин. Однако, это обуславливает возрастание удельных энергозатрат с 0,43 до 0,46 кВт·ч/т, т.е. в 1,1 раза.

При эксплуатации очистных комбайнов может возникать ряд ограничений связанных с горно-геологическими и горнотехническими условиями эксплуатации: по скорости перемещения (человеческий фактор и т.д.); по теоретической производительности (например, по газовому фактору); по энерговооруженности машины. В качестве примера на рисунке 4.16 приведена номограмма для выбора рациональных геометрических и режимных параметров исполнительного органа, построенная для следующих горно-геологических и горнотехнических условий: средняя мощность вынимаемого пласта 0,85 м, уголь вязкий, средней сопротивляемостью резанию 360 кН/м. Диаметра шнека варьировался в диапазоне от 0,63 до 0,80 м, а ширина захвата – от 0,9м до 0,5 м. Наибольшее значение скорости перемещения комбайна ограничено условием отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека.

Анализ приведенных на рисунке 4.16 зависимостей показал, что ограничения, связанные с горно-геологическими и горнотехническими условиями эксплуатации комбайна оказывают существенное влияние на выбор значения диаметра и ширины захвата.

Анализ номограммы показывает, что наибольшая эффективность работы очистного комбайна достигается при оснащении его шнеком диаметром, близким к средней мощности пласта с наименьшей из принятого ряда шириной захвата, обеспечивающее увеличение граничной скорости перемещения по условию отсутствия циркуляции. Так, увеличение диаметра шнекового исполнительного органа с 0,63 м до 0,80 м приводит к росту технической производительности комбайна в 1,7…2,1 раза, и снижению мощности и удельных энергозатрат в 1,5 раза и 1,9…2,3 раза соответственно. Уменьшение ширины захвата шнека приведет к дополнительному росту технической производительности и снижению энергоемкости разрушения и погрузки горной массы комбайном. Так, с уменьшением ширины захвата шнека с 0,9 м до 0,5 м техническая производительность возрастет в 1,1…1,3 раза, а мощность и удельные энергозатраты разрушения и погрузки значительно снизится в 1,5 и 1,6…2,0 раза соответственно. Уменьшение мощности на разрушение и погрузку горной массы при прочих равных условиях приведет к

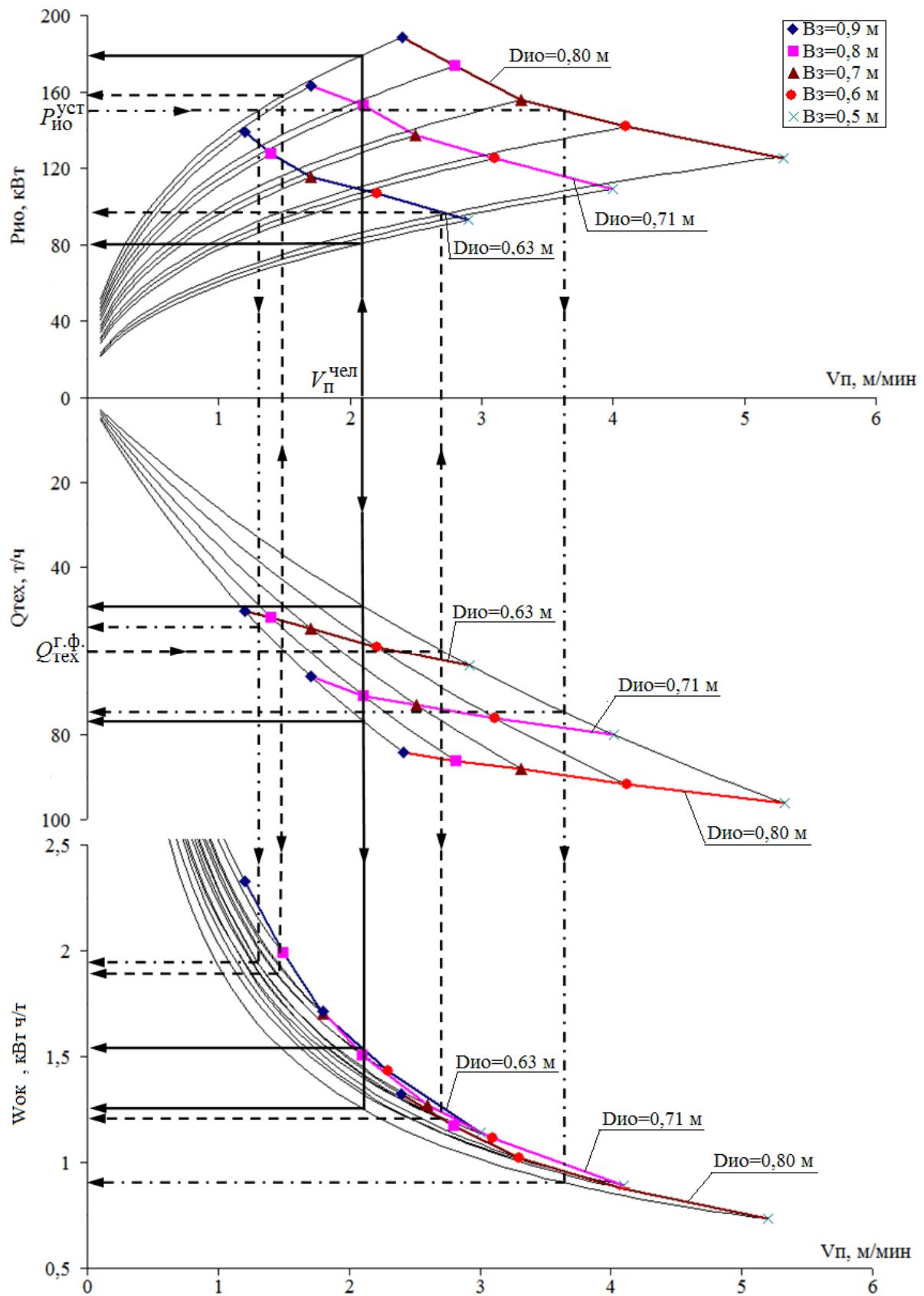


Рисунок 4.16. Номограмма выбора рационального диаметра и ширины захвата шнека

снижению массы и габаритов очистного комбайна, как следствие улучшит вписываемость в гипсометрию пласта.

В случае ограничения скорости перемещения комбайна по условию перемещения человека в забое $V_{\Pi}^{\text{чел}}$ [81, 91, 92, 93] (сплошная линия), максимальная техническая производительность обеспечивается при диаметре шнека 0,8 м с шириной захвата 0,9 м. При этом значения мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы значительно возрастут в 1,5 и 2,0 раза.

Для обеспечения технической производительности, ограниченной, например газовым фактором $Q_{\text{тех}}^{\text{гф}}$ [94] (пунктирная линия), наименьшая энергоемкость разрушения и погрузки горной массы будет обеспечиваться при работе комбайна со шнеком диаметром 0,63 м с минимальной из рассматриваемого ряда шириной захвата.

При разрушении крепких углей может возникать ситуация, при которой мощности установленных двигателей приводов исполнительных органов $P_{\text{ок}}^{\text{уст}}$ окажется недостаточно (штрихпунктирная линия). В этом случае максимальная техническая производительность и минимальные удельные энергозатраты разрушения и погрузки будут обеспечиваться при оснащении комбайна шнеком диаметром 0,8 м (близким к средней мощности пласта) с минимальной из рассматриваемого ряда шириной захвата.

Как показали результаты исследований, выбор рациональных геометрических и режимных параметров, обеспечивающих наибольшую техническую производительность при приемлемых значениях энергетических параметров работы очистного комбайна в конкретных горно-геологических и горнотехнических условиях эксплуатации, является многокритериальной задачей, решение которой противоречиво в виду значительного количества ограничивающих факторов, что требует разработки соответствующей математической модели оптимизации.

4.6 Выводы по разделу 4

1. Установлены характерные для очистных комбайнов со шнеками малых диаметров три диапазона скоростей перемещения, отличающиеся физической картиной процесса погрузки:

- первый диапазон, в котором производительность комбайна не ограничивается погрузочной способностью его исполнительных органов. На почве пласта при этом остается небольшой слой непогруженной горной массы. При работе очистных комбайнов с погрузочным щитком с зазорами, непогруженная горная масса частично заполнит зазоры между погрузочным щитком и горным массивом. В случае использования зачистных лемехов или полноразмерных погрузочных щитков, непогруженная горная масса полностью заполнит зазоры или же будет подаваться в рабочее пространство шнека в виде циркулирующей. При этом циркулирующая горная масса в рассматриваемом диапазоне будет выгружаться из рабочего объема шнека без ее накопления. Доля мощности процесса погрузки от процесса разрушения не превышает 9...39 %;

- второй диапазон, в котором производительность комбайна также не ограничивается погрузочной способностью его исполнительных органов, однако объем непогруженной горной массы полностью заполняет зазоры между вынесенным в уступ забоя корпусом комбайна и горным массивом. При оснащении очистных комбайнов зачистными лемехами или полноразмерными погрузочными щитками, выделенный диапазон будет отсутствовать. Доля мощности процесса погрузки от процесса разрушения не превышает 10...44 %;

- третий диапазон, в котором процесс погрузки сопровождается накоплением циркулирующей горной массы и интенсивным возрастанием напряженного состояния транспортируемой массы в рабочем пространстве шнека, следствием чего является значительное дополнительное переизмельчение и увеличение мощности погрузки как функция скорости перемещения комбайна. Доля мощности процесса погрузки от процесса разрушения не превышает 27...82 %.

2. Оснащение очистных комбайнов зачистным лемехом или полноразмерным погрузочным щитком приведет к снижению производительности в 1,1...1,3 раза, что

обусловлено интенсификацией процесса циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека. Для обеспечения наибольшей производительности комбайна, целесообразно использовать вынесенный в уступ забоя корпус как погрузочный щиток с зазорами.

3. Работа очистных комбайнов с постоянной скоростью перемещения в режиме циркуляции приведет к заштыбовке опережающего шнека, что обуславливает необходимость остановки очистного комбайна для ее ликвидации, и, как следствие, повлечет за собой дополнительные затраты времени на технологические перерывы.

4. Предложена зависимость для определения технической производительности очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов, учитывающая затраты времени на вспомогательные технологические операции, обусловленные заштыбовкой шнека. Установлено, что техническая производительность очистного комбайна нелинейно снижается с увеличением скорости перемещения, выше ее граничного значения по условию отсутствия процесса циркуляции непогруженной горной массы в рабочем пространстве шнека.

5. Максимальная техническая производительность при минимальной мощности и удельных энергозатратах разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном, достигается при его работе с предельной скоростью перемещения до начала циркуляции разрушенной горной массы в рабочем пространстве шнека диаметром близким к средней мощности пласта с наименьшей из рассматриваемого ряда шириной захвата. Вместе с тем, окончательный выбор рациональных геометрических и режимных параметров, обеспечивающих наибольшую эффективность работы очистного комбайна в конкретных горно-геологических и горнотехнических условиях эксплуатации, является многокритериальной задачей, решение которой противоречиво ввиду значительного количества ограничивающих факторов, что требует разработки соответствующей математической модели оптимизации.

Рассматриваемые в разделе вопросы изложены в работах соискателя [84, 85, 86, 87, 88, 89, 90].

РАЗДЕЛ 5

**ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНЫХ
КОМБАЙНОВ ДЛЯ ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ**

**5.1 Математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных
комбайнов**

Установление параметров очистных комбайнов, обеспечивающих наибольшее значение их количественных показателей при работе в заданных горно-геологических условиях, является оптимизационной задачей, решение которой требует задания и обоснования целевой функции, переменных проектирования, ограничений на их значения, а также постоянных проектирования [95, 96].

Задача оптимизации решалась методом свертывания частных критериев в комплексный критерий качества [96 с. 20]. В формализованном виде математическую модель оптимизации параметров очистных комбайнов в данном случае можно представить в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Найти } \overline{X}_n^{opt} (n=1, N_n) \text{ при которых: } T = \sum_{j=1}^{N_j} \Delta_j \left(\overline{X}_n, \overline{C} \right) \cdot c_j \rightarrow \max; \\ \overline{X} \in R_x^n, \overline{C}; \quad R_x^n \supset \overline{X} \left\{ \begin{array}{l} g_i(\overline{X}, \overline{C}) \leq 0, \quad i = \overline{1, N_i} \\ X_k^{\min} \leq X_k \leq X_k^{\max}, \quad k = \overline{1, N_k} \end{array} \right. \end{array} \right. , \quad (5.1)$$

где:

\overline{X}_n^{opt} – n -ное оптимальное значение вектора параметров;

N_n – число оптимальных решений;

T – комплексный критерий качества;

c_j – коэффициент весомости j -го частного показателя качества ($\sum_{j=1}^{N_j} c_j = 1$);

$\Delta_j(\bar{X}_n, \bar{C})$ – j -й нормализованный частный показатель качества машины;

N_j – число частных критериев качества;

\bar{X} – вектор переменных проектирования – параметры, оптимальные значения которых должны быть найдены в процессе оптимизации;

\bar{C} – вектор постоянных проектирования, значения составляющих которого не меняются в процессе оптимизации;

R_x^n – пространство проектирования, представляющее собой множество возможных (с учетом ограничивающих факторов) значений вектора переменных проектирования, из которых необходимо выбрать оптимальные значения. Это пространство задается в виде функций ограничений $g(\bar{X}, \bar{C})$, количество которых определяется факторами, ограничивающими возможные значения параметров проектирования;

N_i – число функций ограничения;

X_k^{\min}, X_k^{\max} – минимальное и максимальное возможные значения k -й составляющей вектора переменных проектирования;

N_k – число ограниченных компонент вектора \bar{X} .

Основными макро уровнями параметрами, характеризующими эффективность работы очистных комбайнов и входящими в комплексный критерий качества T , являются техническая производительность, мощность и удельные энергозатраты разрушения и погрузки горной массы.

Компонентами вектора переменных проектирования \bar{X} являются:
 $\bar{X}_{\text{ио}}(D_{\text{ио}}, d_{\text{ст}}, B_3, B_{\text{д}}, \delta_{\text{л}}, \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}}, \bar{P}_{\text{сх.н.}}, \bar{P}_{\text{д.п.у.}})$ – вектор конструктивных параметров исполнительного органа: $D_{\text{ио}}$ – диаметр исполнительного органа; $d_{\text{ст}}$ – диаметр ступицы шнека; B_3 – ширина захвата шнека; $B_{\text{д}}$ – ширина отрезного диска; $\delta_{\text{л}}$ –

толщина лопасти шнека; $\alpha_{\text{л}}^{\text{ст}}$ – угол наклона лопасти шнека; $\bar{P}_{\text{сх.н.}}$, $\bar{P}_{\text{д.п.у.}}$ – параметры схемы набора шнека и дополнительных погрузочных устройств.

$\bar{X}_{\text{реж}}(n_{\text{об}}, V_{\text{п}})$ – вектор режимных параметров работы комбайна: $n_{\text{об}}$ – частота вращения шнека; $V_{\text{п}}$ – скорость перемещения комбайна.

$\bar{X}_{\text{п.рез}}(d_{\text{к}})$ – вектор геометрических параметров редуктора привода резания: диаметр рукояти качалки $d_{\text{к}}$ в зоне окна выгрузки шнека (4.1).

$\bar{X}_{\text{к}}(H_{\text{к}}, l_{\text{тр}})$ – вектор параметров машин, входящих в состав механизированного комплекса, участвующих в процессе погрузки: $H_{\text{к}}$ – высота решетка забойного конвейера; $l_{\text{тр}}$ – расстояние от разгрузочного торца шнека до полки решетка конвейера.

$\bar{X}_{\text{к.сх}}(S_{\text{заз}})$ – вектор структурных параметров очистного комбайна: погрузочный щиток с зазорами, зачистной лемех или полноразмерный погрузочный щиток.

