

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Санкт-Петербургский горный университет»

На правах рукописи

РОДИОНОВА МАРИНА СЕРГЕЕВНА



**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ
ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ ФРИКЦИОННОГО
ТИПА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ПО КРИВОЛИНЕЙНЫМ ТРАЕКТОРИЯМ**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
д.т.н., профессор
Тимофеев И.П.

Санкт-Петербург – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ПРИВОДОВ И МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ ФРИКЦИОННОГО ТИПА ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ....	9
1.1 Процесс обогащения полезных ископаемых	9
1.2 Классификация основных видов сгустителей и горно-обогажительного оборудования	11
1.2.1 Радиальные сгустители с центральным приводом	12
1.2.2 Радиальные сгустители с периферическим приводом	17
1.2.3 Шаровые барабанные мельницы	25
1.2.4 Другие агрегаты горного производства	26
1.3 Анализ патентной литературы	27
Выводы по первой главе	36
ГЛАВА 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ФРИКЦИОННОГО ТИПА	37
2.1 Механизм подачи фрикционного типа для перемещения горно- обогажительного оборудования	37
2.2 Передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи с регулируемым давлением приводных колес на рельс	45
2.2.1 Влияние геометрических параметров рычага приводных колес на передаточное число привода	46
2.2.2 Передаточное число рычага приводных колес при передаче крутящего момента через встроенную зубчатую передачу	50
2.2.3 Влияние геометрических параметров углового рычага на передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи	55
2.2.4 Приводные колеса	58
2.3 Особенности работы тягового устройства механизма подачи на криволинейных участках пути	62
2.4 Особенности работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе	68
2.4.1 Коэффициент изменения диаметров приводных колес	69

2.4.2 Поправочный коэффициент передаточного числа рычажной системы тягового устройства механизма подачи	72
2.4.3 Анализ влияния смещения силовой оси тягового устройства механизма подачи и способ его устранения.....	76
Выводы по второй главе	78
ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АГРЕГАТА ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА	80
3.1 Составление динамической модели агрегата горно-обогатительного производства	80
3.2 Уравнение движения механизма подачи фрикционного типа	83
3.3 Силы взаимодействия приводных колес и механизма подачи фрикционного типа	87
3.4 Условие устойчивой работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе.....	88
3.5 Исследование процесса движения механизма подачи фрикционного типа агрегата горно-обогатительного производства	90
Выводы по третьей главе.....	95
ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СЦЕПЛЕНИЯ ПАРЫ ФРИКЦИОННЫХ КОЛЕС.....	96
4.1 Задачи исследования.....	96
4.2 Методика проведения эксперимента.....	97
4.3 Основные этапы эксперимента	101
4.4 Обработка полученных результатов	103
Выводы по четвертой главе.....	108
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	109
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	110
ПРИЛОЖЕНИЕ А Сводная таблица параметров двигателя механизма подачи фрикционного типа	124
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Сводная таблица кинематических и силовых параметров гребковой фермы	135

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в горной промышленности применяются тяговые устройства механизма подачи фрикционного типа в качестве приводов механизмов подачи буровых и камнерезных машин, механизмов перемещения скиповых подъемников по крутонаклонным выработкам, транспортных средств для перемещения грузов при ведении горных работ, электровозной откатке при увеличенном уклоне. Подобными приводами оснащен ряд агрегатов горно-обогатительного производства, в частности сгустители смесей закладных комплексов и сгустителей пульпы горно-обогатительного производства. Однако возможности подобных подающих механизмов горных машин ограничены сцепным весом перемещаемого груза, что требует загрузки дополнительного балласта таких механизмов и ведет к дополнительным затратам средств, снижает энергоэффективность, повышает риски аварий.

Создание механизма подачи фрикционного типа с повышенной тяговой способностью, не зависящей от сцепного веса, устраняет данный недостаток, а их создание для горной отрасли, безусловно, является актуальной задачей.

Степень разработанности темы исследования

Большой вклад в вопросы модернизации и совершенствования агрегатов, использующих механизмы подачи фрикционного типа, в том числе для горной промышленности, внесли ученые Бауман А.В., Бардовский А.Д., Беляев Н.М., Берсенев В.С., Васильев В.П., Вирабов Р.В., Глаголев Н.И., Денегин В.В., Керопян А.М., Крагельский И.В., Кряжев Н.М., Лужнов Ю.М., Медведев А.С., Меншутин Н.Н., Мелюшин В.М., Минов Д.К., Наумкин О.В., Никифоров И.В., Петров Н.П., Рейнольдс О., Тимофеев И.П., Ульянов Е.М., Федоров Ю.С., Фромм Н., Шилинский В.И. и др.

Отсутствие закономерностей, выявляющих геометрические и силовые параметры механизма подачи фрикционного типа, в условиях работы на криволинейных траекториях предопределило актуальность настоящего исследования.

Цель работы заключается в выявлении закономерностей изменения силовых и геометрических параметров механизма подачи фрикционного типа в функции параметров траектории движения для научно обоснованного технического решения, обеспечивающего надежное перемещение горной машины по заданной траектории в изменяющихся условиях скольжения приводных колес, что имеет существенное значение для развития горно-обогатительной отрасли страны.

Идея работы заключается в применении механизма подачи горной машины в виде тягового устройства фрикционного типа с приводными колесами разного диаметра на кольцевом рельсе и учете условий эксплуатации, посредством введения поправочного коэффициента, учитывающего изменение силы тяги механизма подачи отличной от номинальных условий эксплуатации.

Основные задачи исследования

1. Обзор и анализ литературных источников приводов агрегатов горно-обогатительного производства и формулировка задач исследования;
2. Теоретические исследования параметров тягового устройства механизма подачи с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на кольцевом рельсе;
3. Проведение экспериментальных исследований, подтверждающих результаты теоретических исследований, влияния геометрических параметров тягового устройства механизма подачи и условий эксплуатации на величину продольного скольжения приводных колес и тяговую способность привода.
4. Математическое и компьютерное моделирование процесса движения механизма подачи фрикционного типа горно-обогатительного оборудования;
5. Рекомендации по выбору геометрических и силовых параметров механизмов подачи фрикционного типа.

Научная новизна работы заключается в определении влияния относительного скольжения приводных колес на тяговую способность механизмов подачи фрикционного типа горно-обогатительного оборудования и

установлении функциональной зависимости изменения величины расчетного коэффициента сцепления приводных колес с рельсом в зависимости от создаваемого внешнего сопротивления на основе разработанной математической модели.

Теоретическая и практическая значимость работы:

Установлено влияние относительного скольжения приводных колес на тяговую способность механизмов подачи фрикционного типа горно-обогатительного оборудования.

Определена функциональная зависимость расчетного коэффициента сцепления приводного колеса с рельсом в зависимости от создаваемого внешнего сопротивления.

Методология и методы исследований

Кинематическое и силовое исследование фрикционного механизма на основе комплексного метода, включающего теоретические исследования с использованием метода аналитического синтеза, метода расчета контактных напряжений, метода математического анализа, а также экспериментальные исследования, проведенные на стенде.

Соответствие паспорту специальности: работа соответствует п. 7 области исследования паспорта специальности 05.05.06 – Горные машины «Разработка научных основ создания средств комплексной механизации производственных процессов с применением систем горных машин и оборудования».

Защищаемые положения

1. Установлена гиперболическая зависимость коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса и ширины головки кольцевого рельса для механизма подачи фрикционного типа, при этом изменение радиуса кольцевого рельса от 7,5 до 50 м приводит к снижению коэффициента изменения диаметров приводных колес для данного диапазона радиусов рельса, на 4,2% для колес диаметром 0,3 м, на 5,3% для колес

диаметром 0,4 м и на 7,7% для колес диаметром 0,6 м при движении по головке рельса.

2. Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что отсутствие продольного скольжения приводных колес тягового устройства фрикционного привода обеспечивается рычажной системой тягового устройства с неравными передаточными числами внутренней и наружной его частей, отношение которых прямо пропорционально радиусам внутренней и наружной рабочих поверхностей кольцевого рельса с учетом компенсации смещения продольной оси тягового устройства механизма подачи к центру кольцевого рельса, характеризуемой отношением квадрата ширины головки рельса к радиусу наружной рабочей поверхности рельса, при этом значение общего передаточного числа рычажной системы $U \leq 21$ для коэффициента сцепления $\psi \geq 0,12$ и $U \geq 9$ для коэффициентов сцепления $\psi \leq 0,22$.

Степень достоверности и апробация результатов работы

Научные положения, выводы и рекомендации, разработанные в диссертации, соответствуют положениям теории механизмов и машин и основам математического моделирования и подтверждены удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований, которая составляет 0,96.

Основные положения и результаты работы докладывались и получили положительную оценку: на IV Международной научно-практической конференции "Инновации на транспорте и в машиностроении" г. Санкт-Петербург, 2016; на 67 THBERG-UNDHUTTENMANNISCHERNAG – Фрайберг, 2016; на V Международной научно-практической конференции "Инновации на транспорте и в машиностроении" – Санкт-Петербург, 2017; на Санкт-Петербургском международном научно-образовательном салоне – Санкт-Петербург, 2018; на Международном семинаре «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики IPDME-2019», Санкт-Петербург, 2019; на Международной научно-практической конференции «ИННОВАЦИОННОЕ РАЗВИТИЕ НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ»

– Пенза, 2019; на IX Международной научно-практической конференции «OPENINNOVATION» – Пенза, 2019.

Личный вклад автора

Включенное участие на всех этапах процесса; непосредственное участие в получении исходных данных и научных экспериментах; анализ особенностей работы тягового устройства механизма подачи с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс; анализ результатов производственных наблюдений за работой агрегатов горно-обогатительного производства П-30 обогатительной фабрики АНОФ-2 Кировского филиала АО «Апатит» ФосАгро; разработка алгоритма и обоснование комплекса методов для исследования особенностей работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе без перекоса тягового устройства механизма подачи, снижения относительного скольжения приводных колес, износа тяговых элементов привода; разработка прикладной компьютерной программы процесса движения тягового устройства механизма подачи фрикционного типа на кольцевом рельсе; формулировка научных положений, основных выводов и рекомендаций.

Публикации

Основные результаты исследований содержатся в 8 печатных работах, в том числе в двух изданиях, входящих в перечень, рекомендованный ВАК Министерства науки и высшего образования Российской Федерации, а также одной – в издании, индексируемом в международной базе Scopus, получен патент на изобретение; получены три патента на полезную модель; свидетельство о государственной регистрации программы ЭВМ.

Объем и структура работы

Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения, общим объемом 144 страницы печатного текста, содержит 11 таблиц и 64 рисунка, список литературы из 105 наименований.

ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ПРИВОДОВ И МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ ФРИКЦИОННОГО ТИПА ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.1 Процесс обогащения полезных ископаемых

Обогащение - наиважнейшее промежуточное звено между добычей полезных ископаемых и использованием извлекаемых полезных веществ. В результате обогащения составные компоненты руды выделяются в отдельные продукты: концентраты (один или несколько) и хвосты. Технология обогащения руды заключается в перечне последовательных операций, в результате которых происходит отделение полезных компонентов от примесей (одного или нескольких) [96,1–2].

На рисунке 1.1 представлена обобщенная схема технологического процесса обогащения.



Рисунок 1.1 – Схема технологического процесса обогащения

Обогащение позволяет существенно увеличить концентрацию ценных компонентов. Содержание важных цветных металлов - меди, свинца, цинка удобрений в рудах составляет 0,3-2%, а в концентратах - 20-70%, содержание молибдена увеличивается от 0,1-0,05% до 17-50%, вольфрама - от 0,1-0,2% до 45-65% [3–4,97].

Основные, подготовительные и вспомогательные процессы в комплексе образуют технологическую линию или технологический процесс обогащения [5].

На рисунке 1.2 представлена схема процесса обогащения.