Факторы и соответствующие им функции ограничений пространства проектирования:

- диаметр шнека: $0,54 \cdot \bar{H}_{\text{пл.}} < D_{\text{ио}} \leq \bar{H}_{\text{пл.}}$;
- ширина захвата шнека: $B_3 = 0,5 \dots 0,9$;
- частоты вращения шнека:

$$n_{\text{об}} = \min(n_{\text{об}}^{\text{рез}}, n_{\text{об}}^{\text{пер}}), \quad (5.2)$$

где:

$n_{\text{об}}^{\text{рез}}$ – максимальная частота вращения шнека, при которой отсутствует искообразование и повышенный износ режущего инструмента, об/мин;

$n_{\text{об}}^{\text{пер}}$ – максимальная частота вращения шнека по условию отсутствия переброса транспортируемой лопастью выгружаемой горной массы, об/мин.

- скорость подачи очистного комбайна:

$$V_{\Pi} = \min \left[V_{\Pi}^{\text{тяг}}, V_{\Pi}^{\text{рез}}, V_{\Pi}^{\text{y}}, V_{\Pi}^{\text{теп}}, V_{\Pi}^{\text{заз}}, V_{\Pi}^{\text{уст}}, V_{\Pi}^{\text{чел}}, V_{\Pi}^{\text{конв}}, V_{\Pi}^{\text{г.ф.}} \right], \quad (5.3)$$

где:

$V_{\Pi}^{\text{тяг}}$ – ограничение скорости подачи комбайна по условию максимального тягового усилия привода подачи, м/мин;

$V_{\Pi}^{\text{рез}}$ – ограничение скорости подачи комбайна по вылету резца, м/мин;

V_{Π}^{y} – допустимая скорость перемещения комбайна из условия обеспечения устойчивой работы электродвигателя привода резания исполнительного органа, м/мин;

$V_{\Pi}^{\text{теп}}$ – ограничения скорости подачи комбайна по условию не достижения перегрева электродвигателя привода резания шнека, м/мин;

$V_{\Pi}^{\text{заз}}$ – граничная скорость подачи, по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека (4.7), м/мин;

$V_{\Pi}^{\text{уст}}$ – ограничение скорости подачи комбайна по обеспечению устойчивости корпусной подсистемы комбайна в геотехнической системе «комбайн – конвейер – крепь – забой», м/мин;

$V_{\Pi}^{\text{чел}}$ – ограничение скорости подачи комбайна по условию возможного перемещения человека по очистному забою, м/мин;

$V_{\Pi}^{\text{конв}}$ – ограничение скорости подачи комбайна по условию транспортирования разрушенной горной массы скребковым конвейером, м/мин;

$V_{\Pi}^{\text{г.ф.}}$ – ограничение скорости подачи комбайна по газовому фактуру, м/мин.

При использовании данной ММ оптимизации часть ограничений может быть снята при условии, что соответствующие параметры будут обеспечены на следующих этапах проектирования комбайна. Например, если считать, что после выбора оптимальных структуры, конструктивных и режимных параметров будут

рассчитаны и, при необходимости, спроектированы заново привода резания и подачи, а также корпусная группа комбайна, следовательно, ограничения связанные с устойчивой и тепловой мощностью, устойчивостью корпусной группы комбайна и по тяговому усилию подсистемы перемещения могут быть исключены из ММ оптимизации.

Составляющими вектора постоянных проектирования являются горно-геологические и горнотехнические условия эксплуатации очистного комбайна в составе механизированного комплекса.

Таким образом, разработана математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами малых диаметров, позволяющая на основе метода свертывания критериев устанавливать рациональные геометрические параметры шнека, частоту его вращения и диаметр качалки редуктора привода резания в зоне окна выгрузки для обеспечения максимальной технической производительности комбайна при удовлетворительном уровне энергозатрат в заданных горно-геологических и горнотехнических условиях с учетом факторов, ограничивающих скорость перемещения.

5.2 Методика определения структуры и параметров очистных комбайнов

Определение параметров представляет собой задачу синтеза, в ходе решения которой производится поиск значения вектора переменных проектирования, обеспечивающего заданный уровень качества. Методика предусматривает выбор рациональных структуры и параметров очистного комбайна на основе выполнения следующих этапов (рисунок 5.1) [97]:

1. Задание исходных данных:

1.1 Диаметра $D_{ио}$ и ширины захвата B_3 шнека; диаметра ступицы $d_{ст}$, ширины отрезного диска B_d , толщины лопасти $\delta_{л}$, их число $N_{зах}$ и угол ее наклона $\alpha_{л}^{ст}$;

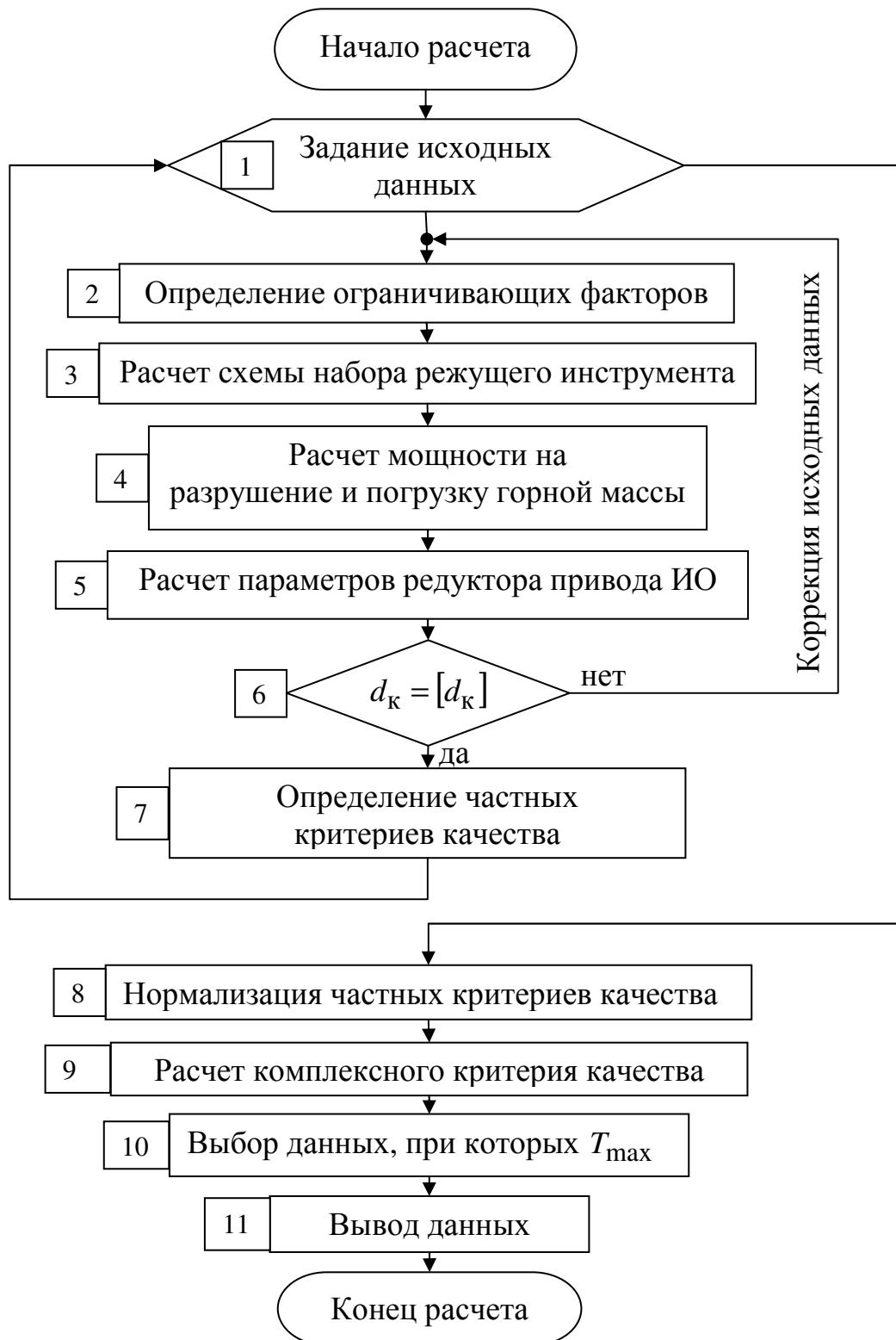


Рисунок 5.1. Алгоритм определения структуры и параметров очистных комбайнов

1.2 Средней мощности пласта $\bar{H}_{\text{пл}}$, хрупкопластических свойств E и средней сопротивляемости угля резанию \bar{A}_p ;

1.3 Диаметра рукояти качалки в зоне окна погрузки $[d_k]$;

1.4 Площади зазоров между корпусом комбайна и горным массивом $S_{\text{заз}}$;

1.5 Высоты рештака конвейера H_k , расстояние от разгрузочного торца шнека до полки рештака скребкового конвейера $l_{\text{тр}}$;

1.6 Предельной скорости резания по условию отсутствия искрообразования и повышенного износа резцового режущего инструмента $V_{\text{рез}}$.

2. Определение ограничивающих факторов:

2.1 Частоту вращения шнека $n_{\text{об}}$ исходя из обеспечения условия (5.2):

а) Отсутствия искрообразования и повышенного износа режущего инструмента:

$$n_{\text{об}}^{\text{рез}} \approx 19,1 \cdot V_{\text{рез}} \cdot D_{\text{ио}}^{-1}. \quad (5.4)$$

б) Отсутствия переброса горной массы выгружающей лопастью шнека, на основе анализа результатов исследований [38] по зависимости:

$$n_{\text{об}}^{\text{пер}} = 90 \cdot \sqrt{D_{\text{ио}}}^{-1}. \quad (5.5)$$

2.2 Скорости перемещения очистного комбайна $V_{\text{п}}$, до удовлетворения условия (5.3):

а) По вылету резца, [м/мин]:

$$V_{\text{п}}^{\text{рез}} = 0,01 \cdot n_{\text{об}} \cdot n_{\text{рез}} \cdot l_{\text{рез}} \cdot \sin(\theta) \cdot k_{\text{рез}}^{-1}, \quad (5.6)$$

где:

$k_{\text{рез}}$ – коэффициент радиального вылета резца [6, 7].

- б) По условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека, в зависимости от структурных параметров комбайна, по зависимости (4.6) или (4.7);
- в) По условию транспортирования разрушенной горной массы скребковым конвейером, [м/мин]:

$$V_{\pi}^{\text{конв}} = \frac{Q_{\text{конв}}}{H_{\text{пл.}} \cdot B_3 \cdot \rho}, \quad (5.7)$$

где:

$Q_{\text{конв}}$ – теоретическая производительность конвейера, т/мин.

- г) По условию возможности перемещения человека по забою, [м/мин]:

$$V_{\pi}^{\text{чел}} = k_{\alpha} \cdot k_{\text{упр}} \cdot V_{\text{чел}}, \quad (5.8)$$

где:

k_{α} , $k_{\text{упр}}$ – коэффициенты, учитывающие влияние изменения угла наклона пласти и управления комбайном на скорость перемещения человека в забое соответственно [81, 92];

$V_{\text{чел}}$ – скорость перемещения человека оператора по горизонтальному с разной высотой проходного сечения забою [81, 92], м/мин.

3. Расчет составляющих схемы набора режущего инструмента $\bar{P}_{\text{сх.н.}}$ осуществляется по методике [7] под удовлетворяющие условия (5.2) и (5.3) частоту вращения шнека и скорости перемещения комбайна соответственно.

4. Расчет мощности на разрушение и погрузку горной массы опережающим шнеком $P_{\text{ио}}$ и очистным комбайнов $P_{\text{ок}}$ осуществляется с использованием приведенной в разделе 3 комплексной математической модели.

5. Расчет диаметра редуктора привода исполнительного органа в зоне окна выгрузки по зависимости (4.1). Полученные расчетные значения диаметра рукояти качалки округляются до двух знаков после запятой.

6. Сравнение полученного значения диаметра рукояти качалки с $[d_K]$. Если значение диаметра рукояти качалки, полученное на 6-м этапе не равно $[d_K]$, то значение диаметра качалки, полученное по зависимости (4.1) присваивается в исходных данных. Повторение пунктов 2...6 до момента выполнения условия.

7. Определение частных критериев качества (технической производительности мощности (см. п. 5) удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы комбайном). Удельные энергозатраты на разрушение и погрузку горной массы очистным комбайнов W_{OK} определяются с использованием приведенной в разделе 3 математической модели. Техническая производительность комбайна определяется по зависимости (4.9) с учетом зависимостей (4.13) и (4.14).

Повторение пунктов 2...7 до момента окончания всех возможных вариантов переменных проектирования.

8. Нормализация частных критериев качества (технической производительности, мощности и удельных энергозатрат), т.е. приведение их к безразмерным величинам может быть осуществлена с помощью зависимости [96]:

$$\Delta_j(\bar{X}_n, \bar{C}) = \begin{cases} \frac{t_j(\bar{X}_n, \bar{C}) - t_j^{\min}}{t_j^{\max} - t_j^{\min}} & \text{при } t_j(\bar{X}_n, \bar{C}) \rightarrow \max; \\ \text{иначе } \frac{t_j(\bar{X}_n, \bar{C}) - t_j^{\max}}{t_j^{\max} - t_j^{\min}} & \end{cases}, \quad (5.9)$$

где:

$t_j(\bar{X}_n, \bar{C})$ – текущее значение соответствующего j -го частного показателя качества;

t_j^{\max} и t_j^{\min} – соответственно максимальное и минимальное значение рассматриваемого частного показателя качества.

9. Расчет комплексного критерия качества по зависимости (5.1).

10. Выбор из массива данных значений переменных проектирования, при которых комплексный критерий T максимальный.

11. Вывод рациональной структуры и параметров очистного комбайна, обеспечивающих максимальное значение комплексного критерия качества T .

5.3 Определение рациональных структуры и параметров очистного комбайна для заданных условий эксплуатации

Для апробации предложенной методики и разработанной математической модели оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов со шнеками малых диаметров были проведены модельные исследования в представительных для шахтопластов Донбасса горно-геологических условиях эксплуатации: средняя мощность пласта 0,85 м; уголь вязкий, сопротивляемостью разрушению 360 кН/м; плотность угля в массиве 1,35 т/м³. Моделировалась работа комбайна с погрузочным щитком с зазорами, с двух заходным шнеком, с постоянным шагом навивки лопасти.

Для расчета комплексного критерия качества машины требуется задание коэффициентов весомости частных показателей качества [98, 99, 100, 101, 102, 103, 104]. Основным макро уровневым параметром качества очистного комбайна является техническая производительность, характеризующая техническое совершенство и его потенциальных возможностей. Согласно проведенному в подразделе 1.1 анализу, масса (металлоемкость), а, следовательно, вписываемость в разрабатываемый пласт комбайна напрямую зависят от значения мощности на разрушение и погрузку горной массы опережающим шнеком, при этом от соотношения значений мощности и металлоемкости зависит ресурс комбайна. Удельные энергозатраты являются комплексным показателем, отражающим эффективность принятых конструктивных и режимных параметров очистного комбайна, при его эксплуатации в конкретных горно-геологических и горнотехнических условиях. Поэтому, значения коэффициентов весомости для технической производительности, мощности электродвигателя привода шнека и удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы принимались равными 0,5, 0,4 и 0,1 соответственно [98].

Как показали модельные исследования, максимальное значение комплексного критерия качества комбайна, эксплуатируемого в конкретных горно-геологических и горнотехнических условиях, в общем случае будут определяться накладываемыми ограничениями на скорость перемещения комбайна, которые разделим по следующим признакам: по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека; по скорости перемещения человека в забое; по технической производительности (например, по производительности забойного конвейера или по газовому фактору); по устойчивой мощности электродвигателя привода исполнительного органа. На рисунке 5.2 приведены значения комплексных критериев качества в зависимости от параметров очистного комбайна [98]. Результаты исследований показали, что в случае возникновения ограничений, некоторые сочетания значений диаметра и ширины захвата шнека не могут быть реализованы. Так, например, при ограничении скорости подачи комбайна по фактору скорости перемещения человека в забое $V_{\Pi} \leq V_{\Pi}^{\text{чел}}$ [81, 91, 92] (рисунок 5.2, б), применение шнеков диаметром 0,63 м с шириной захвата 0,9...0,7 м будет невозможным.