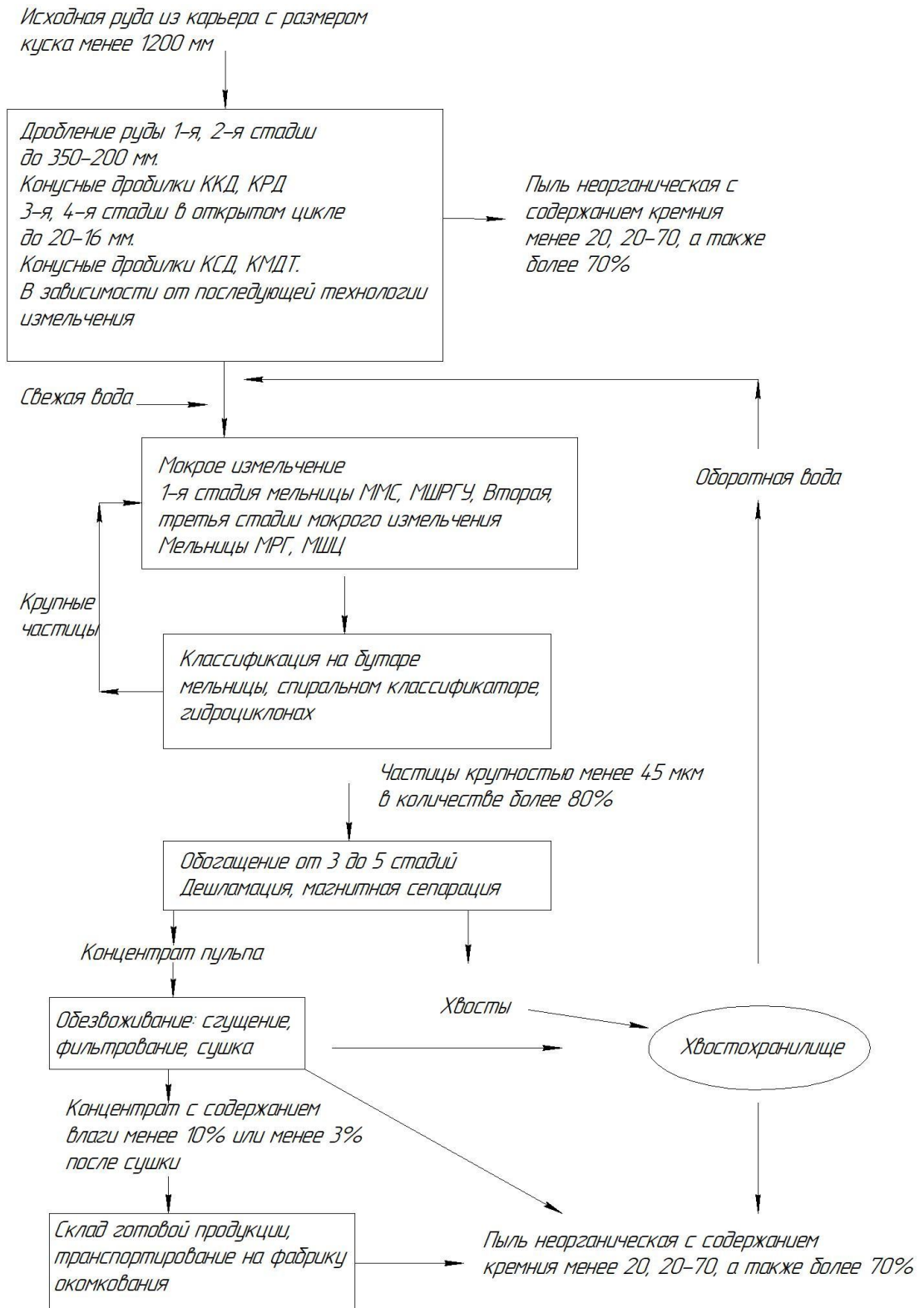


Рисунок 1.2 – Схема процесса обогащения

Обогащение и переработка сырья включают в себя процессы сгущения и осветления [6,7].

Процесс сгущения заключается в увеличении концентрации твердой фазы в сгущенном продукте в сравнении с исходной пульпой или суспензией. Сгущение осуществляется под действием гравитационных или центробежных (в гидроциклонах, осадительных центрифугах) сил [8]. При сгущении получают два продукта: сгущенный, содержание твердой фазы в единице объема которого значительно выше, чем в исходном питании, и слив, обычно условно чистый, или с незначительным содержанием твердого [9,10].

В настоящее время основной парк используемых аппаратов, представлен радиальными сгустителями различных типоразмеров, с центральным или периферическим приводом, шаровыми мельницами и др [11,98].

По ГОСТ приняты следующие условные обозначения:

Ц-6, где Ц– центральный привод, 6 – диаметр чана;

П18М, где П – периферический привод, 18 – диаметр чана, М – модернизированный.

1.2 Классификация основных видов сгустителей и горно-обогачительного оборудования

Одной из ведущих мировых фирм по производству сгустителей с центральным и периферическим приводом является китайская фирма DEKREE. Кроме этого, разработкой конструкций приводов сгустителей занимаются отечественные фирмы «МПО», «ДОМИНАНТА МАЙНИНГ», «КМАруда», «Коралайна Инжиниринг», «МОНЕК-ЮГ», ПО «Основа-Гарант» и иностранные фирмы FLSmidth (Дания), Xinhai MINERAL PROCESSING EPC (Китай).

Радиальные сгустители классифицируют по следующим основным признакам:

- В зависимости от места расположения привода гребковой фермы и конструкции – центральный и периферический.
- По типу (сгустители с центральным приводом) – легкий, тяжелый, многоярусный.

На рисунке 1.3 представлена классификация сгустителей.

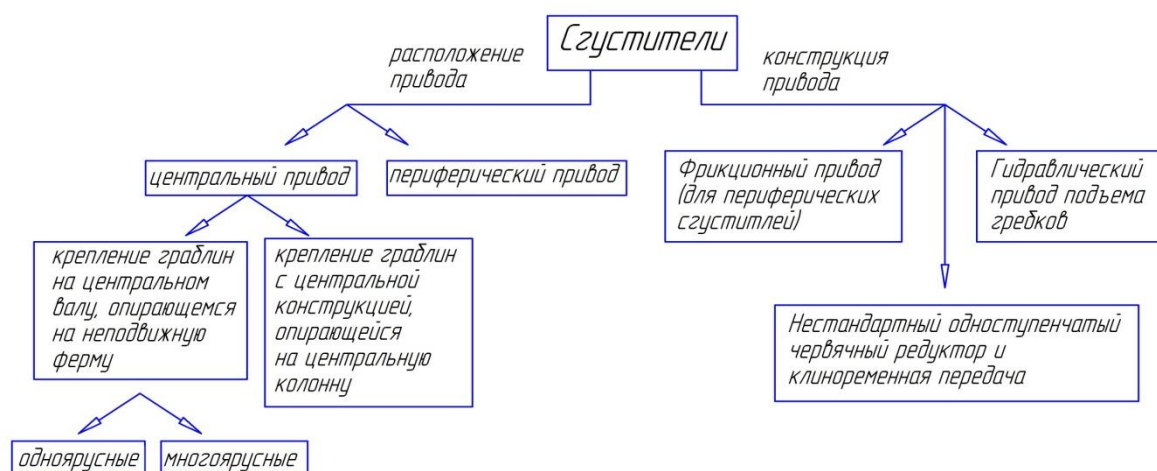


Рисунок 1.3 – Классификация сгустителей

Радиальные сгустители – наиболее универсальные аппараты для сгущения различных пульп, применяемые в первых стадиях обезвоживания на большинстве обогатительных фабрик [12].

1.2.1 Радиальные сгустители с центральным приводом

Однорушный сгуститель с центральным приводом легкого типа (рисунок 1.4) состоит из металлического цилиндрического чана 1 со слабokonическим дном. В центре чана расположен разгрузочный конус 4 для выпуска сгущенного продукта, а по борту – кольцевой сливной желоб 2. В центре чана на уровне поверхности осаждения установлено загрузочное устройство 3 для приема пульпы. На стальной ферме 7, опирающейся на стенки чана или на специальные колонны, установлен привод центрального вала 8 и механизм подъема гребковой рамы 9. Вал 5 смонтирован в центре чана в опорных подшипниках, установленных на мостовой ферме 7. Гребковая рама сгустителя состоит из четырех радиально расположенных граблин 6 с прикрепленными к ним гребками. Рама при помощи крестовин и тяг закреплена на конце центрального вала. Гребки установлены под определенным углом, позволяющим перемещать осадок к центру.

Механизм привода центрального вала включает электродвигатель, редуктор, червячную передачу, помещенные в литом корпусе. Для предотвращения поломок приводного механизма и гребковой рамы при перегрузках вал вместе с граблинами имеет возможность перемещения на некоторую высоту в вертикальном направлении.

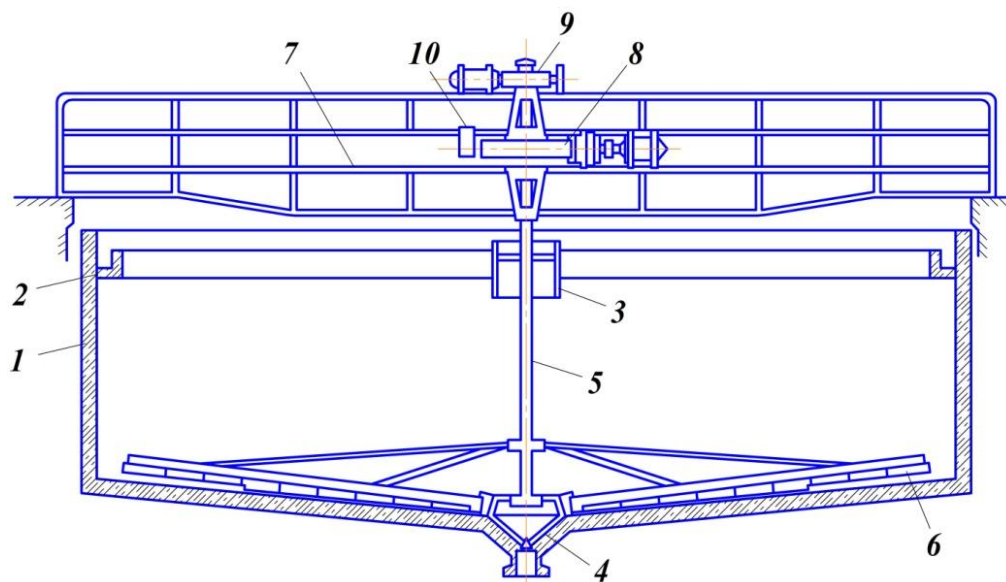


Рисунок 1.4 – Сгуститель с центральным приводом легкого типа:

1 – чан; 2 – сливной желоб; 3 – загрузочная воронка; 4 – разгрузочный конус; 5 – центральный вал; 6 – граблины; 7 – ферма; 8 – привод; 9 – механизм подъема вала с граблинами; 10 – указатель перегрузки сгустителя

Окружная скорость движения граблин зависит от размеров сгущаемых частиц. При сгущении тонких частиц окружная скорость граблин обычно не превышает 0,05 м/с, а при сгущении грубозернистых пульп эту скорость увеличивают до 0,15–0,2 м/с.

Технические характеристики радиальных сгустителей с центральным приводом представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики радиальных сгустителей с центральным приводом

Техническая характеристика	Диаметр чана, м	Глубина чана в центре, м	Габаритные размеры, мм	Период вращения гребкового устройства, мин	Масса, кг
Ц-6	6	2,5	6370/7300	3,2	4060
Ц-9	9	3	9680/6718	4,7	5372
Ц-12	12	3	14000/7200	6,3	8465
Ц-15	15	3,6	16000/7200	7,5	14500
Ц-18	18	3,6	20000/7400	8,3	21000
Ц-25	25	5	28500/13500	12÷23	52200
Ц-30	30	5,4	33500/13900	12÷23	55500
Ц-50	50	6,1	51000/13000	18,5	66000
Ц-100	100	8,5	105000/20300	33÷80	215000

Радиальные сгустители с центральным приводом выполняются с диаметром чана от 6 до 100 м. При этом глубина в центре чана может достигать 8,5 м. Минимальная масса установки составляет около 4 т., максимальная – 21, 5 т. Период вращения гребкового устройства от 3,2 до 80 минут в зависимости от сгущаемого материала.

Сгуститель серии GNZ фирмы DEKREE

Сгуститель серии GNZ – это новый высокопроизводительный сгуститель с центральным приводом с автоматически стыкуемыми граблинами, разработанный на основе передовых иностранных технологий. Он широко применяется при работе с промышленной пульпой, как например, углем, металлической рудой и пр.

На рисунке 1.5 представлен сгуститель серии GNZ (фирма DEKREE).



Рисунок 1.5 – Сгуститель серии GNZ фирмы DEKREE

На рисунке 1.6 представлен радиальный сгуститель с диаметром чана 25 м., обеспечивающий площадь осаждения 310 м². Период вращения гребкового устройства составляет 5-10 минут. При этом максимально потребляемая мощность равна 5,5 кВт.

На рисунке 1.6 представлен общий вид сгустителя с центральным приводом серии GNZ фирмы DEKREE.