Анализ результатов оптимизации показывает, что:

- в случае ограничения скорости перемещения комбайна по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве опережающего исполнительного органа $V_{\Pi} \leq V_{\Pi}^{\text{зах}}$ (рисунок 5.2, а) повышение производительности на (28...14) % можно обеспечить путем уменьшения ширины захвата шнека с 0,9 м до 0,5 м, при этом ширина захвата оказывает более существенное влияние на производительность при меньших значениях диаметра исполнительного органа. Мощность на разрушение и погрузку горной массы с уменьшением ширины захвата шнека до 0,5 м снижается порядка 50 % в независимости от его диаметра, а удельные энергозатраты разрушения и погрузки горной массы очистным комбайном с уменьшением ширины захвата значительно снижаются в 2,0...1,8 раза соответственно при диаметре шнека с 0,63 м до 0,80 м. Максимальное значение комплексного критерия качества T достигается при работе комбайна со шнеком диа-

метром близким к средней мощности пласта с наименьшей из принятого диапазона шириной захвата;

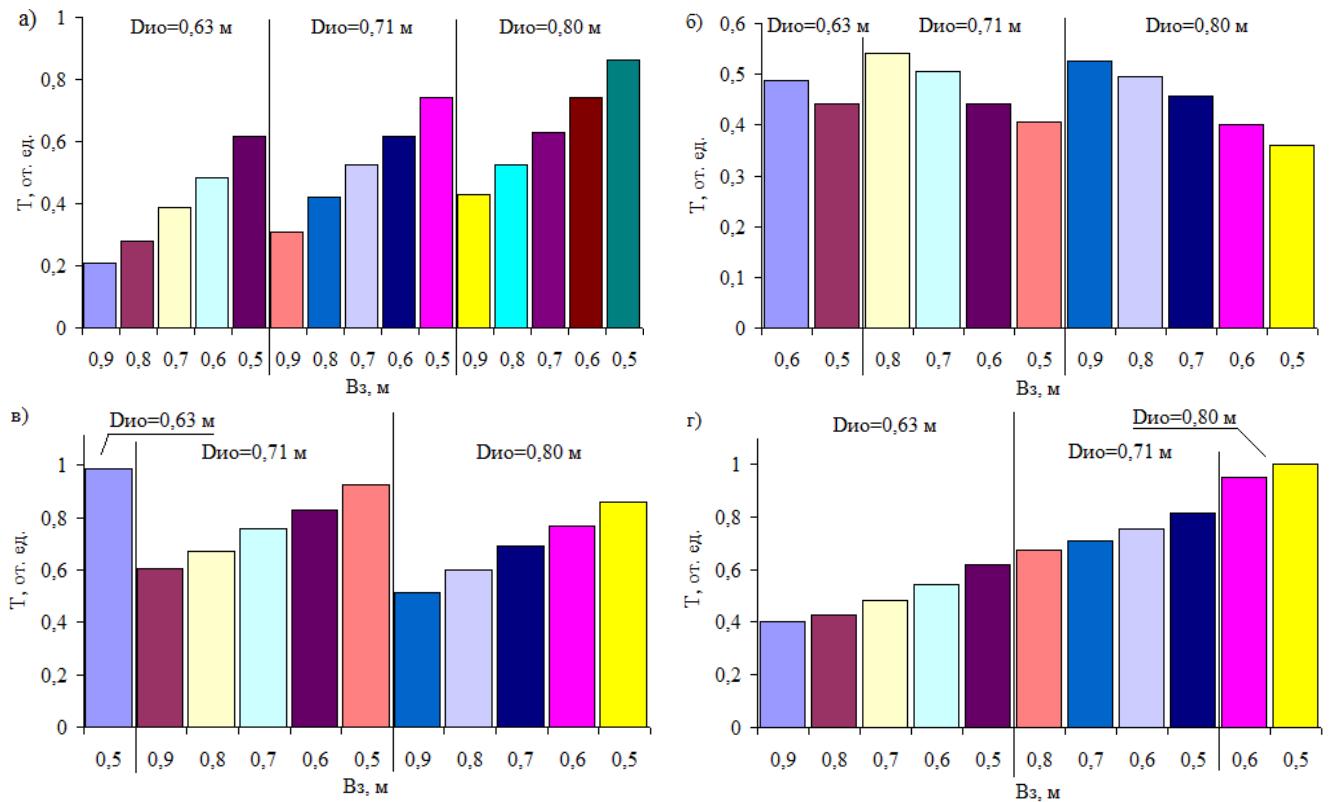


Рисунок 5.2. Результаты оптимизации параметров очистного комбайна с учетом ограничений: а) по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека; б) по скорости перемещения человека в забое; в) по технической производительности; г) по устойчивой мощности электродвигателя привода исполнительного органа

- при ограничении скорости перемещения комбайна по человеческому фактору $V_{\text{пп}} \leq V_{\text{пп}}^{\text{чел}}$ [81, 91, 92] (рисунок 5.2, б), с увеличением ширины захвата с 0,5 м до 0,9 м наблюдается существенный рост технической производительности до 57 %, но при этом имеет место увеличение мощности и удельных энергозатрат на разрушение и погрузку порядка 2,0 и 1,2 раза соответственно. Максимальное значение комплексного критерия качества T достигается при работе комбайна со шнеком диаметром 0,71 м с шириной захвата 0,8 м. При этом достигается близкое

к максимальному значению технической производительности, при снижении необходимой мощности электродвигателя привода исполнительного органа до 25 %;

- в случае ограничения по производительности комбайна (по газовому фактору $Q_{\text{тех}} \leq Q_{\text{тех}}^{\text{ГФ}}$ (рисунок 5.2, в), уменьшение ширины захвата с 0,9 м до 0,5 м при увеличении диаметра шнека с 0,71 м до 0,80 м приведет к снижению мощности на разрушение и погрузку горной массы опережающим шнеком порядка 50 % и снижению удельных энергозатрат работы комбайна на (67...65) % соответственно. Применение шнека диаметром 0,63 м с шириной захвата 0,5 м приведет к уменьшению энергоемкости процессов разрушения и погрузки мощности на опережающем шнеке порядка 35 %, что обуславливает наибольшее значение комплексного критерия качества T ;

- при ограничении по устойчивой мощности электродвигателя привода исполнительного органа $P_{\text{ио}} \leq P_{\text{ио}}^{\text{уст}}$ (рисунок 5.2, г), наблюдается аналогичная закономерность, как и при ограничении скорости подачи по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека. Уменьшение ширины захвата шнека с 0,9 м до 0,5 м при одновременном увеличении диаметра шнека с 0,63 до 0,80 м также приведет к значительному увеличению технической производительности порядка 1,9 раза и снижению удельных энергозатрат разрушения и погрузки горной массы комбайном порядка 3,2 раза, т.е. максимальное значение комплексного критерия качества T достигается при работе комбайна со шнеком диаметром близким к средней мощности пласта с наименьшей из принятого диапазона шириной захвата.

Таким образом, при выборе рациональных структуры и параметров очистных комбайнов на основе предложенной математической модели оптимизации с использованием приведенной в разделе 3 имитационной модели функционирования очистных комбайнов в условиях тонких пологих пластов необходимо учитывать конкретные горно-геологические и горнотехнические условия и связанные с ними ограничения. В общем случае максимальная техническая производительность при приемлемом уровне энергоемкости работы комбайна достигается со

шнеком диаметром близким к средней мощности пласта с наименьшей из принятого диапазона шириной захвата.

5.4 Выводы по разделу 5

1. Разработана методика и математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами малых диаметров позволяющая на основе предложенной в разделе 3 комплексной математической модели процесса разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров, устанавливать рациональные параметры шнека, частоту его вращения и диаметр качалки редуктора привода резания в зоне окна выгрузки, обеспечивающие максимальную техническую производительность комбайна при приемлемом уровне энергозатрат в заданных горно-геологических и горнотехнических условиях с учетом ограничивающих факторов скорости перемещения.
2. Максимальная техническая производительность при приемлемой энергоемкости достигается при работе комбайна с граничной скоростью перемещения по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека диаметром близким к средней мощности пласта с наименьшей из принятого диапазона шириной захвата.
3. В случае возникновения ограничений, связанных с горно-геологическими и горнотехническими условиями эксплуатации, необходимо рассматривать весь диапазон возможных значений диаметра и ширины захвата для установления их рационального сочетания, обеспечивающего наибольшую техническую производительность при приемлемой энергоемкости работы комбайна.

Основные научные результаты раздела опубликованы в работах соискателя [97, 98].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной научной работой, в которой решена актуальная научно-техническая задача, имеющая важное народнохозяйственное значение, заключающееся в повышении технической производительности и снижении энергоемкости работы очистных комбайнов нового технического уровня в условиях тонких пологих пластов, путем оптимизации структуры, конструктивных и режимных параметров подсистемы погрузки очистного комбайна, на основе установленных закономерностей комплексного влияния этих параметров на процессы разрушения и погрузки.

На основе результатов научных исследований, сформулированы следующие выводы:

1. Впервые предложены метод и методика обработки результатов экспериментальных исследований работы современных очистных комбайнов с индивидуальной подсистемой привода каждого исполнительного органа, позволяющие на основе значений действующих токов электродвигателей приводов резания определять энергоемкость процессов разрушения и погрузки горной массы шнековыми исполнительными органами малых диаметров.

2. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что мощность и удельные энергозатраты процесса погрузки с увеличением ширины захвата шнека возрастают тем интенсивнее, чем выше скорость перемещения очистного комбайна. Этот рост обусловлен началом процесса циркуляции разрушенной горной массы, при этом, чем больше ширина захвата шнека, тем раньше этот процесс начинается и интенсивнее протекает. Экспериментально получены регрессионные зависимости мощности $P_{\text{пог}}$ и удельных энергозатрат $W_{\text{пог}}$ погрузки отдельной горной массы шнеками малого диаметра с различной шириной захвата B_3 от скорости перемещения комбайна $V_{\text{п}}$ экспоненциального вида:

$$P_{\text{пог}}(V_{\text{п}}, B_3) = k_1 \cdot B_3 \cdot e^{k_2 \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}}}, \quad W_{\text{пог}}(V_{\text{п}}, B_3) = k_3 \cdot V_{\text{п}}^{-1} \cdot e^{k_2 \cdot B_3 \cdot V_{\text{п}}},$$

где: k_1 , k_2 , k_3 – коэффициенты регрессии, зависящие от конструктивных и режимных параметров очистного комбайна.

3. Разработана комплексная математическая модель процессов разрушения и погрузки горной массы очистными комбайнами со шнеками малых диаметров, учитывающая влияние горно-геологических условий, геометрических параметров исполнительного органа и схемы набора режущего инструмента, режимных параметров работы комбайна на процесс разрушения горного массива, характер заполнения рабочего пространства шнека отделенной горной массой, наличие на пути перемещения потока выгружаемой горной массы препятствия в виде корпуса поворотного редуктора, борта забойного конвейера, а также сопротивления окна выгрузки, объемное напряженное состояние выгружаемой горной массы на процесс погрузки отделенной горной массы, отличающаяся учетом влияния циркулирующей горной массы в рабочем объеме шнека на процесс погрузки.

4. Впервые разработана математическая модель формирования потоков погруженной, переброшенной, циркулирующей и оставшейся на почве пласта горной массы, позволяющая с учетом влияния структуры, конструктивных и режимных параметров очистного комбайна определять значения производительности погрузки и объемов горной массы в единицу времени переброшенной выгружающей лопастью исполнительного органа, циркулирующей в рабочем объеме опережающего шнека и остатка на почве пласта после его прохода.

5. Характер и особенности рабочего процесса погрузки в существенной мере зависят от значения скорости перемещения очистных комбайнов и их структурных параметров. При этом можно выделить три диапазона скоростей перемещения, отличающихся физической картиной процесса погрузки (1-й характеризуется свободной погрузкой; 2-й – перебросом непогруженной горной массы на нерабочую сторону шнека ввиду ограниченной площади окна выгрузки; 3-й – циркуляцией горной массы, обусловленной ограниченной пропускной способностью зазоров дополнительного погрузочного устройства) и отношением мощности процесса погрузки к мощности процесса разрушения (в 1-м и 2-м диапазонах - (9...44) %, в 3-м - (27...82) % в зависимости от свойств разрушаемого массива).

Оснащение очистных комбайнов зачистным лемехом или полноразмерным погрузочным щитком приводит к снижению остатка горной массы на почве пласта в 1,2...5,9 раза при интенсификации процесса циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека, что обуславливает отсутствие 2-го диапазона с уменьшением границы 1-го диапазона в 1,1...1,3 раза.

6. Предложена зависимость для определения технической производительности очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов, учитывающая затраты времени на вспомогательные технологические операции, обусловленные заштыбовкой шнека. Установлено, что техническая производительность очистных комбайнов нелинейно снижается в 1,5...1,7 раза с увеличением скорости перемещения, выше ее граничного значения до начала циркуляции разрушенной горной массы в рабочем пространстве шнека.

7. Максимальная техническая производительность при минимальной мощности и удельных энергозатратах разрушения и погрузки горной массы достигается применением погрузочных щитков с зазорами при работе комбайна с граничной скоростью перемещения по условию отсутствия циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека диаметром близким к средней мощности пласта с наименьшей из принятого диапазона шириной захвата.

8. Разработана методика и математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов под заданные горно-геологические и горнотехнические условия эксплуатации по критерию максимальной технической производительности при приемлемой энергоемкости процессов разрушения и погрузки горной массы, на основе установленных закономерностей комплексного влияния этих параметров на процессы разрушения и погрузки с учетом ограничивающих факторов. Установлено, что рациональные значения геометрических и режимных параметров и структуры комбайна обеспечат рост технической производительности в 1,1...2,1 раза, и снижение мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки в 1,3...1,5 и 1,3...2,3 раза соответственно.

9. Результаты диссертационной работы приняты ГУ «ДОНУГЛЕМАШ» в качестве научно-методической основы для совершенствования и создания очист-

ных комбайнов для тонких пологих пластов. Предполагается, что использование результатов исследований диссертационной работы позволит в перспективе повысить эффективность работы очистных комбайнов в составе механизированных комплексов в конкретных условиях эксплуатации при выемке тонких пологих пластов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. <https://www.sb.by/articles/v-spore-ne-nuzhno-davit-na-gaz.html>
2. Горбатов, П. А. Горные машины для подземной добычи угля [Текст] : учебное пособие для вузов / П. А. Горбатов [и др.] под общей ред. П. А. Горбатова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Донецк: Норд Компьютер, 2006. – 669 с.
3. Разработка теоретических основ оптимального проектирования горных выемочных машин как сложных динамико-энергетических систем [Текст] : отчет о НИР / Донецкий государственный технический университет. – Донецк, 1999. – 161 с. – № ГР 0197U009238; Инв. № 0200U003200.
4. Провести анализ современного состояния выемки пластов мощностью 0,8-1,1 м. [Текст] : отчет о НТР (промежуточный) / «Донгипроуглемаш». – Донецк, 2016, – 69 с.
5. Методика оценки и классификации показателей разрушаемости угольных пластов основных бассейнов СССР [Текст] : в 2 ч. / М.: ИГД им. А. А. Скочинского, 1978. Ч. 2: Классификация показателей разрушаемости углей и угольных пластов – М.: 1978. – 60 с.
6. Позин, Е. З. Разрушение углей выемочными машинами [Текст] : / Е. З. Позин, В. З. Меламед, В. В. Тон. ; под общ. ред. Е. З. Позина – М.: Недра, 1984. – 288 с.
7. КД 12.10.040-99. Изделия угольного машиностроения. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах (взамен ОСТ12.44.258-84) [Текст]. – Введ. 2000-01-01. – Донецк: Минуглепром Украины, 1999. – 75с.
8. Барон, Л. И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами [Текст] : / Л. И. Барон, Л. Б. Глатман, Е. К. Губенков – М.: Наука, 1968. - 218 с.
9. Зольность добываемого угля, как показатель технического уровня выемочных машин [Текст] / И. В. Косарев [и др.] // Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования. Сборник научных трудов ГП «Донгипроуглемаш» под общей редакцией канд. техн. наук В. В. Косарева, докт. техн. наук Н. И. Стадника – Донецк, 2008. – С. 286 - 293.

10. Бузило, В. И. Технология селективной отработки тонких угольных пластов [Текст] : моногр. / В. И. Бузило [и др.] – Д.: Национальный горный университет, 2012. – 138 с.
11. Гуляев, В. Г. Актуальность и проблемы создания автоматизированных струговых комплексов для безлюдной выемки пологих тонких угольных пластов Донецкого бассейна [Текст] / В. Г. Гуляев // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета» – Донецк, 2016. – №6. – С. 24 – 34.
12. Турук, Ю. В. Методы определения силовых и конструктивных параметров механизированных крепей струговых комплексов [Текст] : дис. ... докт. техн. наук : специальность: 05.05.06 «Горные машины» / Турук Юрий Владимирович. Новочеркасск, 2014. – 250 с
13. Хорин, В. Н. Техника для выемки тонких пластов [Текст] : / В. Н. Хорин // М., Недра, 1984. – 216 с.
14. Косарев, В. В. Украинская техника для угольных шахт [Текст] : / В. В. Косарев [и др.] под общей ред. В. В. Косарева // Донецк: АСТРО, 2008. – 321 с.
15. Косарев, И. В. Повышение производительности очистных комбайнов с вынесенной системой подачи [Текст] / И. В. Косарев // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета», 2016. – №6. – С. 12 – 18.
16. Нечепаев, В. Г. Механо-гидравлические шнековые системы выгрузки и транспортирования [Текст] : / В. Г. Нечепаев. – Донецк: ДонНТУ, 2005. – 215 с.
17. Миничев, В. Г. Угледобывающие комбайны. Конструирование и расчет [Текст] : / В. Г. Миничев. – М.: Машиностроение, 1976. – 248 с.
18. Бойко, Н. Г. Очистные комбайны для тонких пластов [Текст] : / Н. Г. Бойко. – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2010. – 476 с.
19. Мала гірнича енциклопедія [Текст] : у 3 т. / за ред. В. С. Білецького. – Д.: Східний видавничий дім, 2004 – 2013.
20. Бойко, Н. Г. Исполнительные органы очистных комбайнов для тонких пологих пластов [Текст] : / Н. Г. Бойко [и др.] – Донецк, «Донеччина», 1996. – 223 с.

21. Бойко, Н. Г. Погрузка угля очистными комбайнами [Текст] : / Н. Г. Бойко. – Донецк: РВА ДонНТУ, 2002. – 157 с.
22. Шабаев, О. Е. Методика определения удельных энергозатрат разрушения и погрузки очистных комбайнов для тонких пластов в реальных условиях эксплуатации [Текст] / О. Е. Шабаев, В. Г. Нечепаев, П. П. Зинченко, А. В. Мезников, А. В. Коваленко // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета». Донецк, 2017. – № 4. – С. 28 – 33.
23. Комбайн очистной УКД200-250. Руководство по эксплуатации. ГП «Донгипроуглемаш»
24. Комбайн очистной УКД200-500. Руководство по эксплуатации. ГП «Донгипроуглемаш»
25. Комбайн очистной УКД400. Руководство по эксплуатации. ГП «Донгипроуглемаш»
26. Позин, Е. З. Основы выбора и поддержания оптимальных режимов работы исполнительных органов угледобывающих комбайнов [Текст] : автореф. дис. ... докт. техн. наук : специальность: 05.05.06 «Горные машины» / Позин Евгений Залманович – Москва, 1968. – 48 с.
27. Берон, А. И. К методике исследования транспортирующей способности шнековых исполнительных органов комбайнов [Текст] : / А. И. Берон, З. З. Кальманович. – В кн.: Оптимизация режимов работы исполнительных органов угледобывающих машин. – М.: Наука, 1967. – С. 26 – 34.
28. Бойко, Н. Г. Теория рабочих процессов комбайнов для добычи угля из тонких пологих пластов [Текст] : дис. ... докт. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Бойко Николай Георгиевич – Москва, 1985. – 579 с.
29. Бойко, Н. Г. Выгрузка угля барабанным исполнительным органом очистного комбайна [Текст] / Н. Г. Бойко // Изв. вузов. «Горный журнал». 1983. – № 11. – С. 79 – 84.
30. Бойко, Н. Г. Формирование давления угля на лопасть при выгрузке его шнековым исполнительным органом очистного комбайна и частичном заполнении рабочего объема шнека [Текст] / Н. Г. Бойко // Изв. вузов. «Горный журнал». 1983. – № 12. – С. 59 – 61.

31. Бойко, Н. Г. Формирование давления угля при выгрузке его барабанным исполнительным органом очистного комбайна [Текст] / Н. Г. Бойко // Изв. вузов. «Горный журнал». 1984. – № 1. – С. 67 – 70.
32. Бойко, Н. Г. Силовая теория процесса выгрузки угля шнеками очистных комбайнов [Текст] / Н. Г. Бойко // Известия вузов. «Горный журнал». 1982. – № 12. – С. 66 – 71.
33. Бойко, Н. Г. Снижение неравномерности нагрузки у очистных комбайнов для тонких пластов со шнековыми исполнительными органами [Текст] / Н. Г. Бойко, В. Г. Шевцов, А. В. Болтян // Известия вузов. «Горный журнал». 1983. – № 5. – С. 64 – 66.
34. Бойко, Н. Г. Теория процесса выгрузки угля шнеками очистных комбайнов для тонких пластов [Текст] / Н. Г. Бойко // Известия вузов. «Горный журнал». 1982. – № 2. – С. 78 – 82.
35. Бойко, Н. Г. Геометрические параметры шнеков очистных комбайнов для тонких пластов [Текст] / Н. Г. Бойко // Известия вузов. «Горный журнал». 1982. – № 10. – С. 80 – 82.
36. Бойко, Н. Г. Повышение производительности комбайна со шнековым исполнительным органом для выемки тонких пластов [Текст] / Н. Г. Бойко [и др.] // Известия вузов. «Горный журнал». 1986. – № 1. – С. 85 – 87.
37. Берон, А. И. Исследование транспортирующей способности барабанных и шнековых исполнительных органов узкозахватных комбайнов [Текст] / А. И. Берон, Е. З. Позин, В. И. Кутовой // – В кн.: Горные машины и автоматика. – М.: Недра, 1966, вып. 2 – С. 23 – 44.
38. Нечепаев, В. Г. Исследование и определение параметров шнеков с переменным шагом очистных комбайнов для тонких пластов с целью повышения их погрузочной способности [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Нечепаев Валерий Георгиевич – Донецк, 1982. – 220 с.
39. Бубликов, А. В. Автоматизация процессов управления очистными комбайнами на основании моделирования работы шнека [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.13.07. «Автоматизация процессов управления» / Бубликов Андрей Викторович – Днепропетровск, 2010. – 15 с.

40. Ткачев, В. В. Использование имитационного моделирования для исследования системы автоматического управления добычным комбайном [Текст] : моногр. / В. В. Ткачев, А. В. Бубликов – МОН Украины, Нац. Гарн. Ун-т. – Д.: НГУ, 2015. – 182 с.
41. Малеев, Г. В. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов [Текст] : учебник для вузов / Г. В. Малеев [и. др.]. – М.: Наука, 1988. – 368 с.
42. Бойко, Н. Г. Погрузочная способность удлиненных шнеков очистных комбайнов для тонких пластов [Текст] / Н. Г. Бойко // Известия вузов. «Горный журнал». 1982. – № 9. – С. 76 – 80.
43. Пархоменко, А. И. Исследование и разработка способов повышения сортности добываемого антрацита шнековыми исполнительными органами выемочных машин [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Пархоменко Александр Иванович Москва, 1973. – 19 с.
44. Пархоменко, А. И. Промышленные испытания комбайна 1К101 и 2К52 с новыми исполнительными органами с шириной захвата 0,4 м. [Текст] / А. И. Пархоменко, А. С. Осташко, А. А. Кравченко // Журнал «Уголь», М., 1974. – №4 – С. 42 – 44.
45. Лиманский, А. В. Обоснование технических и технологических параметров выемки тонких пластов угля с применением быстроходной выемочной машины с малым захватом [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины», 25.00.22 «Геотехнология (подземная, открытая и строительная)» / Лиманский Александр Васильеви – Москва, 2007 г. – 20 с.
46. Дмитрак, Ю. В. Техника и технология малозахватной выемки твердых полезных ископаемых из маломощных пластов [Текст] / Ю. В. Дмитрак [и др.] // Отдельные статьи «Горного информационно-аналитического бюллетеня». – М.: Горная книга, 2011. – 16 с.
47. Ocena odciążenia jednoorganowego kombajnu ścinowego na podstawie badań analitycznych. Mgr inż. Lukasz Boloz Praca doktorska
48. Тарасевич, В. И. Повышение производительности выгрузки угля очистными комбайнами для тонких пластов со шнековыми исполнительными органами

[Текст] : дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Тарасевич Вадим Игнатьевич. – Донецк, 1979. – 190 с.

49. Тарасевич, В. И. Число заходов шнеков малого диаметра и его влияние на погрузку угля [Текст] / В. И. Тарасевич [и др.] // Научные труды Донецкого национального технического университета. Донецк: ДонНТУ, 2005. – Вып. 94. – С. 201 – 209. (сер. горно-электромеханическая).

50. Тарасевич, В. И. Высота борта забойного конвейера и ее влияние на параметры выгрузки угля шнеком малого диаметра [Текст] / В. И. Тарасевич [и др.] // Научные труды Донецкого национального технического университета. Донецк: ДонНТУ, 2005. – Вып. 94. – С. 190 – 200. (сер. горно-электромеханическая).

51. Зинченко, П. П. Тенденции повышения производительности очистных комбайнов для тонких пологонаклонных пластов [Текст] / П. П. Зинченко // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета». Донецк, 2019. – № 2. – С. 17 – 26.

52. Нечепаев, В. Г. Научные основы создания высокопроизводительных шнековых систем выгрузки угля очистных комбайнов [Текст] : дис. ... докт. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Нечепаев Валерий Георгиевич – Донецк, 2002. – 373 с.

53. Козырюков, Е. К. Экспериметальное исследование погрузочной способности шнека с перекрываемелями [Текст] / Е. К. Козырюков [и др.] // Сб. научных трудов «Вопросы механизации горных работ» Кемерово, КузПИ, 1972. – № 46. – С. 51 – 55.

54. Борисенко, А. А. Шнековые исполнительные органы угольных комбайнов с гибким элементом по контуру спирали [Текст] / А. А. Борисенко, В. В. Модинов // Научные основы установления рациональных параметров средств выемки и доставки полезных ископаемых. ИГД им. А.А. Скочинского – М., «Наука», 1969. – С. 54 – 56.

55. Гридин, Ю. А. Исследование и создание погрузочных устройств узкозахватных шнековых комбайнов на примере комбайна 2К-52 [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Гридин Юрий Андреевич – М.: 1972. – 20 с.

56. Коршунов, А. Н. Зависимость погрузочной способности шнекового исполнительного органа комбайна от расположения погрузочного щитка [Текст] / А. Н.

Коршунов, М. Т. Тагиров // В кн.: Механизация горных работ. Кемерово, КузПИ. 1967. – № 8. – С. 63 – 71.

57. Нгуен Кхак Линь Обоснование схемных и конструктивных решений погрузочно-транспортирующих устройств шнекового очистного комбайна [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Нгуен Кхак Линь. – Санкт-Петербург, 2020 – 167 с.

58. Отчет по научно-исследовательской работе «Измерения потребляемой мощности электродвигателей подачи и резания комбайна УКД400. ОПЭ «Шахта Красный партизан» ГП «СвердловАнтрацит»» 2010 г.

59. Протокол №05/13 от 20.08.2013 г. Результатов исследований испытаний по работе «Измерение энергетические параметров работы опытного образца очистного комбайна УКД200-500 в процессе приемочных испытаний в условиях шахты «Терновская» ПСП ШАУ «Павлоградское» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь». 2013 г.

60. Шабаев, О. Е. Экспериментальные исследования влияния ширины захвата шнекового исполнительного органа комбайна на эффективность процесса погрузки [Текст] / О. Е. Шабаев, П. П. Зинченко, А. В. Мезников // Горные науки и технологии. – 2019. – №2. – С. 90 – 103.

61. Протодьяконов, М. М. Распределение и корреляция показателей физических свойств горных пород: Справочное пособие / М. М. Протодьяконов [и др.] – М.: Недра, 1981. – 192 с.

62. ГОСТ 28600-90 Комбайны очистные. Основные параметры и размеры. Общие технические требования [Текст]. Введ. 1991-01-01. Изд-во стандартов, 1991. 7 с.

63. Моделирование разрушения углей режущими инструментами [Текст]. АН СССР, ИГД им. А.А. Скочинского. М., Наука. 1981. – 181 с.

64. Шевцов, В. Г. Снижение неравномерности нагрузки и повышение производительности комбайнов со шнековым исполнительным органом для тонких пологих пластов [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: специальность: 05.15.16. «Горные машины» / Шевцов Владимир Георгиевич – Донецк, 1997. – 298 с.

65. Бойко, Н. Г. Заполнение шнека очистного комбайна разрушенным углем [Текст] / Н. Г. Бойко [и др.] // Изв. вузов. «Горный журнал», 1980. №4. – С. 96 – 99.
66. Нечепаев, В. Г. Моделирование систем активной выгрузки угля очистных комбайнов [Текст] / В. Г. Нечепаев // Научные труды Донецкого национального технического университета. Донецк: ДонНТУ, 2005. – Вып. 99. – С. 171 – 178. (сер. горно-электромеханическая).
67. Бойко, Н. Г. Формирование рабочего объема шнека при выгрузке угля на конвейер [Текст] / Н. Г. Бойко [и др.] // Изв. вузов. «Горный журнал». 1981. – №4 – С. 78 – 80.
68. Тарасевич, В. И. Влияние резцов шнекового исполнительного органа на выгрузку угля из рабочего пространства шнека [Текст] / В. И. Тарасевич [и др.] // Научные труды Донецкого национального технического университета. Донецк: ДонНТУ, 2005. – Вып. 94. – С. 210 – 217. (сер. горно-электромеханическая).
69. Докукин, А. В. Выбор параметров выемочных машин. Научно-методические основы [Текст] : / А. В. Докукин [и др.] // М., изд-во «Наука». 1976. – 144 с.
70. Солод, В. И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов [Текст] : Учебник для вузов. / В. И. Солод [и др.]. М., Недра, 1982. – 350
71. Нечепаев, В. Г. Имитационная модель функционирования шнековых очистных комбайнов, предназначенных для выемки тонких пологонаклонных пластов [Текст] / В. Г. Нечепаев, О. Е. Шабаев, Е. Ю. Степаненко, П.П. Зинченко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: сб. научн. тр. – Донецк: ДонНТУ, 2019. – № 2 (65). Т.2. – С. 26 – 34.
72. Зенков, Р. Л. Механика насыпных грузов [Текст] : / Р. Л. Зенков // М., Машиностроение, 1964. – 251 с.
73. Шабаев, О. Е. Анализ процесса циркуляции угля в шнеках очистных комбайнов для тонких пологонаклонных пластов [Текст] / О. Е. Шабаев, В. Г. Нечепаев, П. П. Зинченко // Материалы 5-й международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса», 21-23 мая, г. Донецк. – Донецк: ДонНТУ, 2019. – Т.3. – С.138 – 142.