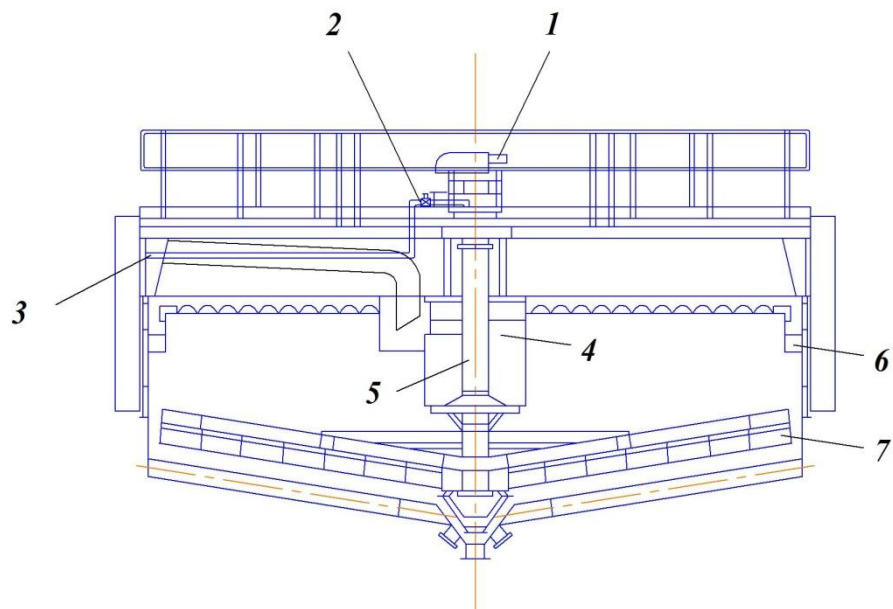


Рисунок 1.6 – Сгуститель серии GNZ фирмы DEKREE

1 – привод, 2 – труба подачи флокулянта, 3 – труба подачи материала, 4 – приемный стакан, 5 – вал привода, 6 – переливной желоб, 7 – граблины

Одноярусный сгуститель с центральным приводом 1 состоит из цилиндрического чана с коническим днищем. В центре чана в подшипниках

установлен приводной вал 5, в нижней части которого закреплены граблины, получающие вращение от привода 1. В верхней части чана установлена труба подачи материала 3 и труба подачи флокулянта 2. Кроме того, привод снабжен переливным желобом для слива жидкой фракции.

Технические характеристики радиальных сгустителей с центральным приводом серии GNZ фирмы DEKREE представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Технические характеристики сгустителей серии GNZ фирмы DEKREE

Модель	Чан		Площадь осаднения (м ²)	Высота поднятия граблин (мм)	Скорость вращения граблин (об/мин)	Мощность привода (КВт)
	Диаметр (м)	Глубина (м)				
GNZ-3	3	2,5	10	300	0,1-0,2	1,1
GNZ-6	6	2,9	28	300	0,1-0,2	1,1
GNZ-9	9	3,2	63	300	0,1-0,2	3,0
GNZ-12	12	3,5	110	300	0,1-0,2	3,0
GNZ-18	18	4,4	254	400	0,1-0,2	4,0
GNZ-20	20	4,4	310	400	0,1-0,2	5,5
GNZ-24	24	5,2	452	400	0,11-0,24	7,5
GNZ-30	30	5,2	707	400	0,11-0,24	7,5
GNZ-38	38	5,5	1134	500	0,11-0,24	2x5,5
GNZ-45	45	5,5	1590	500	0,25-0,4	2x7,5
GNZ-53	53	6,0	2206	600	0,25-0,4	4x5,5
GNZ-60	60	6,0	2826	600	0,25-0,4	4x5,5

Сгустители серии GNZ выпускаются китайской фирмой DEKREE с диаметром чана от 3 до 60 метров и глубиной от 2,5 до 6м. При этом предусмотрен выпуск сгустителей с малой площадью осаднения до 10 м² и диаметром чана 3 м. Максимальная площадь осаднения составляет 2826 м² при диаметре чана 60 м. Скорость вращения привода данного типа сгустителя составляет от n=0,1-0,4 об/мин, а мощность привода от 1,1 до 22 КВт. При этом сгустители с диаметром чана от 38 до 40 метров предусматривают установку в приводе 2-х двигателей, 5,5 и 7,5 КВт соответственно каждый. Сгустители с диаметром чана 53 и 60 метров требуют установки 4-х электродвигателей по 5,5 КВт каждый.

1.2.2 Радиальные сгустители с периферическим приводом

Сгуститель с периферическим приводом (рисунок 1.7) состоит из корпуса 1, гребковой фермы 2, желоба слива 3, несущей фермы 4, ведущей тележки 5, оси вращения гребковой фермы 6, приемной чаши 7, штуцера для слива 8, штуцера для отвода шлама 9, кольцевого рельса (на рисунке не указан), привода, приводного ролика 10. Отличительная особенность данных агрегатов заключается в способе привода гребковой фермы во вращательное движение, обеспечивающееся с помощью ведущей тележки 5, а не с помощью червячной пары, как это реализуется у отстойников с центральным приводом (рисунок 1.7) [13]. При движении по кольцевому рельсу, уложенному по периметру чана, тележка тянет за собой гребковую ферму, которая продвигает шлам к выходному штуцеру 9. У периферии рама с гребками заканчивается кареткой, на которой размещены электродвигатель, редуктор, приводной ролик и балласт для увеличения силы сцепления роликов с рельсом. Периферический привод применяется в отстойниках большого диаметра.

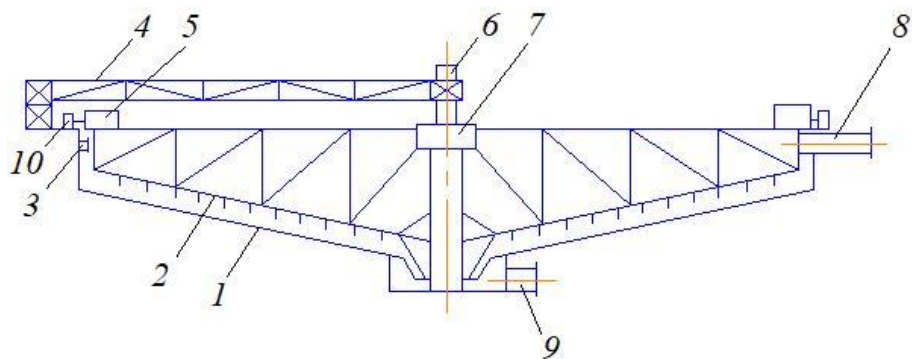


Рисунок 1.7 – Сгуститель с периферическим приводом

1 – корпус, 2 – гребковая ферма, 3 – желоб слива, 4 – несущая ферма, 5 – ведущая тележка, 6 – ось вращения гребковой фермы, 7 – приемная чаша, 8 – штуцер для слива, 9 – штуцер для отвода шлама

Радиальные сгустители с периферическим приводом производятся с диаметром чана от 18 до 50 м и обозначаются П–D, м.

Технические характеристики радиальных сгустителей с периферическим приводом представлены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Технические характеристики радиальных сгустителей с периферическим приводом

Техническая характеристика	П-18	П-25	П-30	П-50
Диаметр чана, м	18	25	30	50
Глубина чана в центре, м	3,6	3,6	3,6	5
Площадь осаждения, м ²	250	500	700	1950
Габаритные размеры, мм Длина/высота	20000/ 8000	27000/8000	32000/8000	52000/9000
Период вращения гребкового устройства, мин ⁻¹	10	13÷18	13÷18	18÷23
Масса, кг	16000	31000	33000	70000

Кинематическая схема привода вращения несущей фермы сгустителя с двумя приводными роликами представлена на рисунке 1.8.

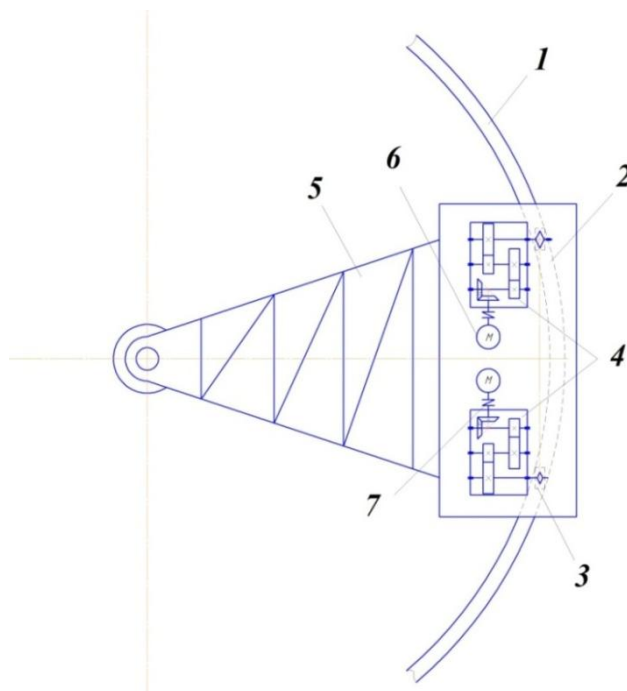


Рисунок 1.8 – Кинематическая схема привода сгустителя с двумя приводными роликами

1 – кольцевой рельс, 2 – каретка, 3 – приводной ролик, 4 – коническо-цилиндрический редуктор, 5 – несущая ферма, 6 – электродвигатель, 7 – муфта.

Основной тип привода, применяемый для сгустителей небольших типоразмеров – червячный. Для установки на мостовой опоре используют привод с прямозубой цилиндрической передачей. Кроме этого, в приводах подъема граблин используют гидростатические подшипники, состоящие из рабочего колеса и стационарного опорного вкладыша.

При перегрузке сгустителя отмечается замедление скорости вращения фермы, для возобновления нормальной работы подключают аварийный насос и дополнительно откачивают сгущенный продукт [14]. Кроме этого, вследствие возрастания сопротивления в процессе сгущения создаются условия, при которых сила сцепления приводных роликов с рельсом оказывается недостаточной, для увеличения давления опорного ролика на рельс в специальные карманы каретки загружают дополнительный балласт весом до 18 т, в результате чего увеличивается сила сцепления и возобновляется работа сгустителя.

Сгуститель серии GNJ фирмы DEKREE

Сгуститель серии GNJ, представленный на рисунке 1.9 является крупномасштабным сгустителем, выпускаемым с диаметром чана от 38 до 100 метров и глубиной чана от 4,5 до 10 м. Данные сгустители обеспечивают скорость вращения граблин от 10 до 60 об мин, а установленная мощность привода составляет от 11-37 КВт. Данный тип сгустителя применяют для концентрации готовых руд и хвостов. Встроенная технология автоматического контроля обеспечивает регистрацию возникающего сопротивления сгущению и производит бесступенчатый контроль скорости вращения граблин в зависимости от плотности пульпы.



Рисунок 1.9 – Сгуститель серии GNJ фирмы DEKREE

Сгуститель серии GNJ с периферическим приводом состоит из цилиндрического корпуса 1 со слабokonическим днищем. В центральной части чана установлен привод подъема и вращения центрального вала, на конце которого установлены граблины.

На рисунке 1.10 представлен общий вид сгустителя с периферическим приводом серии GNJ фирмы DEKREE.

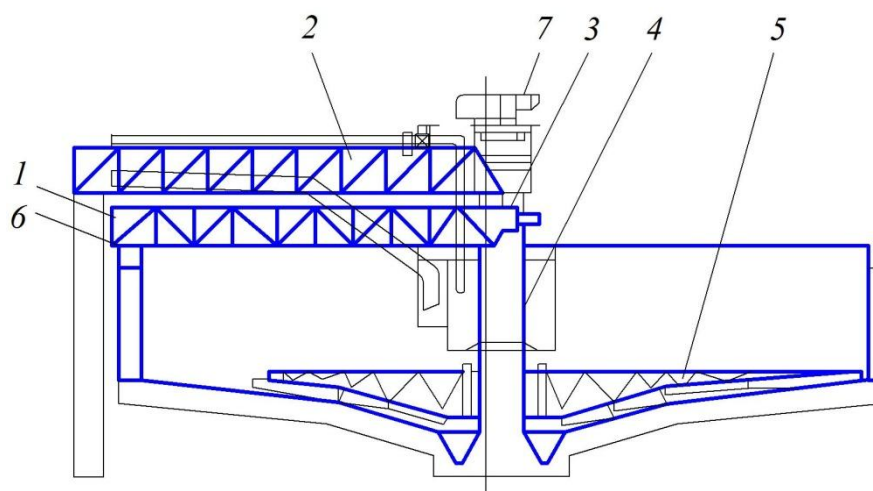


Рисунок 1.10 – Сгуститель серии GNJ фирмы DEKREE

1 – рама привода; 2 – рама обслуживания; 3 – привод подъема и вращения граблин; 4 – рама подъема граблин; 5 – граблины; 6 – привод; 7 – привод вращения

Технические характеристики радиальных сгустителей серии GNJ фирмы DEKREE представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Технические характеристики сгустителей серии GNJ фирмы DEKREE

Модель	Стакан		Площадь осаднения (м ²)	Высота поднятия граблей (мм)	Скорость вращения граблей (об/мин)	Мощность привода (КВт)
	Диаметр (м)	Глубина (м)				
GNJ-38	38	4,5-6,5	1134	600	10-25	11
GNJ-45	45	5,0-7,0	1590	600	10-25	15
GNJ-53	53	5,0-8,0	2206	800	15-30	15
GNJ-60	60	5,2-8,5	2826	800	15-30	18,5
GNJ-75	75	6,0-9,0	4417	900	20-40	22
GNJ-80	80	6,0-9,0	5024	900	20-40	30
GNJ-100	100	6,5-10,0	7354	1000	25-60	37

Сгустители серии GNJ с периферическим приводом выпускаются большой мощности от 11 до 37 КВт и диаметром чана от 38 до 100 метров с площадью осаднения от 1134 м² до 7354 м². При этом скорость вращения граблин колеблется от 10 до 60 об/мин.

Анализ рассмотренных сгустителей с периферическим приводом позволяет сделать вывод о том, что основным недостатком данного типа привода, кинематическая схема которого представлена на рисунке 1.11 является невозможность обеспечения требуемого сцепления при значительных переменных сопротивлениях, что вызывает пробуксовку опорного катка, что приводит к необходимости увеличения сцепного веса путем дополнительного контргруза, весом до 18 тонн, укладываемого на каретку, расположенную на периферии фермы.

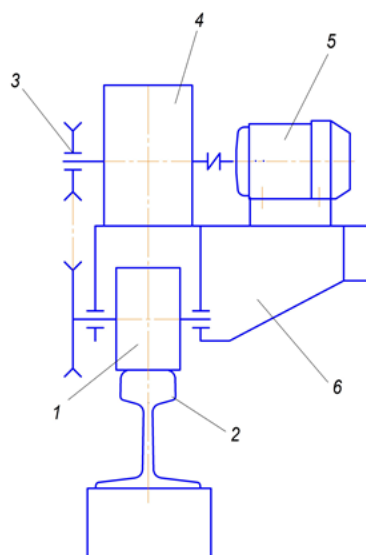


Рисунок 1.11 – Кинематическая схема механизма подачи фрикционного типа
 1 – приводной ролик; 2 – кольцевой рельс; 3 – цепная передача; 4 – редуктор; 5 – электродвигатель; 6 – ферма

Основным элементом фрикционного привода является опорный приводной ролик 1 с гладкой цилиндрической поверхностью, катящийся по периметру кольцевого рельса 2, уложенному по борту приемной чаши сгустителя. В современных сгустителях цепная передача 3, заменена на открытую зубчатую передачу (на рисунке не показана).

Сгуститель П-30 Кировского филиала АО "Апатит" ФосАгро

Сгуститель П-30, эксплуатируемый на Кировском филиале АО "Апатит" ФосАгро применяется для осветления высококачественного апатито-нефелинового концентрата на обогатительной фабрике "АНОФ-2".

На рисунке 1.12 представлена схема привода сгустителя П-30, эксплуатируемого на обогатительной фабрике АНОФ-2 Кировского филиала АО "Апатит" ФосАгро. Вращающий момент от электродвигателя 6 АО52-6 передается через ременную передачу 8 на редуктор 7 ЦДН 5А, выходной вал которого посредством зубчатой муфты 5 соединен с шестерней 3 и зубчатым венцом 2. Ходовое колесо 1 соединено с помощью болтового соединения с зубчатым венцом 2, диаметр которого равен 600 мм.

Однако, недостатками такого привода являются:

- проскальзывание ролика по рельсу вследствие нехватки тягового усилия;
- износ открытой зубчатой передачи.

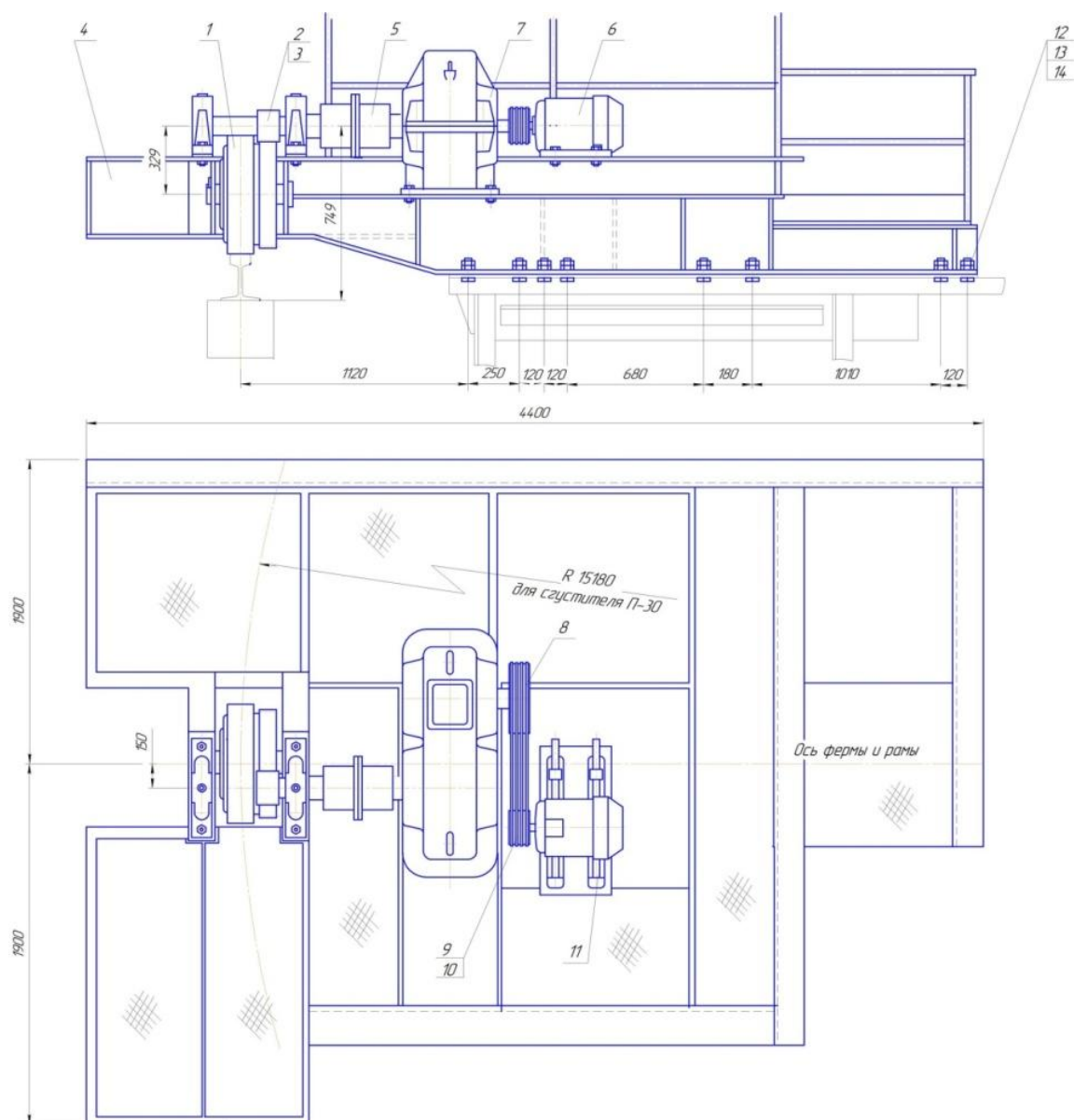


Рисунок 1.12 – Привод сгустителя П-30 Кировского филиала АО "Апатит" ФосАгро

1 – колесо ходовое; 2,3 – зубчатый венец с шестерней; 4 – рама; 5 – муфта зубчатая; 6 – электродвигатель АО52 -6, 4,5кВт, 950 мин-1; 7 – редуктор ЦДН 5А; 8 – ременная передача; 9,10 – шкивы; 11 – салазки.



Рисунок 1.13 – Рама с приводом сгустителя П-30, эксплуатируемого на Кировском филиале АО "Апатит" ФосАгро



Рисунок 1.14 – Сгуститель П-30, эксплуатируемый на Кировском филиале АО "Апатит" ФосАгро

Применение механизма подачи фрикционного типа с регулируемым давлением приводных колес на рельс в качестве основного элемента привода сгустителя позволит устранить указанные недостатки.

1.2.3 Шаровые барабанные мельницы

Представлена кинематическая схема шаровой мельницы, состоящая из барабана 1, установленного в подшипниках 2. Барабан мельницы жестко связан с крупномодульным (m до 28 мм) косозубым зубчатым венцом, входящим в зацепление с приводной шестерней, получающей вращение от привода, включающего одноступенчатый шевронный редуктор и двигатель. Диаметр зубчатых венцов достигает 9 метров [15]. Необходимо совершенствование конструкции шаровой барабанной мельницы для повышения надежности и работоспособности.

Открытые зубчатые передачи подвержены абразивному износу вследствие попадания твердых частиц пыли или грязи. Наличие открытой зубчатой передачи (зубчатый венец шестерни) приводит к интенсивному износу зубьев, к выкрашиванию поверхности зуба и, следовательно, к необходимости частой замены зубчатого венца [16,17].

На рисунке 1.15 представлена кинематическая схема привода шаровой мельницы.

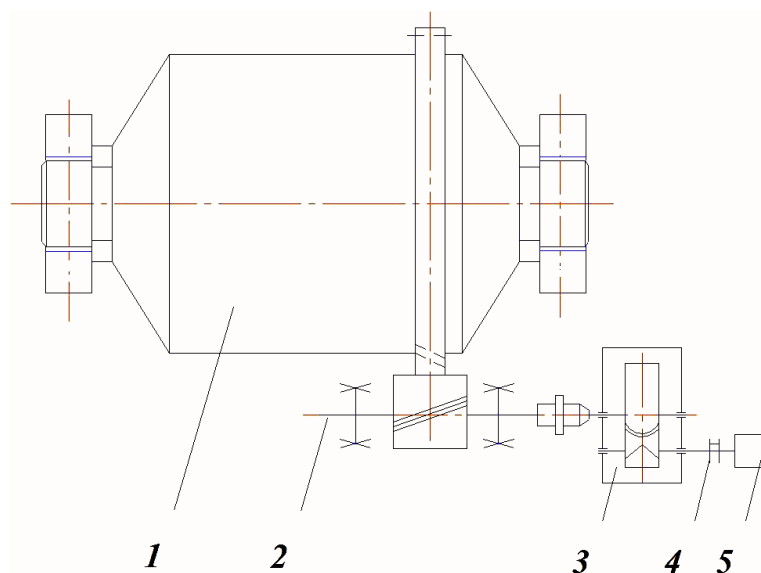


Рисунок 1.15 – Кинематическая схема привода шаровой мельницы
1 – барабан с зубчатым венцом; 2 – вал приводной с шестерней; 3 – редуктор одноступенчатый; 4 – соединительная муфта; 5 – электродвигатель

Разрушение зубьев привода шаровых мельниц можно, в основном, подразделять на два вида:

- поломка зуба от изгиба в зоне его перехода в обод, где присутствует высокая концентрация напряжений
- повреждение рабочей поверхности зуба, которое, как правило, начинается с выкрашивания и может привести к обминанию, задирам и поломке зуба.

При повышенной концентрации напряжений у основания недостаточно прочного зуба на растянутой стороне эвольвентной поверхности, появляется усталостная трещина, которая постепенно распространяется вглубь и вдоль его основания, что приводит к излому.

Причины усталостного выкрашивания и отслаивания поверхностного слоя заключаются в недостаточном запасе прочности; дефектах термообработки; несоответствии вязкости смазки; повышенной шероховатости поверхности; искажении профиля зуба вследствие интенсивного износа или заедания; локализации контакта вследствие перекосов корпуса, а также погрешности по направлению зуба [18].

В некоторых случаях зуб может сломаться или получить недопустимую остаточную деформацию в результате большой кратковременной (даже однократной) перегрузки.

Кроме вышеперечисленных недостатков зубчатые венцы шаровых барабанных мельниц выполняются секционными, что затрудняет точность сборки и ведет к снижению долговечности работы привода [19].

1.2.4 Другие агрегаты горного производства

Механизм подачи фрикционного типа на основе тягового устройства с регулируемым давлением приводных колес на рельс может быть так же реализован в комплексе для разработки залежей торфа (патент № 2684269, опубл. 26.06.2018), в частности для экскавации торфа из залежей проведением трех параллельных траншей, представленный на рисунке 1.16 [20,21].