74. Тарасевич, В. И. Погрузочный щит и его влияние на выгрузку угля шнеками малого диаметра [Текст] / В. И. Тарасевич, А. В. Тарасевич // Вісті Донецького гірничого інституту. – №2, Донецк, 2005. – С. 164 – 171.
75. Тарасевич, В. И. Отставание угля от лопасти в площади окна выгрузки для шнека [Текст] / В. И. Тарасевич [и др.] // Научные труды Донецкого национального технического университета. Донецк: ДонНТУ, 2006. – Вып. 104. – С. 211 – 218. (сер. горно-электромеханическая).
76. Бойко, Н. Г. Скольжение угля при выгрузке его шнеками очистных комбайнов [Текст] / Н. Г. Бойко [и др.]. // Изв. Вузов. «Горный журнал». 1984. – №5 – С. 58 – 61.
77. Альшиц, Я. И. Стенд для исследования производительности и энергозатрат при погрузке угля на конвейер шнековыми исполнительными органами угольных комбайнов [Текст] / Я. И. Альшиц [и др.]. // Сб. «Разработка месторождений полезных ископаемых», Киев, «Техніка», 1973. – №32. – С. 6 – 10.
78. Альшиц, Я. И. Стенд для исследования производительности и энергозатрат при погрузке угля шнековыми исполнительными органами очистных комбайнов [Текст] / Я. И. Альшиц [и др.]. // Научно-технический реферат сб. «Угольное машиностроение». М., ЦНИЭИуголь, 1977. – вып. 1 – С. 10 – 12.
79. Разработать исходные данные для проектирования шнековых исполнительных органов комбайна К103 и параметров, определяющих его устойчивость на конвейере [Текст] : отчет НИР (заключительный) / Донецк. Политехн. Ин-т; рук. Альшиц Я. И., исполн.: Бойко Н. Г. [и др.]. – Донецк, 1977. – 92 с. – № ГР 770034194. – Инв. № Б660354.
80. Морозов, В. И. Очистные комбайны: Справочник [Текст] : В. И. Морозов, В. И. Чуденков, Н. В. Сурина // под общей ред. В.И. Морозова. – М.: Издательство МГГУ, 2006. – 650 с.
81. Горбатов, П. А. Выемочные комбайны нового поколения как энергетические системы мехатронного класса [Текст] : / П. А. Горбатов [и др.] // под общей ред. П. А. Горбатова. – Донецк, «Ноулидж», 2010. – 176 с.
82. Система подачи комбайна вынесенная ВСПК. Руководство по эксплуатации ОАО «Харьковский машиностроительный завод «Свет шахтера»».

83. Кондрахин, В. П. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов. [Текст] : / В. П. Кондрахин, В. В. Косарев, Н. И. Стадник // под общей ред. В. П. Кондрахина. – Донецк: Технопарк ДонНТУ, УНИТЕХ, 2010. – 257 с.
84. Шабаев, О. Е. Установление зависимости погрузочной способности шнековых очистных комбайнов от их режимных параметров на основе модельных и натурных экспериментов [Текст] / О. Е. Шабаев, В. Г. Нечепаев, Е. Ю. Степаненко, П. П. Зинченко // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета». Донецк, 2019. – № 3 – С. 42 – 51
85. Шабаев, О. Е. Оценка влияния скорости подачи очистного комбайна на эффективность погрузки горной массы шнековыми исполнительными органами [Текст] / О.Е. Шабаев, И.И. Бридун, П.П. Зинченко // Проблемы горного дела: Донецк: ДОННТУ, 2020. – С. 71 – 76.
86. Шабаев, О. Е. Влияние дополнительных погрузочных устройств на производительность очистных комбайнов со шнеками малых диаметров [Текст] / О.Е. Шабаев И. И. Бридун, П. П. Зинченко // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики, 16-я международная конференция по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. В 2 т. Т.1:. Тула: Изд-во ТулГУ, 2020. – С 187 – 194
87. Шабаев, О. Е. К определению технической производительности очистных комбайнов работающих в условиях тонких и весьма тонких пологонаклонных пластов [Текст] / О. Е. Шабаев, В. Г. Нечепаев, Е. Ю. Степаненко, П. П. Зинченко // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета». Донецк, 2019. – № 4. – С. 44 – 52
88. Шабаев, О. Е. Обоснование параметров шнекового исполнительного органа очистных комбайнов для тонких пластов [Текст] / О. Е. Шабаев, П. П. Зинченко, Е. Ю. Степаненко, И. И. Бридун // Системы управления электротехническими объектами: сб. научных трудов седьмой Всероссийской научно-практической конференции. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2018. – Вып. 8. – С. 83-88.
89. Шабаев, О. Е. Методика определения оптимальной ширины захвата шнекового исполнительного органа очистных комбайнов [Текст] / О. Е. Шабаев, В. Г.

Нечепаев, П. П. Зинченко // Машиностроение и техносфера XXI века Донецк: ДонНТУ, 2018. Т. 2 – С. 237 – 243.

90. Шабаев, О. Е. Оценка влияния ширины захвата шнекового исполнительно-го органа очистного комбайна для тонких пологих пластов на энергетические параметры машины [Текст] / О. Е. Шабаев, Е. Ю. Степаненко, П. П. Зинченко // Инновационные перспективы Донбасса. Т. 3. Инновационные технологии проектирования, изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов. ДонНТУ, г. Донецк, 2018 г. С. 47 – 50.

91. Сургай, Н. С. Производительность очистных комбайнов нового технического уровня и пути ее повышения [Текст] / Н. С. Сургай, В. В. Виноградов, Ю. И. Кияшко // – Журнал «Уголь» Украины, 2001. – №6. – С. 3 – 5.

92. Маремуха, А. Н. О максимально возможных скоростях подачи очистных комбайнов с ручным управлением [Текст] / А. Н. Маремуха, В. А. Шиманко // Автоматизация горных машин. М., Недра (МУП СССР, НПО «Автоматгормаш»), 1976. – С. 40 – 43.

93. Проектирование и надежность средств комплексной механизации. Гетопанов В.Н., Рачек В.М.: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1986. – 208 с.

94. Методические документы по определению нагрузок на очистные забои угольных шахт. М., изд. ИГД им. А.А. Скочинского, 1980.

95. Семенченко, А. К. Научные основы многокритериального синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры [Текст] : дис. ... докт. техн. наук: специальность: 05.05.06. «Горные машины» / Семенченко Анатолий Кирилович – Донецк, 1997. – 360 с.

96. Почтман, Ю. М. Модели и методы многокритериальной оптимизации конструкций. Учебное пособие. [Текст] : / Ю. М. Почтман // ДГУ, 1984. – 132 с.

97. Шабаев, О. Е. Методика выбора параметров очистных комбайнов со шнеками малых диаметров применительно к заданным горно-геологическим условиям [Текст] / О. Е. Шабаев, В. Г. Нечепаев, П. П. Зинченко // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета». – 2020. – №3. – С. 43 – 51.

98. Шабаев, О. Е. Обоснование рациональных структуры и параметров очистных комбайнов со шнеками малых диаметров [Текст] / О. Е. Шабаев, В. Г. Нечепаев, П. П. Зинченко // Международный научно-технический журнал «Вестник Донецкого национального технического университета». – 2021. – №1. – С. 20-28.
99. Батищев, Д. И. Многокритериальный выбор с учетом индивидуальных предпочтений [Текст] : / Д. И. Батищев, Д. Е. Шапошников // ИПФ РАН. Нижний Новгород, 1994. – 92 с.
100. Лотов, А. В. Многокритериальные задачи принятия решений: учебное пособие [Текст] : / А. В. Ломов, И. И. Поспелова // М., МАКС Пресс, 2008. – 197 с.
101. Шатохина, Н. В. Анализ подходов к решению многокритериальной задачи поиска вариантов развития предприятия [Текст] / Н. В. Шатохина, Е. М. Реутова // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии, 2009. – № 49. – С. 179 – 184
102. Фетисова, Е. П. Типологические аспекты многокритериального выбора вариантов: монография [Текст] : / Е. П. Фетисова, Т. В. Кораблина, Ю. А. Соловьёва // СибГИУ. – Новокузнецк, 2003. – 118 с.
103. Анохи, А. М. Методы определения коэффициентов важности критериев [Текст] / А. М. Анохин [и др.] // Автоматика и телемеханика, 1997, № 8. – С. 3 – 35
104. Глотов, В. А. Экспертные методы определения весовых коэффициентов [Текст] / В. А. Глотов, В. В. Павельев // АиТ. 1976, № 12 – С. 95 – 107

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Математические модели процессов разрушения и подгрузки горной массы шнеками малых диаметров

А.1 Математическая модель разрушения горной массы резцовым режущим инструментом

Математическая модель процесса разрушения угля резцовым режущим инструментом основана на общепринятой теории резания углей [6, 7, 24, 61]. Модель процесса разрушения угля резцовым режущим инструментом в интегрированном виде запишется как:

$$\begin{cases} \bar{h} = f(\alpha, \bar{P}_{\text{сх.н}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{реж}}), \bar{t} = f(\bar{P}_{\text{сх.н}}), \\ \bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{рез}} = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{сх.н}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, \bar{P}_{\text{реж}}, \bar{h}, \bar{t}); \\ \bar{F}_Z = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{сх.н}}, \bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{реж}}, \bar{h}, \bar{t}); \\ \begin{cases} \bar{P}_{\text{рез}}^{\text{опер}} \\ \bar{P}_{\text{рез}}^{\text{отст}} \end{cases} = f(\bar{F}_Z, \bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{реж}}) \end{cases}$$

где:

$\bar{P}_{\text{пл}}(\bar{H}_{\text{пл}}, \bar{A}_p, E, \rho, \gamma, f_{y.y.}, f_{y.ct.})$ – вектор горно-геологических параметров разрушаемого угольного пласта (см. п.п. 3.2);

$\bar{P}_{\text{рез}}(l_{\text{рез}}, \theta_{\text{рез}}, d_{\text{рез}}, \alpha_{\text{рез}}, \delta_{\text{рез}})$ – вектор параметров используемого режущего инструмента (см. п.п. 3.2);

$\bar{P}_{\text{сх.н.}}(\gamma_{\text{рез}}, t_{\text{рез}}, \beta_{\text{рез}}, n_{\text{рез}})$ – вектор параметров схемы набора исполнительного органа (см. п.п. 3.2);

$\bar{P}_{\text{ио}}(D_{\text{ио}}, d_{\text{ct}}, \alpha_{\text{л}}^{\text{ct}}, B_3, B_{\text{д}}, \delta_{\text{л}}, N_{\text{зах}})$ – вектор геометрических параметров исполнительного органа (см. п.п. 3.2);

$\bar{P}_{\text{реж}}(n_{\text{об}}, V_{\text{п}})$ – вектор режимных параметров работы комбайна (см. п.п. 3.2);

\bar{h} – вектор функции значений толщины стружки, м;

\bar{t} – ширина стружки, см;

$\bar{P}_{\text{коef}}^{\text{рез}}$ – вектор вспомогательных коэффициентов, используемых при определении сил резания;

\bar{F}_Z – вектор функции определения сил на резцах от разрушения, Н;

$\bar{P}_{\text{рез}}^{\text{опер}}$, $\bar{P}_{\text{рез}}^{\text{отст}}$ – вектор функции мощности на разрушение горного массива опережающим и отстающим исполнительными органами соответственно, кВт.

Толщина стружки определяется для каждого i -го резца в j -м положении k -го шнекового исполнительного органа. Согласно [16, 47] значение $h_{i,j}^k$ может быть определено по зависимости:

$$h_{i,j}^k = h_{\max} \cdot \sin \alpha_{i,j} + \frac{D_{\text{ио}}}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_{\text{ио}}}{2}\right)^2 - h_{\max}^2 \cdot \cos^2 \alpha_{i,j}}, \quad [\text{м}]$$

где:

h_{\max} – максимальная толщина стружки, м/об.

$\alpha_{i,j}$ – угол между началом отчета и i -м резцом в j -м положении исполнительного органа, град.

Значение ширины стружки определяется для каждого i -го резца, по зависимости [7]:

$$t_i = \begin{cases} \text{для кутковых и крайних кутковых резцов} \\ 0,5 \cdot (t_{\text{рез}i} + d_{\text{рез}i,j}) \cdot \cos \beta_{\text{рез}i} \\ \text{для забойных резцов} \\ 0,5 \cdot (t_{\text{рез}i} + t_{\text{рез}i+1}) \end{cases}, \quad [\text{см}]$$

В состав вектора вспомогательных коэффициентов, используемых при определении сил резания входят коэффициенты ослабления горного массива опережающим органом k_{oc}^k , сопротивления пласти резанию f' , пропорциональности между силами подачи на остром и затупленном резцах $C_{i,j}^{\Pi}$, отжима горного мас-

сива $k_i^{\text{от}}$, влияния кинематического заднего угла резания $k_{i,j}^y$, формы передней кромки k_i^ϕ , обнажения забоя $k_{i,j}^{3,k}$, влияния типа резцового режущего инструмента $k_{i,j}^{\text{п.п.}}$.

Коэффициент ослабления массива k -м исполнительным органом выбирается согласно [7 с. 49].

Значение коэффициента сопротивления пласти резани, согласно [7 с. 42] находится в диапазоне $f' = 0,38 \dots 0,44$, при этом меньшие значения принимают для пластов с более высокой сопротивляемостью резанию.

Значение коэффициента пропорциональности между силами подачи на затупленном и острым i -м резцах в j -м положении шнека определяется согласно [7 с. 43]:

$$C_{i,j}^{\text{п.п.}} = \frac{0,75 \cdot (8 \cdot S_i^3 + b_{\text{рез } i,j} + 3)}{\sqrt{100 \cdot h_{i,j}^k \cdot (b_{\text{рез } i,j} + 3) \cdot (S_i^3 + 0,1 \cdot b_{\text{рез } i,j})}},$$

здесь:

S_i^3 – проекция площадки затупления i -го резца на плоскость резания, см^2 ;

$b_{\text{рез } i,j}$ – расчетная ширина режущей части i -го резца в j -м положении исполнительного органа [7 с. 38 табл. 2], см.

Коэффициент отжима в зоне разрушения горного массива i -м резцом с учетом влияния механизированной крепи определим по зависимости [7 с. 16]:

$$k_i^{\text{от}} = 1 + \frac{0,25 \cdot E}{E - 0,8} - \frac{1,1}{(B_i^3 / \bar{H}_{\text{пл}} + 1)^2},$$

где:

B_i^3 – расстояние от обнаженной поверхности забоя к i -му резцу, м.

Коэффициент влияния кинематического угла резания i -го резца в j -м положении шнека на удельную энергоемкость резания при $\delta^k \geq 60^\circ$ [7 с. 40]:

$$k_{i,j}^y = 0,012 \cdot \left(\delta_{\text{рез } i,j} - \arctg \left(\frac{V_{\Pi}}{\pi \cdot D_{\text{ио}} \cdot n_{\text{об}}} \right) \cdot \sin \alpha_{i,j} \right) + \frac{0,42 \cdot E}{E + 3,45}.$$

Коэффициент влияния формы передней поверхности режущей части резца на силу резания, согласно [7 с. 41] принимается равным: 1 – при плоской передней поверхности; 1,1-1,5 – при овальной и плоско-клиновидной поверхностях; 1,2-1,6 – при клиновидной поверхности; большие значения должны соответствовать большей выпуклости передней поверхности;

Значение коэффициента обнажения для крайних кутковых и кутковых резцов принимается в пределах $1,10 \div 1,25$, причем большие значения принимаются при малой степени хрупкости [7 с. 40]. Для забойных резцов коэффициент обнажения забоя определяется по зависимости [7 с. 40]:

$$k_{i,j}^{3,k} = \begin{cases} \left[1 + 1,6 \cdot \left(\frac{t_i}{t_{\text{опт}}} - 1 \right)^2 \right] \cdot 0,25 + \frac{0,66}{100 \cdot h_{i,j}^k + 1,3} & \text{при } t_i \leq t_{\text{опт}} \\ \text{иначе} & \left[1 + 21 \cdot h_{i,j}^k \cdot \left(\frac{t_i}{t_{\text{опт}}} - 1 \right) \right] \cdot 0,25 + \frac{0,66}{100 \cdot h_{i,j}^k + 1,3} \end{cases},$$

здесь:

$t_{\text{опт}}$ – оптимальная ширина резания [7 с. 21], см.

Коэффициент влияния поворотного резца на силу резания можно определить по зависимости [7 с. 41]:

$$K_{i,j}^{\Pi,p} = \left(1,15 + 0,02 \cdot \beta_{\text{рез } i} \right) \cdot \left[\left(1,07 \cdot d_{\text{рез } i} - 0,44 \right) \cdot \left(\frac{0,75 \cdot d_i^6}{l_i^k \cdot \operatorname{tg}(0,5 \cdot \gamma_i^k)} - 1 \right) + 1 \right],$$

где:

d_i^6 – диаметра буртика на державке резца, см;

l_i^k – и конструктивный вылет твердосплавного керна, см;

γ_i^k – угол заострения керна, град.

Сила резания на i -м затупленном резце в j -м положении k -го шнекового исполнительного органа, определяется по зависимости, [2, 6, 7]:

$$F_{Z_{i,j}^k} = Z_{i,j}^{0,k} \cdot \left[1 + \frac{0,6 \cdot E \cdot f'}{(E - 0,6) \cdot \sqrt{100 \cdot h_{i,j}^k}} \cdot \left(\frac{9}{\alpha_{i,j}^k + 2} + C_{i,j}^{\Pi} \cdot S_i^3 - 0,75 \right) \right], \text{ [Н]}$$

где:

$Z_{i,j}^{0,k}$ – сила резания на остром i -м резце в j -м положении k -го исполнительного органа со значением кинематического заднего угла равным $\alpha^k = 10^\circ$, Н;

нагрузка на резец $F_{Z_{i,j}^k}$ – сила резания на затупленном i -м резце в j -м положении k -го исполнительного органа со значением кинематического заднего угла равным $\alpha^k = 10^\circ$, Н;

$\alpha_{i,j}^k$ – кинематический задний угол резца [7 с. 42], град.

Сила резания на остром i -м резце в j -м положении k -го исполнительного органа с кинематическим задним углом $\alpha^k = 10^\circ$, может быть определена по зависимости [7 с. 37]:

$$Z_{i,j}^{0,k} = 10 \cdot \bar{A}_p \cdot k_i^{\text{от}} \frac{0,35 \cdot d_{\text{рез } i,j} + 0,3}{d_{\text{рез } i,j} + E \cdot \sqrt{100 \cdot h_{i,j}^k} \cdot \cos \beta_{\text{рез } i}} \times \dots \times 100 \cdot h_{i,j}^k \cdot t_i \cdot k_{i,j}^{3,k} \cdot k_{i,j}^y \cdot k_i^\phi \cdot k_{i,j}^{\Pi,p}, \text{ [Н]}$$

Мощность на разрушение горной массы резцовым режущим инструментом k -го исполнительного органа может быть определена по зависимости [7 с. 51]:

$$P_{\text{рез}}^k = \frac{k_{\text{oc}}^k \cdot \sum_{j=1}^K \sum_{i=1}^{n_p} F_{Z_{i,j}^k} \cdot \pi \cdot D_{\text{ио}} \cdot n_{\text{об}}}{K \cdot 60000}, \text{ [кВт]}$$

где:

K – число рассматриваемых положений исполнительного органа;

n_p – количество резцов, одновременно контактируемых с забоем, шт;

А.2 Математическая модель разрушения и накопления горной массы в рабочем объеме шнека

При определении объема разрушенной и накопленной горной массы приняты следующие допущения [38]:

- режим работы комбайна – установившийся, частота вращения постоянная;
- перемещение комбайна: при вынесенной системе подачи – синхронизированные автоколебания по низкой частоте, формируемые на исполнительном органе комбайна внешним возмущением; при встроенной системе подачи с БПС – равномерное. Тогда, максимальная площадь среза в функции угла поворота шнека – величина постоянная;
- площадь среза забойной и кутковой групп резцов одинакова (это допущение имеет место, когда количество резцов в линиях резания указанных групп одинаково. В противном случае имеет место равенство не площадей среза, а массы отделенного угля за оборот шнека).

За начало отсчета угла поворота шнека примем такое его положение, при котором рассматриваемая опережающая лопасть уже разрушила некоторый объем горной массы и совершила поворот на угол, соответствующий моменту вхождения в контакт с массивом отстающей лопасти, которая будет осуществлять транспортировку и выгрузку разрушенной горной массы.

Математическая модель разрушения и накопления горной массы в рабочем пространстве шнека как функция его поворота согласно [18, 20, 21, 38 с. 48, 64] может быть изображена в виде:

$$V_y = f(\bar{P}_{\text{реж}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \varphi, \bar{h}).$$

Отделяемый опережающей лопастью и накапливаемый в рабочем пространстве шнека объем горной массы как функция угла поворота φ в принятой системе отсчета определяется по зависимости [38, 48, 64, 65]:

$$V_y(\varphi) = \begin{cases} 0 \leq \varphi < (2 \cdot C_{\text{ш}} - 1) \cdot \pi \\ N_1 \cdot \int_0^{\pi} f_0(\varphi, \psi) \cdot h(\psi) d\psi + N_2 \cdot \int_0^{\pi} h(\psi) d\psi \\ (2 \cdot C_{\text{ш}} - 1) \cdot \pi \leq \varphi < 2 \cdot \pi \cdot C_{\text{ш}} \\ N_1 \cdot \int_{\varphi - (2 \cdot C_{\text{ш}} - 1) \cdot \pi}^{\pi} f_0(\varphi, \psi) \cdot h(\psi) d\psi + N_2 \cdot \int_0^{\pi} h(\psi) d\psi + N_3 \cdot \int_0^{\varphi - (2 \cdot C_{\text{ш}} - 1) \cdot \pi} h(\psi) d\psi \end{cases}, [\text{м}^3]$$

где:

$$N_1 = \frac{D_{\text{ио}}}{2} \cdot \frac{n_{\text{рез}}}{N_3} \cdot k_p, \text{ м}; N_2 = \frac{D_{\text{ио}}}{2} \cdot k_d \cdot B_d \cdot k_p, \text{ м}^2; N_3 = N_1 \cdot (B_3 - B_d);$$

ψ – переменная интегрирования, рад;

k_d – коэффициент, учитывающий часть отделенной от забоя горной массы отрезным диском, попадающей в межлопасное пространство шнека;

$C_{\text{ш}} = \frac{B_3 - B_d}{\pi \cdot d_{\text{ст}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}}}$ – конструктивный параметр, отражающий занимаемую лопастью часть исполнительного органа [18, 20, 21 и др.];

$f_0(\varphi, \psi)$ – уравнение расположения резцового режущего инструмента на опережающей лопасти шнека. Согласно [48 с. 25, 64] для шнеков имеющих постоянный шаг навивки лопасти уравнение расположения резцового инструмента в принятой системе координат выражено зависимостью:

$$f_0(\varphi, \psi) = 0,5 \cdot D_{\text{ио}} \cdot (\varphi + \pi - \psi) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ио}}, [\text{м}]$$

здесь:

$\alpha_{\text{л}}^{\text{ио}}$ – угол наклона лопасти шнека по вершинам резцов, град.

A.3 Математическая модель формирования рабочего объема шнека

Под рабочим объемом шнека согласно [18, 20, 66] понимается межлопастное пространство, ограниченное:

- разрушающим массивом с рабочей стороны шнека;
- разрушенной горной массой, находящейся между корпусом редуктора привода резания, вынесенного на забой, и шнеком с нерабочей стороны;
- почвой или частью неразрушенного пласта и воображаемыми радиальными плоскостями, отклоненными на соответствующие углы относительно оси Y. Ввод воображаемых ограничивающих плоскостей обусловлен циркуляцией горной массы в рабочем пространстве шнека при перемещении его в направлении выгрузки [18, 21, 28, 38].

Математическая модель формирования рабочего объема шнека как функция угла поворота приведена в [18, 20, 21, 38 с. 35].

$$V_p = f(\bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \varphi, V_{\text{ц.об}}).$$

Зависимость для определения рабочего объема с учетом циркуляции разрушенной горной массы как функция угла поворота шнека в принятой системе отсчета имеет вид:

$$V_p(\varphi) = \begin{cases} 0 \leq \varphi \leq \phi_0 + \Psi_{\text{п.1}} - 0,5 \cdot \pi \\ E \cdot \left[\int_{-(\pi - \phi_0)}^{0,5 \cdot \pi + \Psi_{\text{п.2.}} + \varphi} f_2(\psi) d\psi - \int_0^{0,5 \cdot \pi + \Psi_{\text{п.2.}} + \varphi} f_1(\psi) d\psi \right] - V_{\text{п.об}} \\ \phi_0 + \Psi_{\text{п.1}} - 0,5 \cdot \pi < \varphi \leq (2 \cdot C_{\text{III}} - 1,5) \cdot \pi - \Psi_{\text{п.2.}} \\ E \cdot \left[\int_{0,5 \cdot \pi - \Psi_{\text{п.1}} - \varphi}^{0,5 \cdot \pi + \Psi_{\text{п.2.}} + \varphi} f_2(\psi) d\psi - \int_0^{0,5 \cdot \pi + \Psi_{\text{п.2.}} + \varphi} f_1(\psi) d\psi \right] - V_{\text{п.об}} \\ (2 \cdot C_{\text{III}} - 1,5) \cdot \pi - \Psi_{\text{п.2.}} < \varphi \leq \Psi_{\text{п.1}} + 0,5 \cdot \pi \\ E \cdot \left[M_1 + \int_{\varphi - 0,5 \cdot \pi - \Psi_{\text{п.1}}}^{(2 \cdot C_{\text{III}} - 1) \cdot \pi} f_2(\psi) d\psi - \int_0^{\varphi + 0,5 \cdot \pi + \Psi_{\text{п.2.}}} f_1(\psi) d\psi \right] - V_{\text{п.об}} \\ \Psi_{\text{п.1}} + 0,5 \cdot \pi < \varphi \leq (2 \cdot C_{\text{III}} - 0,5) \cdot \pi - \Psi_{\text{п.2.}} \\ E \cdot \left[M_1 + \int_{\varphi - 0,5 \cdot \pi - \Psi_{\text{п.1}}}^{(2 \cdot C_{\text{III}} - 1) \cdot \pi} f_2(\psi) d\psi - \int_{\varphi - 0,5 \cdot \pi - \Psi_{\text{п.1}}}^{\varphi + 0,5 \cdot \pi + \Psi_{\text{п.2.}}} f_1(\psi) d\psi \right] - V_{\text{п.об}} \\ (2 \cdot C_{\text{III}} - 0,5) \cdot \pi - \Psi_{\text{п.2.}} < \varphi \leq (2 \cdot C_{\text{III}} - 0,5) \cdot \pi + \Psi_{\text{п.1}} \\ E \cdot \left[(B_3 - B_{\Delta}) + \int_{\varphi - 0,5 \cdot \pi - \Psi_{\text{п.1}}}^{(2 \cdot C_{\text{III}} - 1) \cdot \pi} f_2(\psi) d\psi - \int_{\varphi - 0,5 \cdot \pi - \Psi_{\text{п.1}}}^{2 \cdot C_{\text{III}} \cdot \pi} f_1(\psi) d\psi \right] - V_{\text{п.об}} \\ (2 \cdot C_{\text{III}} - 0,5) \cdot \pi + \Psi_{\text{п.1}} < \varphi \leq (2 \cdot C_{\text{III}} + 0,5) \cdot \pi + \Psi_{\text{п.1}} \\ E \cdot \left[M_2 + \varphi - \int_{\varphi - 0,5 - \Psi_{\text{п.1}}}^{2 \cdot C_{\text{III}} \cdot \pi} f_1(\psi) d\psi \right] - V_{\text{п.об}} \end{cases} \quad [\text{м}^3]$$

где:

$$E = \frac{D_y^2 - d_{\text{ct}}^2}{N_{\text{sax}} \cdot 4}, \text{ м}^2; M_1 = (B_3 - B_{\Delta}) \cdot [\varphi + \Psi_{\text{п.2.}} - (2 \cdot C_{\text{III}} - 1,5) \cdot \pi], \text{ м};$$

$$M_2 = (B_3 - B_{\Delta}) \cdot [\Psi_{\text{п.1}} + (2 \cdot C_{\text{III}} + 0,5) \cdot \pi], \text{ м};$$

$\phi_0 = \frac{2 \cdot \delta_{\text{л}}}{d_{\text{ct}} \cdot \sin \alpha_{\text{л}}^{\text{ct}}$ – угол, обусловленный толщиной и углом наклона лопа-

сти, рад [38];

$f_1(\psi) = 0,5 \cdot d_{ct} \cdot \psi \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ct}}$ и $f_2(\psi) = 0,5 \cdot d_{ct} \cdot (\psi + \pi - \phi_0) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{л}}^{\text{ct}}$ – уравнения винтовых линий рабочей лопасти, выгрузка которой рассматривается, и нерабочей лопасти, расположенной ближе к разгрузочному торцу.

A.4 Математическая модель формирования окна выгрузки

При определении площади окна выгрузки, были приняты следующие допущения:

- погрузка горной массы из верхней части окна выгрузки (над корпусом поворотного редуктора) будет учитываться [18, 48];
- погрузка будет отсутствовать в зоне перекрытия окна выгрузки сформированным «валком» непогруженной горной массы, расположенной в пространстве между разгрузочным торцом шнека и бортом забойного конвейера [52].