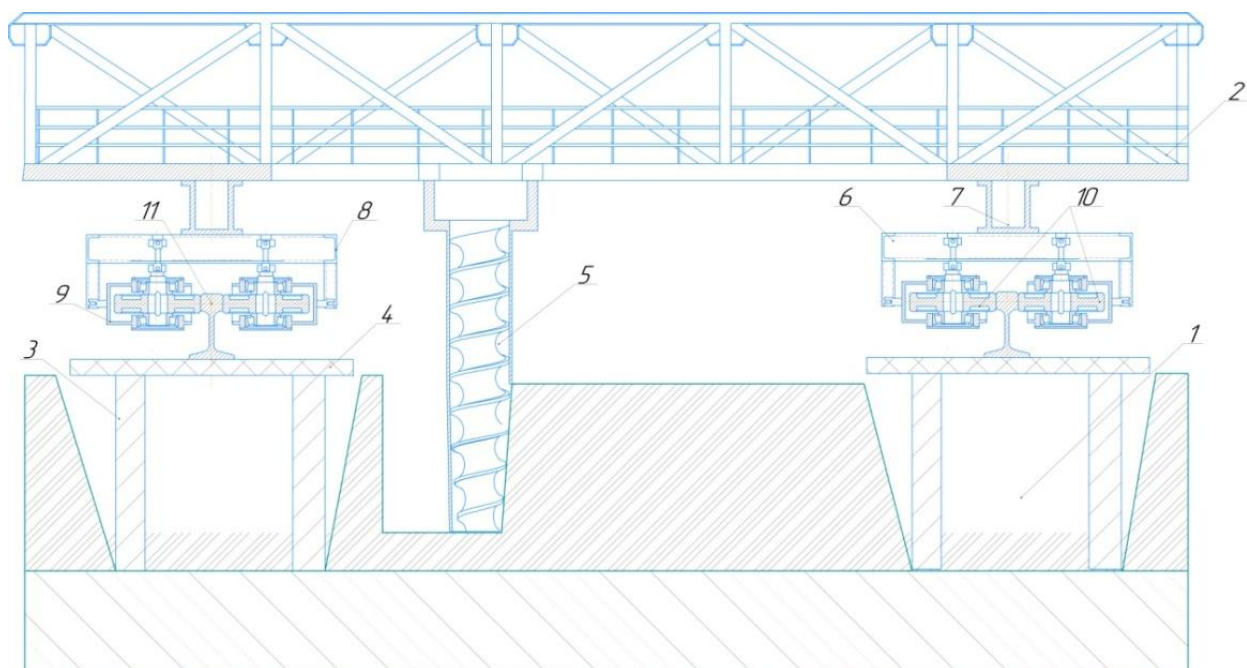


Рисунок 1.16 – Комплекс для разработки залежей торфа
 1 – траншеи; 2 – мост; 3 – винтовые сваи; 4 – настил; 5 – исполнительный орган; 6 – каретка; 7 – вертикальная ось; 8 – рама каретки; 9 – тяговое устройство; 10 – ведущие колеса; 11 – тяговый рельс

Автономный модуль экскавации представляет собой мост, установленный на двух каретках, каждая из которых представляет собой раму с установленными на них тяговыми устройствами с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес. Установленные на каретках приводы позволяют осуществлять поворот моста при переходе с одной траншеи на другую.

Далее рассмотрены литературные источники в том числе отечественные патенты в области создания приводов сгустителей различного типа.

1.3 Анализ патентной литературы

Источники информации, по которым проводился поиск:

1. Электронная база данных ФГУ ФИПС, электронная библиотека e-library
2. Электронная библиотека «United States Patent and Trademark Office» США
3. Электронная библиотека «European Patent Office»,
4. Электронная библиотека e-library, база данных SCIRUS

Классификационные рубрики МПК:

В60В – Колеса транспортных средств, ролики, оси, способы и средства для увеличения силы сцепления колес с поверхностью дороги; В60F – Транспортные средства, приспособленные для передвижения как по рельсам, так и дорогам; амфибии и т.п. транспортные средства; преобразуемые транспортные средства; В03В – Разделение твердых материалов с помощью жидкостей, концентрационных столов или отсадочных машин; В03D – Флотация, дифференциальное или дробное осаждение.

Проведенные исследования патентных источников показали, что основное направление исследований связано с изучением концентраций флокулянтов, скорости осаждения частиц при сгущении, способам слива сгущенного продукта. Вопросам исследования и совершенствования приводов горно-обогатительного оборудования посвящены следующие литературные источники.

Известен радиальный отстойник (рисунок 1.17) (а.с. №2200052, опубл. 10.03.2001) [22].

Отстойник представляет собой вертикальный цилиндр диаметром 18-40 м, отношение диаметра отстойника к его глубине составляет, как правило, от 6:1 до 12:1. Нагрузка радиального отстойника составляет 1,5-4,0 м³/м²/ч.

Радиальный отстойник состоит из корпуса 1 с диаметром 28 м и глубиной цилиндрической части 4 м, выступает от уровня земли на 1 м. Центральная подводная труба 2 соединена с трубопроводом сточных вод (на рисунке не показан). Осветляемая вода поступает в корпус отстойника снизу и отходит через круговой желоб 3 и щелевые отверстия на дальнейшую очистку (на рисунке не показана). Посредством плавающей доски 5, расположенной на поверхности воды, взвешенные вещества направляются к приемному бункеру (на рисунке не показан). В нижней части корпуса перемещаются жестко соединенные с подвижной фермой 6 синусоидальные скребки 7, установленные с возможностью перемещения избыточного ила по дну корпуса. Отводящий ил гибкий шланг 8 установлен в зонах максимального прогиба скребка, обращенного в сторону, противоположную направлению движения скребка, и

подключен к иловому насосу, выходной патрубок которого установлен с возможностью подачи ила на иловые поля. Подвижная ферма 6 жестко закреплена на центральном подшипнике (на рисунке не показан), ось которого совмещена с осью корпуса. Подвижная ферма 6 представляет собой конструкцию из восьми радиально установленных относительно центра корпуса опор, замкнутых по периферии круговой поверхностью «бегущая дорожка». «Бегущая дорожка» опирается на ролики 9, расположенные на расстоянии 1,5 м друг от друга по всей длине окружности корпуса 1 с его внутренней стороны. Ролики 9 обрезинены и установлены на одном уровне относительно земли с возможностью вращения подвижной фермы 6 при движении по ним.

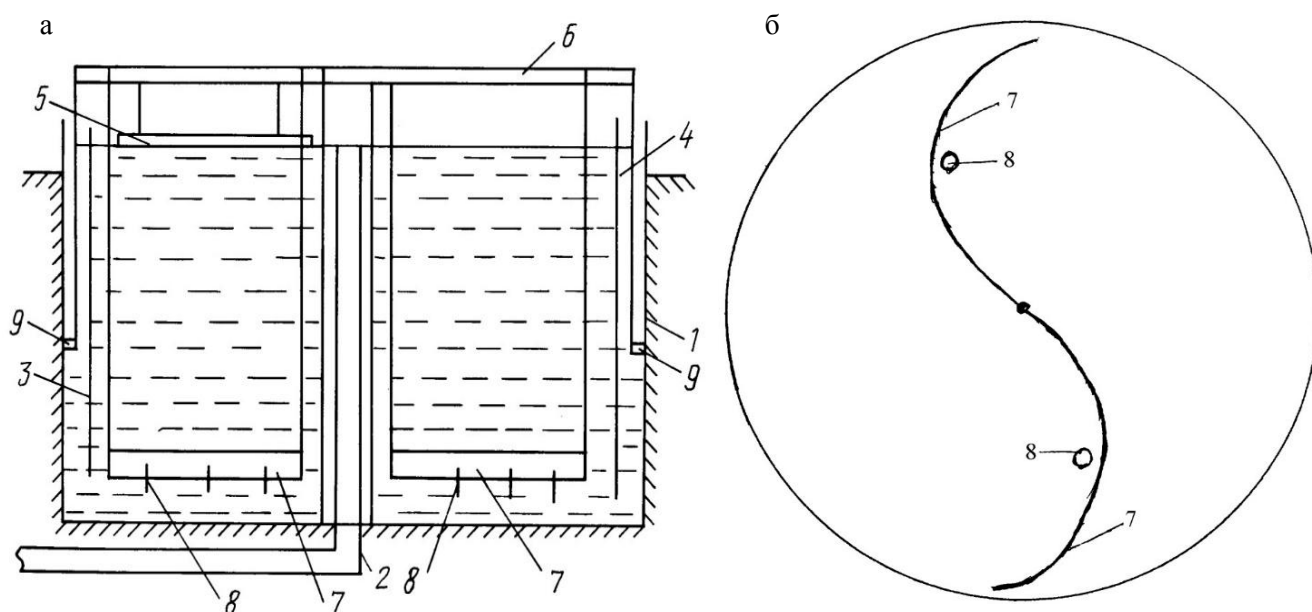


Рисунок 1.17 – Схема радиального отстойника

а – вид спереди; б – вид на скребки сверху

- 1 – корпус отстойника; 2 – центральная подводящая труба; 3 – круговой желоб;
4 – цилиндрическая часть; 5 – плавающая доска; 6 – подвижная ферма; 7 –
синусоидальные скребки; 8 – гибкий шланг; 9 – ролики

Основным недостатком рассматриваемого отстойника является возможное разрушение корпуса при движении фермы с тележкой по верхнему торцу в условиях непрерывного колебания фермы, в результате которого

происходит смещение иловых скребков 7, что приводит к неполному удалению ила.

Известен крупногабаритный радиальный отстойник (рисунок 1.18) (а.с. №2271241, опубл. 10.03.2006) [23].

Крупногабаритный радиальный отстойник сточных вод состоит из цилиндрического резервуара 1 с кольцевым каналом 2, расположенным в дне отстойника 3, разделяющим поверхность дна на два concentрических участка 4 и 5. Подвод воды осуществляется снизу по трубопроводу 6 через центральную трубу 7, а также распределительное устройство 8, выполненное в виде круглой колоннады на торце центральной подводящей трубы 7. Рабочие лопасти 9 и 10 представляют собой рабочий орган устройства механического удаления осадка, содержащего надводную часть, выполненную в виде моста 11, который одним концом установлен в центре отстойника на поворотной опоре 12, а другим опирается на колесную ходовую тележку 13, передвигающуюся по кольцевому рельсу, уложенному на стене 14 отстойника. Подводная часть устройства механического удаления осадка содержит подвес 15, выполненный в виде пространственной фермы, жестко соединенной верхним концом со средней частью моста 11, а также содержащей стрелы 16 и 17 с рабочими лопастями 9 и 10.

Недостатком предлагаемого радиального отстойника является перенос центра масс от центра вращения фермы к периферии корпуса отстойника, что отрицательно сказывается на работе привода вращения несущей фермы.

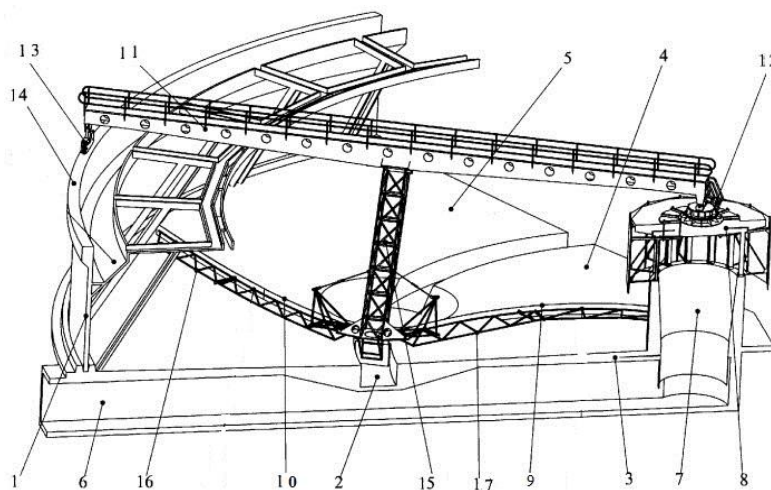


Рисунок 1.18 – Крупногабаритный радиальный отстойник сточных вод
 1 – цилиндрический резервуар; 2 – кольцевой канал; 3 – дно; 4,5 – концентрические участки; 6 – трубопровод; 7 – центральная труба; 8 – центральное распределительное устройство; 9,10 – рабочие лопасти; 11 – мост; 12 – поворотная опора; 13 – ходовая тележка; 14 – стена отстойника; 15 – подвес; 16,17 – стрелы

Известен патент «Ходовая часть илоскреба радиального отстойника» (а.с. №2335324, опубл. 10.10.2008) [24].

Изобретение представляет собой технологическое оборудование, с помощью которого оснащают радиальные отстойники, предназначенные для осветления сточных вод посредством удаления нерастворенных веществ, выпадающих на дно отстойника в виде осадка.

Ходовая часть илоскреба радиального отстойника (рисунок 1.19) содержит мост 1 с кольцевой опорой 2, размещенной в центре отстойника 3, и приводную двухколесную тележку 4 с последовательным расположением колес, установленную на борт 5 радиального отстойника 3. Рама 6 приводной двухколесной тележки 4 содержит продольную балку 7, соединенную с мостом 1 неподвижно и двумя поперечными балками 8. При этом каждая из поперечных балок 8 может быть подвижно соединена с продольной балкой 7 с возможностью поворота вокруг вертикальной оси 9 и закреплена от поворота неподвижным соединением. Неподвижные соединения состоят из болтов 10, установленных в пазы 11 поперечных балок 8 с возможностью регулировки их

положения относительно кольцевой опоры моста 2. На поперечных балках 8 установлены с возможностью качания вокруг осей 12 и 13 передний и задний двуплечие рычаги подвески 14 и 15, горизонтальные плечи которых направлены навстречу друг другу. Колеса 16 и 17 приводной двухколесной тележки 4 установлены на горизонтальных плечах двуплечих рычагов подвески 14 и 15, на которых установлены также приводы вращения 18, а вертикальные плечи двуплечих рычагов подвески 14 и 15 соединены шарнирно со связывающей их тягой 19, образуя в совокупности с рамой 6 четырехзвенный шарнирный механизм. Горизонтальные плечи рассматриваемого механизма имеют одинаковую длину, вследствие чего переднее колесо 16 и заднее колесо 17 оказывают одинаковое давление на кольцевую опору моста, равное половине нагрузки на приводную двухколесную тележку 4. Четырехзвенный шарнирный механизм подвески обеспечивает постоянное касание колесами кольцевой опоры при любых отклонениях ее поверхности от горизонтальной плоскости.