Математическая модель формирования окна выгрузки как функция угла поворота шнека согласно [16, 18, 20, 52] может быть изображена в виде:

$$S_{\text{ок}} = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{рез}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{о.к.}}, \bar{P}_{\text{кон.}}, \varphi).$$

Согласно [52 с. 122], а также на основе расчетной схемы, приведенной на рисунке 3.1, зависимость для определения площади окна выгрузки как функции угла поворота опережающего шнека в принятой системе координат, может быть описана зависимостью:

$$S_{OK}(\varphi) = \begin{cases} 0 \leq \varphi \leq \varphi_{OT} & 0 \\ \varphi_{OT} < \varphi \leq \varphi_{OT.K} & \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_{IO}}{2} - H_K \right)^2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \theta_L) - \frac{R_K^2}{2} \times \dots \\ \dots \times \operatorname{tg}(\varphi - \theta_L - \varphi_H) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_{IO}}{2} - H_K \right)^2 \cdot \operatorname{tg}\varphi_H \\ \varphi_{OT.K} < \varphi \leq \varphi_{OT.K} + (\pi - \varphi_K) & [m^2] \\ S_{OK}(\varphi_{OT.K}) + \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{D_{IO}}{2} \right)^2 - R_K^2 \right] \cdot (\varphi - \varphi_{OT.K}) \\ \varphi_{OT.K} + (\pi - \varphi_K) < \varphi \leq \varphi_{OT.K} + (\pi - \varphi_K) + \varphi_B \\ S_{OK}[\varphi_{OT.K} + (\pi - \varphi_K)] - \varphi_{OT.K} + \frac{1}{2} \cdot [\varphi - [\varphi_{OT.K} + (\pi - \varphi_K)]] \times \dots \\ \dots \times \left[\left(\frac{D_{IO}}{2} \right)^2 - R_K^2 \cdot \left[1 + \frac{\varphi - [\varphi_{OT.K} + (\pi - \varphi_K)]}{\cos \varphi - [\varphi_{OT.K} + (\pi - \varphi_K)]} \cdot \operatorname{tg}\beta_K \right] \right] \end{cases}$$

где:

φ_{OT} – угол начала открытия окна выгрузки в принятой системе координат [18, 20, 28, 38]:

$$\varphi_{OT} = \overbrace{(2 \cdot C_{III} - 1) \cdot \pi}^{\theta_L} + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{R_K^2 - (0,5 \cdot D_{IO} + H_K - H_{pl})^2}}{H_{pl} - H_K - 0,5 \cdot D_{IO}}, \quad [\text{рад}]$$

здесь:

$\varphi_{OT.K}$ – угол полного прохода лопастью решетака конвейера [48]:

$$\varphi_{OT.K} = \theta_L + \varphi_K, \quad [\text{рад}]$$

здесь:

$$\varphi_K = \arccos \frac{0,5 \cdot D_{IO} - H_K - (H_{pl} - D_{IO})}{0,5 \cdot D_{IO}} \quad - \text{ угол, обусловленный высотой}$$

конвейера, рад;

Φ_B – угол, соответствующий началу закрытия окна выгрузки [18, 20, 28, 38]:

$$\Phi_B = \arctg \frac{\left| R_K \cdot \operatorname{tg} \beta_K - \sqrt{0,25 \cdot (1 + \operatorname{tg} \beta_K) \cdot D_y^2 - R_K^2} \right|}{(1 + \operatorname{tg} \beta_K) \cdot R_K - \left[R_K \cdot \operatorname{tg} \beta_K - \sqrt{0,25 \cdot (1 + \operatorname{tg} \beta_K) \cdot D_y^2 - R_K^2} \right] \cdot \operatorname{tg} \beta_K}, \text{ [рад]}$$

Для определения значения площади окна выгрузки, перекрытого «валком», воспользуемся зависимостью:

$$S_{\text{вал}}(\phi) = \begin{cases} S_{\text{ок}}(\phi) & \text{при } 0 < \phi \leq \theta_{\text{л}} + \Phi_{\text{вал}}, \\ \text{иначе } S_{\text{ок}}(\theta_{\text{л}} + \Phi_{\text{вал}}) & \end{cases}, \text{ [м}^2\text{]}$$

где:

$\Phi_{\text{вал}}$ – угол охвата окна выгрузки, соответствующий высоте «валка», рад.

Значение угла охвата окна выгрузки, соответствующее высоте «валка», согласно [52] определяется по зависимости:

$$\Phi_{\text{вал}} = \begin{cases} \arccos \left(\frac{\bar{H}_{\text{пл}} - 0,5 \cdot D_{\text{ио}} - l_{\text{тр}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_B - H_K}{0,5 \cdot D_{\text{ио}}} \right) & \text{при } \bar{H}_{\text{пл}} - H_K - \frac{D_{\text{ио}}}{0,5} - l_{\text{тр}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_B \geq 0 \\ \text{иначе } \arcsin \left(\frac{0,5 \cdot D_{\text{ио}} - \bar{H}_{\text{пл}} + l_{\text{тр}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_B + H_K}{0,5 \cdot D_{\text{ио}}} \right) + \frac{\pi}{2} & \end{cases}$$

где:

α_B – угол динамического откоса «валка», град.

A.5 Математическая модель формирования объемно напряженного состояния выгружаемой горной массы

В процессе разрушения, накопления, перемещения и погрузки разрушенной горной массы, можно выделить характерные интервалы углов поворота шнека,

характеризующие разное состояние транспортируемой горной массы внутри рабочего органа [18, 20, 21, 63]:

I-й интервал соответствует диапазону угла поворота шнека в принятой системе координат, при котором рабочий объем шнека больше объема разрушенной и накопленной горной массы в нем, т.е. $V_p(\varphi) > V_y(\varphi)$, следовательно разрушенная и накопленная в рабочем пространстве шнека горная масса находится практически в не напряженном состоянии;

I-й интервал делится на два участка:

- подинтервал I.1, на котором высота горной массы у лопасти шнека, производящей ее перемещение, не превышает условной высоты лопасти, $h_y \leq \frac{1}{2} \cdot (D_y - d_{ct})$;

- подинтервал I.2, на котором высота горной массы у лопасти, производящей его перемещение, превышает условную высоту лопасти, следовательно, горная масса подпирает трубу шнека, образуя «желоб», $h_y > \frac{1}{2} \cdot (D_y - d_{ct})$.

II-й интервал соответствует диапазону угла поворота шнека в принятой системе координат, при котором разрушенная и накопленная горная масса больше рабочего объема шнека $V_p(\varphi) \leq V_y(\varphi)$, т.е. разрушенный и накопленный в рабочем пространстве шнека объем горной массы находится в напряженном состоянии.

II-й интервал делится на три участка:

- подинтервал II.1, на котором погрузка горной массы еще не производится;
- подинтервал II.2, на котором погрузка начала производится;
- подинтервал II.3, на котором погрузка горной массы производится, и часть ее с нерабочей стороны шнека заклинена между корпусом поворотного редуктора привода шнека и «движущейся» в направлении выгрузки лопастью.

Математическая модель формирования объемно напряженного состояния выгружаемой горной массы согласно исследований [16, 18, 20, 21, 28, 38, 63] имеет вид:

$$\begin{cases} \bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{пог}} = f(\bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, \bar{P}_{\text{реж}}, \bar{P}_{\text{кон.}}, V_{\text{цир}}); \\ p_{\text{ок}} = f(V_y, \bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{пог}}, S_{\text{ок}}, S_{\text{вал}}, V_{\text{ц.об}}); \\ \bar{p}_c = f(\bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{пог}}, \bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, p_{\text{ок}}, \varphi, V_y, V_{\text{ц.об}}); \\ \bar{P}_{\text{пог}} = f(\bar{p}_c, \bar{P}_{\text{пл}}, \bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{пог}}, \bar{P}_{\text{ио}}, \bar{P}_{\text{ок}}, \bar{P}_{\text{реж}}); \end{cases}$$

где:

$\bar{P}_{\text{коэф}}^{\text{пог}}$ – вектор значений вспомогательных коэффициентов, используемых

при расчете давления транспортируемой горной массы;

$p_{\text{ок}}$ – давление в окне выгрузки, кПа;

\bar{p}_c – среднее нормальное давление транспортируемой горной массы на выгружающую лопасть шнека, кПа;

$\bar{P}_{\text{пог}}$ – мощность погрузки разрушенной горной массы, кВт.

Перемещение разрушенной горной массы на I.1 подинтервале. Среднее давление выгружаемой горной массы перпендикулярно выгружающей лопасти шнека, согласно [18, 20, 21] определялось по зависимости:

$$\bar{p}_{c.I.1} = \frac{f_{y.\text{ст.}} \cdot \gamma_{\text{д.и.1}}}{\eta_{I.1}} \cdot \left(e^{\eta_{I.1} \cdot y} - 1 \right) \cdot \cos \alpha_{\text{пл}}, \quad [\text{кПа}]$$

где:

$f_{y.\text{ст.}}$ – коэффициент внешнего трения угля по выгружающей лопасти (по стали). Значение $f_{y.\text{ст.}}$ согласно [71 с. 211] находится в пределах 0,29...0,84;

$\gamma_{\text{д.и.1}}$ – динамическая плотность перемещаемого угля на этом подинтервале [18, 71]:

$$\gamma_{\text{д.и.1}} = \gamma \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{j_g}{g} \right)^2}, \quad [\text{т/м}^3]$$

здесь:

j_{Γ} – ускорение перемещаемого угля в горизонтальной плоскости, м/с²;
 g – ускорение свободного падения, м/с².

$r_{I.1}$ – вспомогательный коэффициент для этого подинтервала [18, 20, 21]:

$$r_{I.1} = f_{y,ct.} \cdot n_{b,l} \cdot \frac{L_c(y)}{S_c(y)}, \quad [M^{-1}]$$

здесь:

$n_{b,l}$ – коэффициент бокового давления действующего на лопасть шнека на I.1 подинтервала [40, 71]:

$$n_{b,l} = \left(1 + 2 \cdot f_{y,y}^2 + \sqrt{1 + f_{y,y}^2} \cdot \left(f_{y,y} + \sqrt{f_{y,y}^2 - f_{y,c}^2} \right) \right)^{-1}.$$

$L_c(y)$ – длина соприкосновения выделенного слоя транспортируемой горной массы на I.1 подинтервале [18 с. 146, 20, 21 с. 81]:

$$L_c(y) = \frac{2 \cdot D_y}{\cos \alpha_{l,0}^{\text{лоп}} + \cos \alpha_{l,0}^{\text{ст}}} \cdot \left(\arctg \cdot \frac{2 \cdot \sqrt{(D_y - y \cdot \operatorname{tg} \mu_d) \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_d}}{D_y - 2 \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_d} \right), \quad [m]$$

здесь:

$\alpha_{l,0}^{\text{лоп}}$ и $\alpha_{l,0}^{\text{ст}}$ – начальный угол подъема лопасти, и угол подъема лопасти по поверхности диаметром d_{ct} соответственно, град;

μ_d – угол естественного откоса разрушенной горной массы в движении, град;

$S_c(y)$ – площадь соприкосновения выделенного слоя транспортируемой горной массы на I.1 подинтервале [18 с. 146, 20, 21 с. 81]:

$$S_c(y) = \frac{2}{\cos \alpha_{\Pi}^{\text{лоп}} + \cos \alpha_{\Pi}^{\text{ст}}} \cdot \left(\frac{D_y^2}{4} \cdot \arctg \cdot \frac{2 \cdot \sqrt{(D_y - y \cdot \operatorname{tg} \mu_{\Delta}) \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_{\Delta}}}{D_y - 2 \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_{\Delta}} - \dots \right. \\ \left. \dots - \left(\frac{D_y}{2} - y \cdot \operatorname{tg} \mu_{\Delta} \right) \cdot \sqrt{(D_y - y \cdot \operatorname{tg} \mu_{\Delta}) \cdot y \cdot \operatorname{tg} \mu_{\Delta}} \right), [\text{м}^2]$$

$y = 0,5 \cdot (D_y - d_{\text{ст}}) \cdot \operatorname{ctg} \mu_{\Delta}$ – длина транспортируемой угольной массы в нормальном к лопасти направлении, м;

α_{Π} – угол наклона разрушенного пласта, град.

Перемещение разрушенной горной массы на I.2 подинтервале. Среднее давление горной массы в нормальном к выгружающей лопасти и ступице шнека, согласно [18 с. 148, 20, 21 с. 82] определялось по зависимости:

$$\bar{p}_{\text{c.I.2}}(\varphi) = \frac{f_{\Pi} \cdot \gamma_{\text{д.I.2}}}{r_{\text{I.2}}(\varphi)} \cdot \left(e^{r_{\text{I.2}}(\varphi) \cdot y_{\text{ст}}(\varphi)} - 1 \right) \cdot \cos \alpha_{\Pi}, \quad [\text{кПа}]$$

где:

$\gamma_{\text{д.I.2}}$ – динамическая плотность угля с учетом дополнительного давления, обусловленная качением шнека в вертикальной плоскости на I.2 подинтервале [63]:

$$\gamma_{\text{д.I.1}} = \gamma \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{j_{\text{в}}}{g} \right)^2 + \left(\frac{j_{\Gamma}}{g} \right)^2}, \quad [\text{т/м}^3]$$

здесь:

$j_{\text{в}}$ – ускорение качения шнека в вертикальной плоскости, м/с^2 .

$r_{\text{I.2}}$ – вспомогательный коэффициент на I.2 подинтервале [40]:

$$r_{\text{I.2}}(\varphi) = \frac{f_{y,\text{ст}} \cdot n_{\text{б.л}} \cdot L_{\text{лоп}}(\varphi) + f_{y,\text{ст}} \cdot n_{\text{б.ст}} \cdot L_{\text{ст}}(\varphi)}{S_{\text{лоп}}(\varphi) + S_{\text{ст}}(\varphi)} \quad [\text{м}^{-1}]$$

здесь:

$L_{\text{лоп}}(\varphi)$ – длина линии соприкосновения выделенного слоя угля с лопастью шнека на I.2 подинтервале [40]:

$$L_{\text{лоп}}(\varphi) = \frac{S_{\text{лоп}}(\varphi)}{h_{\text{л}}}, \quad [\text{м}]$$

здесь:

$h_{\text{л}}$ – конструктивная высота лопасти, м.

$n_{6,\text{ст}}$ – коэффициент бокового давления действующего на ступицу шнека для этого подинтервала [40 с. 32]:

$$n_{6,\text{ст}} = \left(1 + 2 \cdot f_{y,y}^2 + \sqrt{1 + f_{y,y}^2} \cdot \left(f_{y,y} + \sqrt{f_{y,y}^2 - f_{y,\text{ст}}^2} \right) \right)^{-1}$$

$S_{\text{лоп}}(\varphi)$ – площадь соприкосновения разрушенной горной массы с выгружающей лопастью [18, 20, 21]:

$$S_{\text{лоп}}(\varphi) = \begin{cases} 0 \leq \varphi < \varphi_c \\ S_h(\varphi) + k_{\text{л}}(\varphi) \cdot \varphi \\ \varphi_c \leq \varphi < (2 \cdot C_{\text{ш}} - 0,5) \cdot \pi - \psi_{\text{п.2.}} \\ S_h(\varphi) + k_{\text{л}}(\varphi) \cdot \varphi \equiv S_{\text{max}} \\ (2 \cdot C_{\text{ш}} - 0,5) \cdot \pi - \psi_{\text{п.2.}} \leq \varphi < (2 \cdot C_{\text{ш}} + 0,5) \cdot \pi - \psi_{\text{п.1.}} \\ S_{\text{max}} \cdot \left(1 - \frac{\varphi - (2 \cdot C_{\text{ш}} - 0,5) \cdot \pi - \psi_{\text{п.2.}}}{\pi + \psi_{\text{п.1.}} + \psi_{\text{п.2.}}} \right) \end{cases}, \quad [\text{м}^2]$$

здесь:

φ_c – угол поворота шнека в принятой системе координат, при котором его рабочий объем заполнен разрушенной и в него поступившей горной массой, рад;

$S_h(\varphi)$ – начальная величина площади контакта разрушенной горной массы с выгружающей лопастью [18, 20, 21]:

$$S_h(\varphi) = \frac{D_{\text{cp}}}{2} \cdot h_y(\varphi) \cdot \frac{\psi_{\text{п.н.1.}} + \psi_{\text{п.н.2.}}}{\cos \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}}}, \quad [\text{м}^2]$$

здесь:

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр шнека, м;

$\alpha_{\text{л}}^{\text{ср}}$ – угол наклона лопасти по среднему диаметру шнека, град;

$\Psi_{\text{п.н.1.}}$ и $\Psi_{\text{п.н.2.}}$ – начальная величина угла контакта горной массы с лопастью соответственно на рабочей и не рабочей стороне шнека, рад. Согласно [18, 20, 21] величины начальных углов контакта равны $\Psi_{\text{п.н.1.}} = 0,10$ и $\Psi_{\text{п.н.2.}} = 0,15$.