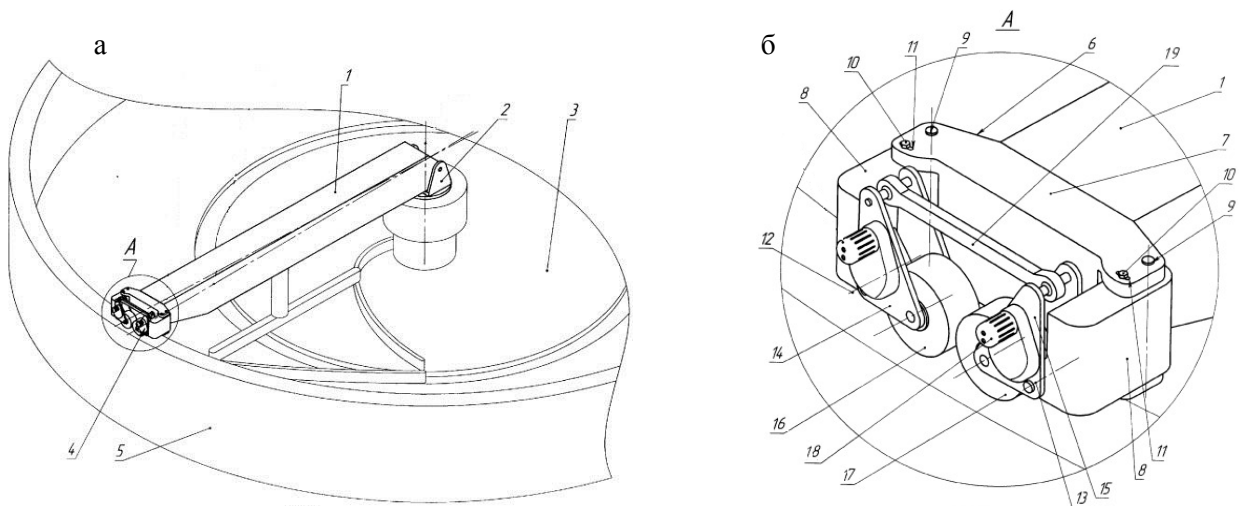


Рисунок 1.19 – Илоскреб радиального отстойника

а – илоскреб радиального отстойника; б – ходовая часть илоскреба радиального отстойника

1 – мост радиального отстойника; 2 – кольцевая опора моста; 3 – радиальный отстойник; 4 – двухколесная тележка; 5 – борт радиального отстойника; 6 – рама тележки; 7 – продольная балка; 8 – поперечная балка; 9 – вертикальная ось; 10 – болт; 11 – паз; 12,13 – оси; 14,15 – рычаги подвески; 16 – переднее колесо; 17 – заднее колесо; 18 – приводы вращения; 19 – тяга

Недостатком предлагаемого привода является подвижная подвеска опорных колес относительно рельса, что создает нестабильность сцепления.

Известен патент «Тяговое устройство для рабочих органов горных машин» (а.с. №262046, опубл. 25.05.1976).[25]

Тяговое устройство (рис. 1.20) представляет плоский механизм и содержит приводные колеса 1, установленные на рычагах 2 и 3. Рычаг 2 посредством стержней 4 шарнирно соединен с короткими плечами угловых рычагов 5, а кронштейны 6 жестко соединены с рычагом 2 и несут на себе ролики 7. Ролики могут воздействовать на длинные плечи угловых рычагов 5, соединенных стержнями 8 с рамой 9 рабочего органа горной машины. На длинные плечи угловых рычагов воздействуют пружины 10 предварительного затяга. Средние шарниры угловых рычагов 5 соединены с хомутами 11, охватывающими рельс. Хомуты соединены между собой продольной балкой тягой 12. Описанная часть тягового устройства располагается по выпуклой стороне рельса 13. С внутренней стороны закругления (вогнутой поверхности) рельса расположена рама 3, которая шарнирно соединена с хомутами 11 посредством стержней 14. Стержни 14 снабжены шарнирами 15, ось которых расположена в плоскости рельса 13. Рама 3 имеет кронштейны 16, предназначенные для соединения с рамой рабочего органа горной машины посредством стержней 8.

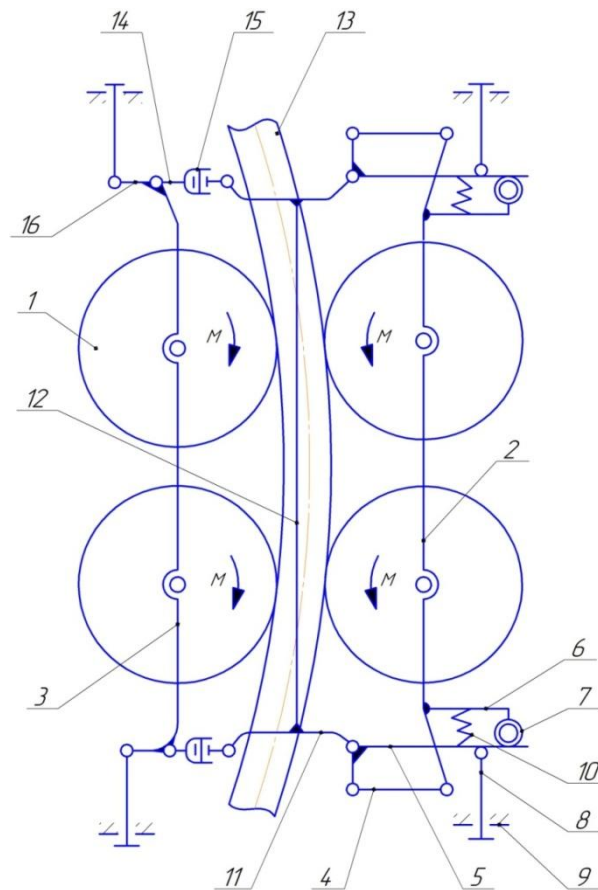


Рисунок 1.20 – Тяговое устройство для рабочих органов горных машин
 1 – приводные колеса; 2,3 – рычаги приводных колес; 4 – стержень; 5 – угловые рычаги; 6 – кронштейны; 7 – ролики; 8 – стержень; 9 – рама; 10 – пружины предварительного затяга; 11 – хомут; 12 – тяга; 13 – рельс; 14 – стержень; 15 – шарнир; 16 – кронштейн

Анализ существующих приводов сгустителей и агрегатов горно-обогатительного производства выявил следующие недостатки:

- недостаток сцепления фрикционного ролика с кольцевым рельсом;
- наличие открытых зубчатых передач, подверженных значительному абразивному износу.

В соответствии с выявленными недостатками представляется целесообразным замена существующего привода на механизм подачи фрикционного типа, основанный на применении тягового устройства с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс.

Приводные колеса, установленные на подшипниках в корпусе тягового устройства механизма подачи, с двух сторон зажимают тяговый рельс. Посредством тяг тяговое устройство механизма подачи закреплено на ферме

сгустителя, где расположен привод тягового устройства механизма подачи, состоящий, как правило, из червячного редуктора с раздвоенной степенью и асинхронного электродвигателя. Вращение на валы приводных колес передается через карданные валы.

На рисунке 1.21 представлена кинематическая схема механизма подачи фрикционного типа на основе тягового устройства с регулируемым давлением приводных колес на рельс.

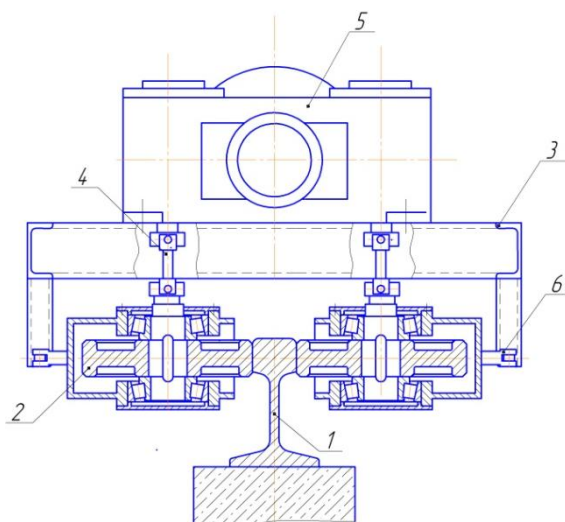


Рисунок 1.21– Схема фрикционного привода на основе тягового устройства с регулируемым давлением приводных колес на рельс

1 – тяги; 2 – каретка; 3 – карданный вал; 4 – приводное колесо; 5 – рельс; 6 – привод

Применение данного типа привода позволяет отказаться от контргрузов, так как сцепление приводных колес 4 с рельсом 5 автоматически возрастает при увеличении сопротивления вращению граблин в процессе сгущения, чем больше возникающие сопротивления, тем больше сила сцепления (сила сцепления приводных колес с рельсом пропорциональна внешнему сопротивлению). Кроме этого, использование данного типа привода позволяет уменьшить энергоемкость привода, так как пропадает необходимость в перемещении дополнительных балластных грузов.

Выводы по первой главе

1. Приведенный обзор и анализ результатов научно-исследовательских работ и конструкций приводов горно-обогачительного оборудования установил, что сгустители с периферическим приводом от 18 до 100 м широко используются в горно-обогательном производстве.

2. Модернизация конструкций современных радиальных сгустителей идет по трем направлениям – установка оригинальных питающих колодцев, системы удаления шлама и подачи флокулянта, применение блоков тонкослойного сгущения, а также гребковой системы удаления шлама волокушного типа.

3. Существенным недостатком механизмов подачи фрикционного типа сгустителей и другого горно-обогачительного оборудования, является прямая зависимость между создаваемой силой тяги и сцепным весом тяговой тележки и фермы, что требует введения дополнительной, непроизводительно перемещаемой, балластной массы, неоправданному росту расходования материалов, повышению энергоемкости привода.

4. Создание механизма подачи фрикционного типа вращающихся частей горно-обогачительного оборудования, на основе тягового устройства с регулируемым давлением приводных колес на рельс, обеспечивающего линейную зависимость развиваемой силы тяги от внешнего сопротивления является актуальной задачей.

ГЛАВА 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ФРИКЦИОННОГО ТИПА

2.1 Механизм подачи фрикционного типа для перемещения горно-обогачительного оборудования

Основным недостатком существующих механизмов подачи фрикционного типа сгустителей и другого горно-обогачительного оборудования является способ создания силы тяги привода за счет сцепного веса тяговой тележки с размещенным на ней электродвигателем, редуктором и т.п. [26–28].

В существующих приводах периферических сгустителей и другого горно-обогачительного оборудования, прижатие приводного ролика к кольцевому рельсу осуществляется силой тяжести массы тяговой тележки, связанной с гребковой фермой [29]. В процессе сгущения пульпы наблюдается рост сопротивлений вращению гребковой фермы [30], требующий увеличения силы нормального давления приводного ролика на рельс за счет увеличения сцепного веса тяговой тележки [31,32]. Это приводит к необходимости введения дополнительной, непроизводительно перемещаемой, балластной массы (в некоторых случаях до 18 т.), неоправданному росту расходования материалов, повышению энергоемкости привода и т.п. [33].

В Ленинградском горном институте под руководством проф. В.С. Берсенева созданы тяговые устройства механизма подачи с регулируемым давлением приводных колес на рельс, которые могут быть успешно использованы при проектировании фрикционных приводов вращающихся частей горно-обогачительного оборудования, в частности сгустителей [34].

Вопросами исследования тяговых устройств занимались Денегин В.В., Никифоров И.В, Федоров Ю.С., Ульянов Е.М. и др.

Механизм подачи фрикционного типа горно-обогачительного оборудования на основе тягового устройства представлен на рисунках 2.1, 2.2.

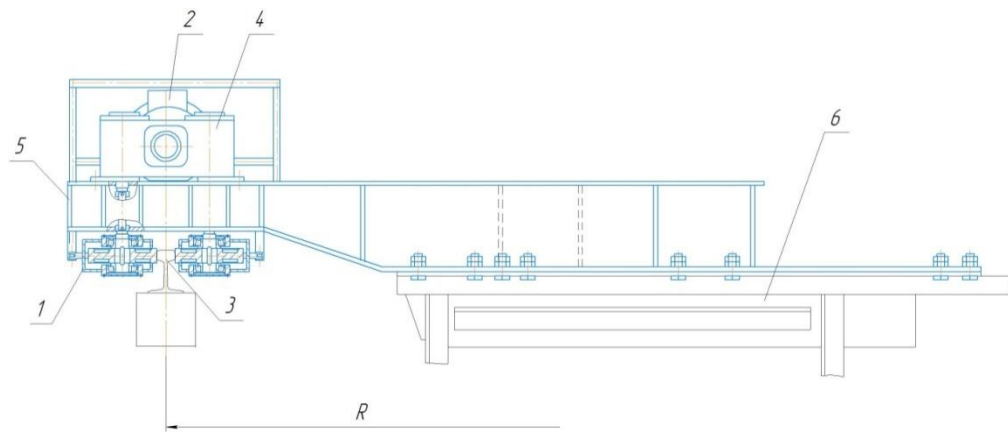


Рисунок 2.1 – Механизм подачи фрикционного типа сгустителя на основе тягового устройства

1 – тяговое устройство механизма подачи; 2 – электродвигатель; 3 – кольцевой рельс; 4 – цилиндро-червячный редуктор; 5 – опорная рама; 6 – гребковая ферма

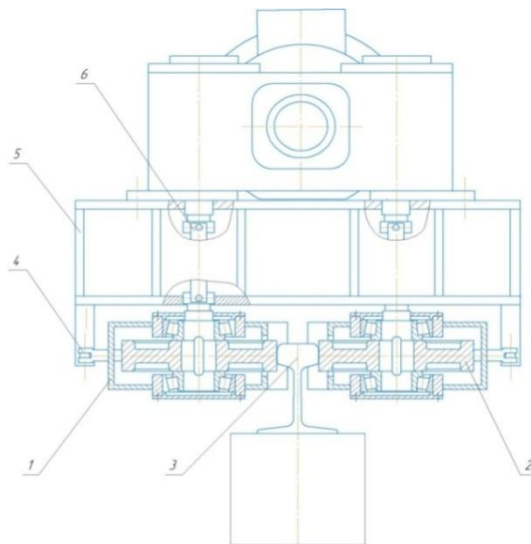


Рисунок 2.2 – Механизм подачи фрикционного типа сгустителя
1 – тяговое устройство механизма подачи; 2 – приводные колеса; 3 – кольцевой рельс; 4 – угловые рычаги; 5 – опорная тележка; 6 – карданный вал

Основным элементом механизма подачи фрикционного типа является тяговое устройство 1 с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес 2 на опорный кольцевой рельс 3. Кольцевой рельс 3 собирают из секторов железнодорожных рельсов типа Р75 или из стального профиля квадратного сечения, закрепляемого на полке двутавровой балки. Приводные колеса 2 зажимают головку кольцевого рельса 3 с двух сторон. Концы длинных плеч угловых рычагов 4 (рисунок 2.2) соединены с опорной

рамой 5, катящейся по периметру кольцевого рельса 3, уложенного по борту приемной чаши агрегата (на рисунке не указан). Опорная рама 5 болтами жестко соединена с гребковой фермой 6 (рисунок 2.1). Приводные колеса 2 зажимают головку или ножку кольцевого рельса 3 [35,36].

Крутящий момент на приводные колеса 2 передается от асинхронного электродвигателя 2 (рисунок 2.1), установленного на поверхности опорной рамы 5, на ведущий вал цилиндро-червячного редуктора 4 с раздвоенной тихоходной ступенью, (крутящий момент от червяка передается на два червячных колеса), а затем через карданные валы 6 на приводные колеса 2 тягового устройства механизма подачи 1.

При сообщении вращательного движения приводным колесам 2 происходит затяг механизма силами сопротивления движению, и за счет сил сцепления колес с кольцевым рельсом 3 начинается движение гребковой фермы 6 (рисунок 2.1) горно-обогащительного оборудования, например сгустителя.

На рисунке 2.3. представлена кинематическая схема тягового устройства механизма подачи с регулируемым давлением приводных колес на рельс

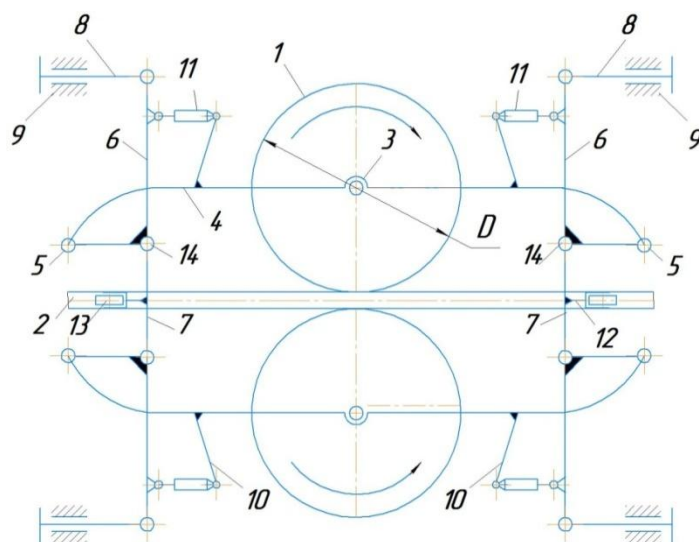


Рисунок 2.3 – Кинематическая схема тягового устройства механизма подачи с регулированием давления приводных колес на рельс

1 – приводные колеса; 2 –рельс; 3 – ось приводного колеса; 4 – рычаг приводного колеса; 5 – шарниры; 6 – угловой рычаг; 7 – хомут; 8 – тяги; 9 – опорная тележка; 10 – кронштейн; 11 – приспособления начального затяга; 12 – кронштейн опорного ролика; 13 – опорный ролик; 14 – шарниры

Тяговое устройство механизма подачи имеет два приводных колеса 1 (рисунок 2.3), зажимающих головку рельса 2 с двух сторон. Приводные колеса 1 с помощью осей 3 смонтированы на рычагах 4, левые концы которых шарнирами 5 соединены с концами коротких плеч угловых рычагов 6. Вершины угловых рычагов 6 связаны с хомутами 7, огибающими головку рельса. Концы длинных плеч угловых рычагов 6 тягами 8 соединены с опорной тележкой 9 горно-обогачительного оборудования. Рычаги приводных колес 4 снабжены кронштейнами 10. Между концами кронштейнов 10 и угловыми рычагами 6 установлены приспособления начального затяга 11. Хомуты 7 жестко связаны кронштейнами 12 с опорными роликами 13, передающими силу тяжести тягового устройства механизма подачи на головку кольцевого рельса 2.

При действии внешнего сопротивления на тяги 8 через угловые рычаги 6 происходит передача усилия на приводные колеса 1. При этом величина нормального давления регулируется в зависимости от действующего внешнего сопротивления [99].

При сообщении крутящего момента на приводные колеса происходит затяг механизма и создание силы тяги.

Согласно исследованиям Д.К.Минова, Н.Н. Меншутина, О.М. Янсона, С.М. Андриевского, Барского М.Р. и других коэффициент сцепления ψ стального колеса по стальному рельсу имеет переменный характер и зависит от величины скольжения u приводных колес относительно рельса [37–40]. В свою очередь, скольжение приводных колес относительно рельса является функцией от величины реализуемого колесом окружного усилия при данных условиях движения (состояние рельса, температура окружающей среды и т. п.) [41–43].

Согласно зависимости $\psi = f(u)$ в пределах значений относительного скольжения u от нуля до 100% характер изменения коэффициента сцепления ψ подчиняется законам двух зон – зоне упругого скольжения и зоне комбинированного скольжения.

Зона упругого скольжения характеризуется близкой к линейной зависимостью между коэффициентом сцепления ψ и скольжением u и

располагается в пределах относительного скольжения от нуля до 2%. В этой зоне скольжение приводных колес относительно рельса носит упругий характер. Для всей зоны упругого скольжения характерно устойчивое сцепление колеса с рельсом, определяемое достаточно высокими значениями реализуемого коэффициента сцепления [44].

Зона комбинированного скольжения, характеризуется преобладанием избыточного скольжения, падением коэффициента сцепления колеса с рельсом и неустойчивостью процесса сцепления [45].

Оценивая описанные выше зависимости $\psi = f(u)$ следует обеспечить работу тяговых устройств механизмов подачи фрикционного типа вращающихся частей горно-обогатительного оборудования, в зоне упругого скольжения.

Так как величина скольжения приводного колеса в этой зоне не превышает 2%, то процесс создания силы тяги в зоне упругого скольжения характеризуется наиболее высоким значением коэффициента полезного действия η , определяемым зависимостью.

$$\eta = 1 - \frac{u}{100} \quad (2.1)$$

Надежность сцепления приводных колес с рельсом гарантирована при условии выполнения требований следующих трех уравнений

$$F = \psi \sum N; \quad (2.2)$$

$$\sum N = U (\sum W + N_0); \quad (2.3)$$

$$F = \sum W + \sum K \sum N, \quad (2.4)$$

где F – полная сила сцепления в зоне контакта колеса с рельсом (развиваемая сила тяги); ψ – расчетный коэффициент сцепления; $\sum N$ – суммарное давление приводных колес на рельс; $\sum W$ – суммарное сопротивление вращению фермы агрегата; U – передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи; N_0 – усилие начального затяга приведенное к входу регулирующего устройства (принимается равным 2-3% от

максимальной силы тяги); $\sum K$ – суммарный коэффициент сопротивлений в зоне контакта колеса с рельсом.

Коэффициент K учитывает сопротивление от трения качения приводных колес по рельсу; сопротивления продольного скольжения приводных колес; сопротивления от поперечного скольжения при перекосах тягового устройства механизма подачи [46,47].

Основным кинематическим параметром тягового устройства механизма подачи является передаточное число рычажной системы, т.е. соотношение между усилием, передаваемым на угловые рычаги и создаваемым давлением приводных колес на рельс. Рычажный механизм тягового устройства механизма подачи фрикционного типа горно-обогатительного оборудования должен иметь передаточное число, соответствующее реализации тягового усилия при наихудших условиях сцепления [48,49,100].

Для устойчивой работы тягового устройства механизма подачи необходимо, чтобы расчетный коэффициент сцепления, определяемый отношением силы сцепления в функции полного сопротивления к давлению приводных колес на рельс был меньше реализуемого в данных условиях эксплуатации коэффициента сцепления ψ_0 , т.е.

$$\psi = \frac{F}{N} \leq \psi_0 \quad (2.5)$$

В современных радиальных сгустителях с диаметром приемной чаши до 200 м гребковая ферма может приводиться в движение не одним, а двумя приводами, установленными на опорных тележках, движущихся по периметру кольцевого рельса [101].

В горно-обогатительном оборудовании угловая скорость гребной фермы изменяется от 0,00942 мин⁻¹ до 0,0105 мин⁻¹ (таблица 2.1) Для реализации указанных скоростей вращения фермы необходимо обеспечить скорость вращения приводных колес тягового устройства механизма подачи от 6,75 мин⁻¹ до 8,36 мин⁻¹. При принятой скорости вращения асинхронного электродвигателя требуемое передаточное число редуктора привода должно

изменяться от 113,64 до 140,74, что может быть практически реализовано применением двухступенчатого цилиндрично-червячного редуктора.

В таблице 2.1 представлены результаты расчета общего передаточного числа привода сгустителя на основе тягового устройства механизма подачи для принятых значений диаметров приводных колес от 300 до 400 мм.

Таблица 2.1 Результаты расчета передаточного числа фрикционного привода

Тип сгустителя	Параметры сгустителя					Параметры фрикционного привода на основе тягового устройства				
	Диаметр кольцевого рельса, м	Число оборотов граблин сгустителя, $n_{гр}$, об/мин	Угловая скорость вращения граблин сгустителя, $\omega_{гр}$, c^{-1}	Мощность двигателя, $N_{дв}$, кВт	Частота вращения электро-двигателя, $n_{дв}$, об/мин	Диаметр приводного колеса, м	Мощность двигателя, $N_{дв}$, кВт	Окружная скорость приводного колеса, v , м/с	n_k , $мин^{-1}$	Общее передаточное число $U_{прив}$
П-25	25	0,1	0,0105	7,1	950	0,3	7,1	0,13125	8,36	113,64
П-30	30	0,09	0,00942	8,3	950	0,4	8,3	0,1413	6,75	140,74

Переход на механизм подачи фрикционного типа на основе тягового устройства с регулируемым давлением приводных колес обеспечивает создание силы тяги, величина которой автоматически возрастает или уменьшается в зависимости от внешнего сопротивления на гребковой ферме, изменяющегося в процессе сгущения пульпы [50,51]. Это позволяет отказаться от дополнительного балластного груза, применяемого в существующих сгустителях. Кроме того, упрощается конструкция привода в целом, так как исключается использование открытой зубчатой передачи, подверженной активному износу рабочих поверхностей зубьев, а также ременной передачи [52,53,102].