$h_y(\varphi) = \frac{V_y(\varphi) + V_{\text{цир}}}{S_{\text{лоп}}(\varphi) \cdot \operatorname{tg} \mu_d}$ – высота выгружаемой горной массы у лопасти, м;

$k_{\text{л}}(\varphi)$ – градиент изменения площади контакта разрушенной горной массы с выгружающей лопастью при повороте шнека [18 с. 208, 20]:

$$k_{\text{л}}(\varphi) = \left(\frac{D_{\text{ср}}}{2} \cdot \frac{h_y(\varphi)}{\cos \alpha_{D_{\text{ср}}}} - S_{\text{h}}(\varphi) \right) \cdot \frac{\pi + \Psi_{\text{п.1.}} + \Psi_{\text{п.2.}}}{\varphi_c} \quad [\text{м}^2]$$

$L_{\text{ct}}(\varphi)$ – длина линии соприкосновения выделенного слоя горной массы со ступицей шнека, на I.2 подинтервале [40]:

$$L_{\text{ct}}(\varphi) = \frac{S_{\text{ct}}(\varphi)}{y_{\text{ct}}(\varphi)}, \quad [\text{м}]$$

где:

$S_{\text{ct}}(\varphi)$ – площадь контакта разрушенной и транспортируемой горной массы с поверхностью ступицы шнека:

$$S_{\text{ct}}(\varphi) = \frac{d_{\text{ct}}}{\cos \alpha_{\text{л}}^{\text{ct}}} \cdot y_{\text{ct}}(\varphi) \cdot \frac{\rho_1(\varphi)}{2}, \quad [\text{м}^2]$$

здесь:

$\rho_1(\varphi)$ – угол контакта транспортируемой горной массы с лопастью:

$$\rho_1(\varphi) = 2 \cdot \pi \cdot \frac{S_{\text{лоп}}(\varphi)}{\frac{\pi + \Psi_{\text{п.1.}} + \Psi_{\text{п.2.}}}{8} \cdot \left(\frac{D_y}{\cos \alpha_{\text{л}}^y} + \frac{d_{\text{ст}}}{\cos \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}}} \right) \cdot (D_y - d_{\text{ст}})}. \quad [\text{рад}]$$

$y_{\text{ст}}(\varphi)$ – ширина линии соприкосновения подпирающей горной массы и ступицы шнека [40]:

$$y_{\text{ст}}(\varphi) = \frac{d_{\text{ст}}}{2} \cdot \frac{1 - \cos \frac{\rho_1(\varphi)}{2}}{\operatorname{tg} \mu_{\text{д}}}. \quad [\text{м}]$$

Перемещение горной массы на II.1 подинтервале. Среднее давление транспортируемой горной массы в нормальном к выгружающей лопасти и ступице шнека, согласно [18, 20, 21] определялось по зависимости:

$$\bar{p}_{\text{c.II.1}}(\varphi) = \frac{f_{y,\text{ст}} \cdot \gamma_{\text{д.и.2}}}{r_{\text{II.1}}(\varphi)} \cdot \left(e^{r_{\text{II.1}}(\varphi) \cdot y_{\text{ст}}(\varphi)} - 1 \right) \cdot \cos \alpha_{\text{п}}, \quad [\text{кПа}]$$

где:

$r_{\text{II.1}}(\varphi)$ – вспомогательный коэффициент на этом подинтервале [40]:

$$r_{\text{II.1}}(\varphi) = \frac{f_{y,\text{ст}} \cdot n_{6,\text{л}} \cdot L_{\text{лоп}}(\varphi) + f_{y,\text{ст}} \cdot n_{6,\text{ст}} \cdot L_{\text{ст}}(\varphi)}{S_{\text{лоп}}(\varphi) + S_{\text{ст}}(\varphi)} \cdot \left(1 + \frac{\frac{C_y \cdot (V_y(\varphi) - V_y(\varphi_c))}{\max(p_{\text{c.I.2}}(\varphi))}}{n_{6,\text{э.}}} \right), \quad [\text{м}^{-1}]$$

здесь:

$n_{6,\text{э.}}$ – эквивалентное значение бокового давления горной массы к давлению перпендикулярному лопасти, полученное при совместном рассмотрении двух процессов – взаимодействия выгружающей горной массы с лопастью и ступицей шнека [40 с. 35]:

$$n_{6,\text{э.}} = \left(1 + 2 \cdot f_{y,y}^2 + \sqrt{1 + f_{y,y}^2} \cdot \left(f_{y,y} + \sqrt{f_{y,y}^2 - f_{y,\text{ст}}^2} \right) \right)^{-1}.$$

C_y – коэффициент объемной жесткости выгружаемой горной массы, находящемся в рабочем пространстве шнека [18, 20, 21].

Перемещение горной массы на II.2 подинтервале. Среднее давление транспортируемой горной массы в нормальном к выгружающей лопасти и ступице шнека в принятой системе координат, согласно [18, 21] определялось по зависимости:

$$\bar{p}_{c.II.2}(\varphi) = p_{h.\max} \cdot \left(e^{\cos 2(\varphi - \varphi_{ot} - \delta_{\varphi})} - 1 \right), \quad [\text{кПа}]$$

где:

$p_{h.\max}$ – максимальное значение нормального давления выгружаемой горной массы на лопасть шнека в зоне разгрузочного торца шнека [18 с. 160, 21]:

$$p_{h.\max} = \frac{\frac{2 \cdot f_{y.ct} \cdot \gamma_{d.I.2} \cdot n_B \cdot H_B}{\varphi_{ot} + \pi + \varphi_B} \cdot e^{n_B \cdot \frac{V_y (2 \cdot \pi \cdot C_{sh}) + V_{cip}}{S_{ok}^{cp} \cdot \pi \cdot d_{ct} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\varphi}^{ct} \cdot k_{otc}}} \cdot \frac{1}{\varphi_{ot} + \pi + \varphi_B} \cdot \int_{\varphi_{ot}}^{S_{val}(\varphi)} d\varphi}{q} \times \dots, \quad [\text{кПа}]$$

здесь:

n_B – коэффициент давления валка в зоне окна выгрузки [18 с. 160, 21];

q – коэффициент давления [18 с. 158, 21]:

$$q = q_0 + 0,15 = \frac{\cos \Delta_K}{\cos \Delta_{\varphi}} \cdot \frac{\cos \Delta_K - \sin \Delta_y \cdot \cos \omega_K}{\cos \Delta_K + \sin \Delta_y \cdot \cos \omega_K} \times \dots \times e^{-2 \cdot \operatorname{tg} \Delta_y \cdot [\alpha_{\varphi}^{cp} + 0,5 \cdot (\omega_{\varphi} + \Delta_{\varphi}) - 0,25 \cdot (\pi - 2 \cdot \Delta_{\varphi})]} + 0,15$$

C_1 , B_1 , M_1 – коэффициенты, отражающие изменение давления разрушенной горной массы вдоль поворотного редуктора [18 с. 157, 21]:

$$C_1 = \frac{\pi \cdot n_B \cdot \sin \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}}}{0,5 \cdot D_{\text{л}} \cdot (\sin \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}} + f_{\text{л}} \cdot \cos \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}})} \cdot \left(d_{\text{ct}} \cdot (f_y + f_{\text{л}}) - \frac{0,5 \cdot D_{\text{л}}}{\pi} \right)$$

$$B_1 = \frac{0,5 \cdot \sin \beta \cdot (q \cdot f_{y,y} + v \cdot \sin \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}} \cdot \sin^{-1} \beta \cdot (f_{y,y} \cdot \cos \gamma + \sin \gamma))}{d_{\text{ct}} \cdot (\sin \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}} + f_{y,ct} \cdot \cos \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}}) \sin \gamma} \times \dots$$

$$\dots \times \left[2 \cdot d_{\text{ct}} + D_{\text{л}} \cdot \left(1 - \frac{(l_0 + 0,5 \cdot d_{\text{ct}} \cdot \theta_{\text{л}} \cdot \sin \gamma \cdot \sin^{-1} \beta) \sin \beta}{\pi \cdot D_{\text{л}} \cdot \sin \gamma} \right) \right]$$

$$M_1 = \frac{f_p + f_{y,y} \cdot (n_B \cdot \sin \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}} + 0,25 \cdot (\pi \cdot d_{\text{ct}})^{-1} \cdot D_{\text{л}} \cdot q \cdot \sin \beta)}{\sin \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}} + f_{\text{л}} \cdot \cos \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}}} + \frac{0,25 \cdot v \cdot D_{\text{л}} \cdot \sin \alpha_{\text{л}}^{\text{cp}} \cdot (f_y \cdot \cos \gamma + \sin \gamma)}{\pi \cdot d_{\text{ct}} \cdot \sin \gamma}$$

здесь:

f_p – коэффициенты сопротивления движения угля в радиальном направлении [18, 21];

v – коэффициент давления [18 с. 158, 21]:

$$v = \frac{\cos(arctgf_y) \cdot \sin(arctgf_{\text{л}})}{\cos(arctgf_{\text{л}}) \cdot \sin((arctgf_{\text{л}}) + \arcsin \frac{\sin(arctgf_{\text{л}})}{\sin(arctgf_y)}) \cdot \operatorname{tg}(arctgf_y)}$$

β – угол наклона плоскости скольжения к поверхности участка лопасти длиной $l_{\text{л}}$ [18 с. 155, 21]:

$$\beta = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + arctgf_{y,y} + \left(\arcsin \left(\frac{arctgf_{y,ct}}{arctgf_{y,y}} \right) + \frac{arctgf_{y,ct}}{arctgf_{y,y}} \right) \right], \quad [\text{рад}]$$

здесь:

$\gamma = \pi - \alpha_{\text{л}}^{\text{ст}} - \beta$ – угол между осью Y и поверхностью разрыва зон с различным характером формирования напряженного состояния горной массы [18, 21], рад;

l_0 – длина стороны тела клиновидной формы [18 с. 154, 21]:

$$l_0 = \frac{d_{\text{ст}}}{2} \cdot \theta_{\text{лоп}} \cdot \frac{\sin(\arctg f_{y.y.})}{\sin(\alpha_{\text{л}}^{\text{ст}} + \arctg f_{y.y.})}, \quad [\text{м}]$$

здесь:

$\theta_{\text{лоп}}$ – угол охвата поверхности скольжения лопастью [18, 21 и др.], рад.

Перемещение разрушенной горной массы на II.3 подинтервале. Среднее давление транспортируемой горной массы в нормальном к выгружающей лопасти и ступице шнека в принятой системе координат, согласно [18, 21 и др.] определялось по зависимости:

$$\bar{p}_{\text{c.II.3}}(\varphi) = 0,7 \cdot p_{\text{h,max}} \cdot \left(e^{n_c \cdot \cos 2(\varphi - \varphi_{\text{от}} - \pi - \varphi_{\text{л}})} - 1 \right), \quad [\text{кПа}]$$

где:

$\varphi_{\text{л}}$ – угол, определяющий место положения участка лопасти от торца шнека [16, 18 и др.], рад;

$n_c = 3 \cdot f_{y.y.} \cdot \frac{1 - \sin(\arctg f_{y.y.})}{1 + \sin(\arctg f_{y.y.})}$ – коэффициент давления для этого подинтер-

вала [18 с. 172, 21 и др.].

Момент сопротивления погрузки разрушенной горной массы как функция угла поворота шнекового исполнительного органа малого диаметра, согласно [18 с. 207, 21] можно определялся по зависимости:

$$M_{\text{пог}}(\varphi) = \frac{D_{\text{cp}}}{2} \cdot \left[\bar{p}_{\text{c}}(\varphi) \cdot S_{\text{лоп}}(\varphi) \cdot (f_{y.\text{ст}} \cdot \cos N_x + \cos N_x) + \dots + \bar{p}_{\text{c}}(\varphi) \cdot S_{\text{ст}}(\varphi) \cdot f_{y.\text{ст}} \right], \quad [\text{кН м}]$$

где:

N_x – угол между направлением, перпендикулярным направлению выгрузки и лежащим с ним в одной плоскости, нормалью к лопасти, град [18, 21].

Средняя мощность погрузки определится по зависимости:

$$P_{\text{пог}} = \frac{n_{\text{об}}}{120 \cdot C_{\text{III}}} \cdot \int_0^{2 \cdot C_{\text{III}} \cdot \pi} M_{\text{пог}}(\psi) d\psi. \quad [\text{kBt}]$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Документы, подтверждающие эффективность использования результатов работы



ДОНЕЦКАЯ НАРОДНАЯ РЕСПУБЛИКА
 МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
 ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
 ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
 "ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"
 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58 тел.: (062) 337-17-33, 335-75-62, факс: (062) 304-12-78
 эл. почта: donntu.info@mail.ru

05.07.2021 № 29-14/15

В диссертационный совет Д 01.008.01 при
 ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
 ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СПРАВКА

об использовании результатов исследований диссертационной работы Зинченко Павла Петровича на тему «Обоснование структуры и параметров очистных комбайнов нового технического уровня для выемки тонких пологих пластов», представленной на сокращение ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – «Горные машины», в учебном процессе кафедры «Горные машины», ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Полученные в диссертационной научно-исследовательской работе соискателя материалы были включены в учебный процесс ГОУВПО «ДОННТУ» при изучении курсов:

«Моделирование рабочих процессов горных машин и оборудования» – математическая модель позволяющая имитировать процессы разрушения и погрузки горной массы шнеками малых диаметров;

«Аппаратура и методы экспериментальных исследований горных машин и оборудования» – методика определения энергоемкости процессов разрушения и погрузки очистными комбайнами нового технического уровня с индивидуальной подсистемой привода каждого исполнительного органа для тонких пологих пластов в реальных условиях эксплуатации;

«Проектирование и конструирование горных машин и оборудования» – метод выбора рациональных структуры и параметров очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами малых диаметров; закономерности влияния геометрических, режимных и структурных параметров на эффективность работы очистных комбайнов.

Проректор

д-р техн. наук, профессор

А.Б. Бирюков

Начальник учебного отряда
 канд. техн. наук, доцент

Б.В. Гавриленко

Заведующий кафедрой «Горные машины»
 д-р техн. наук, профессор

О.Б. Чабаев

И.А. Бершадский





ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ТЕХНОЛОГИЯМ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
«ДОНЕЦКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ, ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ
И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ КОМПЛЕКСНОЙ МЕХАНИЗАЦИИ ШАХТ»
(ГУ «ДОНУГЛЕМАШ»)

ул. Университетская, 83а, г. Донецк, 83048
E-mail: donuglemash@mail.ru; donuglemash@yandex.ru Проверочный код 51017986

10.06.2021 № 01-206
на № _____ от _____

В диссертационный совет Д 01.008.01 при
ГОУВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СПРАВКА

о передаче результатов исследований диссертационной работы Зинченко Павла Петровича на тему «Обоснование структуры и параметров очистных комбайнов нового технического уровня для выемки тонких пологих пластов», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – «Горные машины»

Результаты работы приняты ГУ «ДОНУГЛЕМАШ» в качестве научно-методической основы для совершенствования и создания очистных комбайнов для тонких пологих пластов в виде:

– методики обработки результатов экспериментальных исследований работы современных очистных комбайнов с индивидуальной подсистемой привода каждого исполнительного органа, позволяющей на основе фиксации действующих токов электродвигателей приводов резания определять энергоемкость процессов разрушения и погрузки горной массы шнековыми исполнительными органами малых диаметров;

– закономерностей влияния геометрических, режимных и структурных параметров исполнительного органа и его привода на эффективность работы очистных комбайнов;

– программного обеспечения для имитационного моделирования процессов разрушения и погрузки горной массы шнековым исполнительным органом очистного комбайна в условиях тонких пологих пластов с учетом процесса циркуляции горной массы в рабочем пространстве шнека;

– методики обоснования рациональных структуры и параметров очистных комбайнов для тонких пологих пластов по критерию максимальной технической производительности при приемлемой энергоемкости процессов разрушения и погрузки горной массы с учетом ограничений, связанных с горно-геологическими и горнотехническими условиями эксплуатации.

Предполагается, что использование результатов исследований диссертационной работы Зинченко П. П. позволит в перспективе повысить эффективность работы очистных комбайнов в составе механизированных комплексов в конкретных условиях эксплуатации при выемке тонких пологих пластов.

Директор ГУ «ДОНУГЛЕМАШ» И. В. Косарев

СОГЛАСНО ОРДИНАРУ
Ученый секретарь диссертационного совета
И.А. Бершадский