2.2 Передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи с регулируемым давлением приводных колес на рельс

Ранее указано, что крутящий момент на приводные колеса может быть передан непосредственно от карданного вала (рисунок 2.4) или через встроенную в корпус тягового устройства механизма подачи зубчатую цилиндрическую передачу (рисунок 2.8). При этом ведущая шестерня передачи монтируется непосредственно на корпусе тягового устройства механизма подачи, а зубчатое колесо жестко связано с приводным колесом.

Общее передаточное число рычажного механизма тягового устройства механизма подачи равно

$$U = U_{y.p.} U_{n.k.}, \quad (2.6)$$

где $U_{y.p.}$ – передаточное число углового рычага; $U_{n.k.}$ – передаточное число рычага приводных колес.

Передаточное число углового рычага, плечи которого l_1, l_2 взаимно перпендикулярны, равно

$$U_{y.p.} = \frac{l_1}{l_2}, \quad (2.7)$$

где l_1 – длинное плечо углового рычага; l_2 – короткое плечо углового рычага

2.2.1 Влияние геометрических параметров рычага приводных колес на передаточное число привода

Внешние силы, приложенные к рычагам приводных колес, располагаются в плоскости, проходящей через ось головки рельса, поэтому расчет рычага следует вести как тела, находящегося в равновесии на плоскости.

Переданному угловым рычагом на рычаг приводных колес усилию K соответствует значительно большее нормальное давление N колеса на рельс (рисунок 2.3). При этом усилие K для рычага считается входным усилием, а усилие N – выходным.

Передаточное число рычага приводных колес

$$u_1 = \frac{N}{K}, \quad (2.8)$$

Величина u_1 зависит от геометрических размеров рычага L , b , l_2 и способа передачи на приводные колеса крутящего момента.

Если привод установлен на раме тележки агрегата, то крутящий момент передают устройства, исключаящие возникновение дополнительных связей между рамой и тяговым устройством. Поэтому для передачи крутящего момента рекомендуется применять карданные валы, которые передают момент непосредственно на вал приводного колеса или на входной вал встроенной зубчатой передачи [54].

Отмеченные особенности размещения привода и передачи крутящего момента существенно влияют на особенности условия равновесия рычага приводных колес и могут быть сведены к следующим вариантам:

– карданный вал передает крутящий (тормозной) момент непосредственно на вал приводного колеса;

– карданный вал передает крутящий (тормозной) момент от привода, смонтированного на раме агрегата через зубчатую передачу, установленную в корпусе тягового устройства механизма подачи.

На рисунке 2.4 представлена схема внешних сил, приложенных к рычагу приводных колес в случае передачи крутящего момента непосредственно на вал приводного колеса.

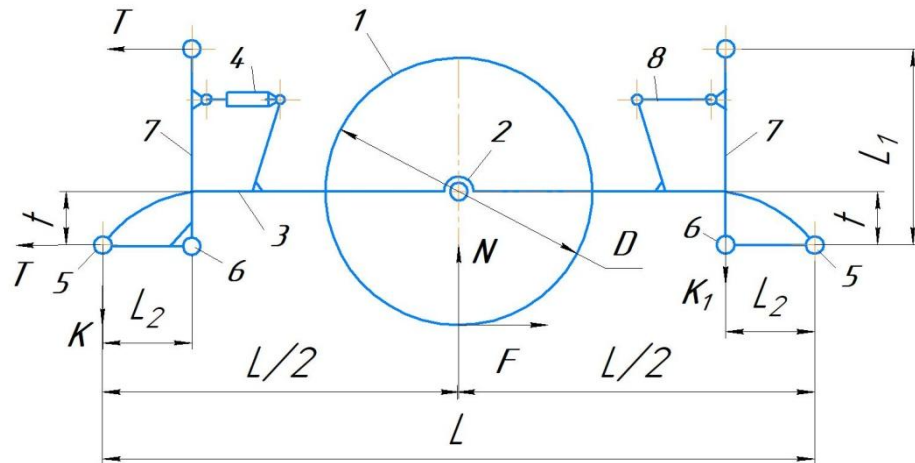


Рисунок 2.4 – Схема к расчету передаточного числа рычага приводных колес
1 – приводное колесо; 2 – ось приводного колеса; 3 – рычаг приводного колеса;
4 – устройство начального затяга; 5,6 – шарниры; 7 – угловой рычаг; 8 – кронштейн

Нормальная сила N и касательная реакции рельса T приложены к рычагу 3 через подшипник 2. При этом усилие начального затяга принимается равным нулю. Рычаг дополнительно нагружен моментом сил трения в подшипнике приводного колеса [55].

$$M_n = 0,5 \mu d \sqrt{N^2 + T^2} = 0,5 \mu d \sqrt{N^2 + (\psi N)^2} = 0,5 \mu d N \sqrt{1 + \psi_0^2} \quad (2.9)$$

$$\approx 0,5 \mu d N,$$

где $T = \psi N$, ψ_0 – коэффициент сцепления; μ, d – соответственно коэффициент трения и диаметр подшипника приводного колеса.

Уравнение равновесия рычага приводного колеса представляет собой сумму моментов внешних сил относительно центра шарнира 6

$$\Sigma M_6 = N(0,5L - l_2) + Tb - K(L - l_2) + M_n = 0; \quad (2.10)$$

Полагая, что $T = \psi_0 N$, $K = \frac{N}{u_1}$, $M_n = 0,5\mu dN$ окончательно получаем зависимость для вычисления передаточного числа рычага при передаче крутящего момента карданным валом непосредственно на вал приводного колеса

$$u_1 = \frac{L - l_2}{0,5L - l_2 + \psi_0 t + 0,5\mu d}; \quad (2.11)$$

где L – длина рычага приводных колес, l_2 – короткое плечо углового рычага, t – изогнутость рычага приводных колес, μ – коэффициент трения качения, d – диаметр подшипника приводного колеса.

Анализ влияния геометрических параметров рычага приводных колес на передаточное число представлен графиками на рисунках 2.5, 2.6, 2.7.

При построении графиков коэффициент μ принят постоянным и равным 0,0015.

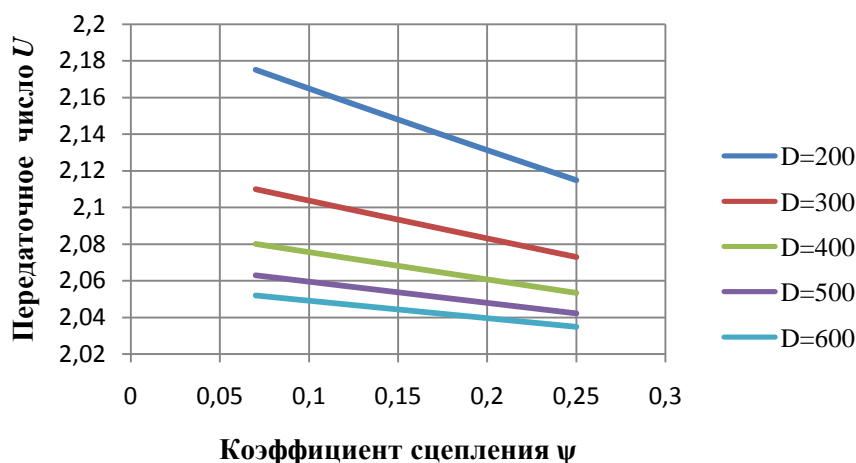


Рисунок 2.5 – Графики изменения передаточного числа рычага приводных колес в зависимости от коэффициента сцепления

График зависимости передаточного числа рычага приводных колес от коэффициента сцепления ψ построен при постоянных значениях $L=1,5 D$, $l_2=25$ мм, $b=20$ мм для приводных колес диаметром 300-600 мм. При изменении коэффициента сцепления от 0,07 до 0,25 наблюдается падение передаточного числа рычага приводных колес от 2,052 до 2,035 для рычага с длиной $L=900$ мм

и от 2,175 до 2,115 для рычага $L=300$ мм. Установлено, что минимальное значение передаточного числа, равное 2,035 получено при длине рычага $L=900$ мм и коэффициенте сцепления $\psi = 0,25$. Максимальное значение передаточного числа 2,175 соответствует коэффициенту сцепления $\psi=0,07$ и длине рычага $L=300$ мм и соответствует абсолютно чистым контактными поверхностям приводного колеса и рельса, что недостижимо в условиях эксплуатации горно-обогатительного оборудования.

Влияние изогнутости рычага приводных колес t на передаточное число исследовано для длины рычага $L=1,5D$, $2D$, $2,5D$ для значений диаметра приводного колеса $D=200$ мм.

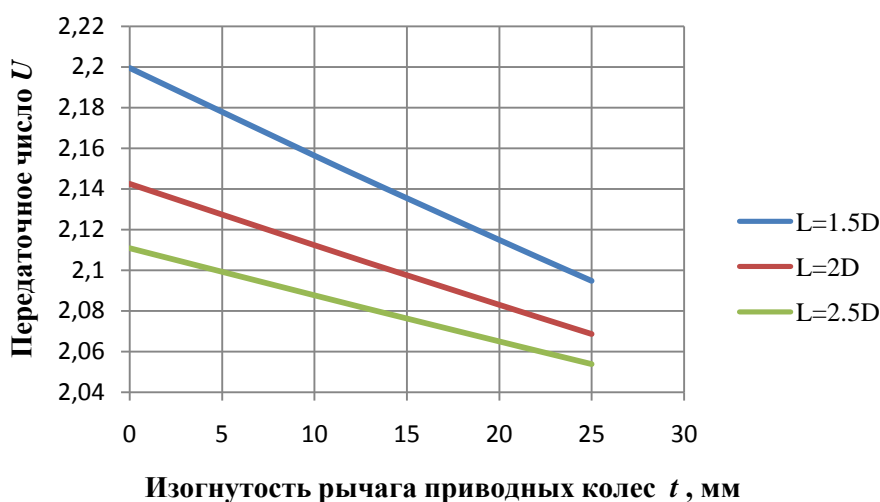


Рисунок 2.6 – Графики зависимости передаточного числа от изогнутости рычага для разных диаметров приводных колес

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод об уменьшении передаточного числа рычага приводных колес при увеличении его длины L и изогнутости рычага приводных колес t . При $t=0$ (что соответствует прямому рычагу) наибольшее значение передаточного числа $U=2,199$ получено для рычага длиной $L=1,5D$, минимальное значение передаточного числа $U=2,054$ соответствует длине рычага $L=2,5D$.

С увеличением изогнутости рычага приводных колес t от 0 до 25 мм наблюдается падение передаточного числа от 2,199 до 2,094 при $L=1,5D$, от 2,111 до 2,054 при $L=2,5D$.

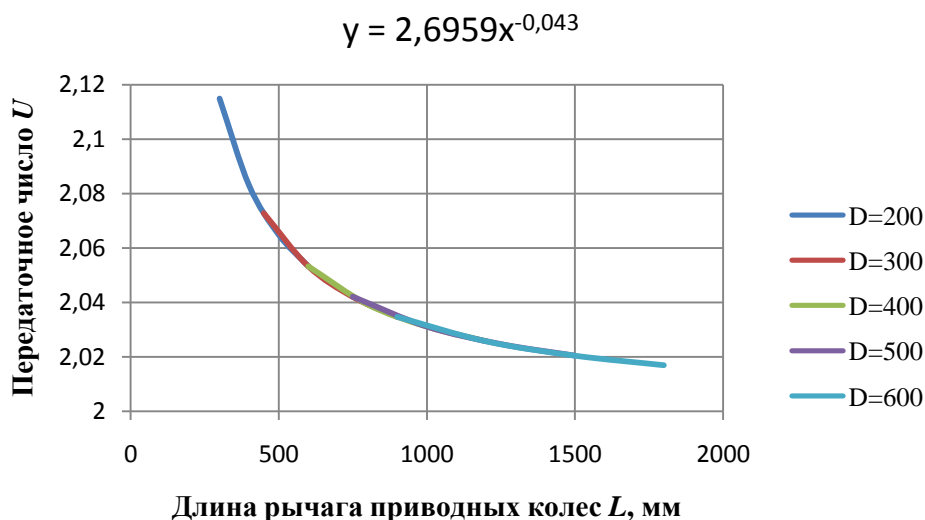


Рисунок 2.7 – Графики зависимости передаточного числа рычага приводных колес от длины рычага

Влияние длины рычага приводных колес L на передаточное число U рассмотрено для значений диаметров приводных колес от 200 до 600 мм и значении длины рычага $L=1,5\div 3D$ при постоянном значении $t=20$ мм.

В общем случае наблюдается гиперболическое падение передаточного числа U от 2,115 при $L=300$ мм до 2,017 при $L=1800$ мм. Рациональным значением длины рычага приводных колес L следует принять значение $1,5D$, обеспечивающее максимальное значение передаточного числа 2,115.

2.2.2 Передаточное число рычага приводных колес при передаче крутящего момента через встроенную зубчатую передачу

При передаче крутящего момента от привода, смонтированного на раме тележки агрегата, через встроенную в тяговое устройство механизма подачи зубчатую передачу (рисунок 2.8) приводное колесо следует рассматривать как часть рычага 3.

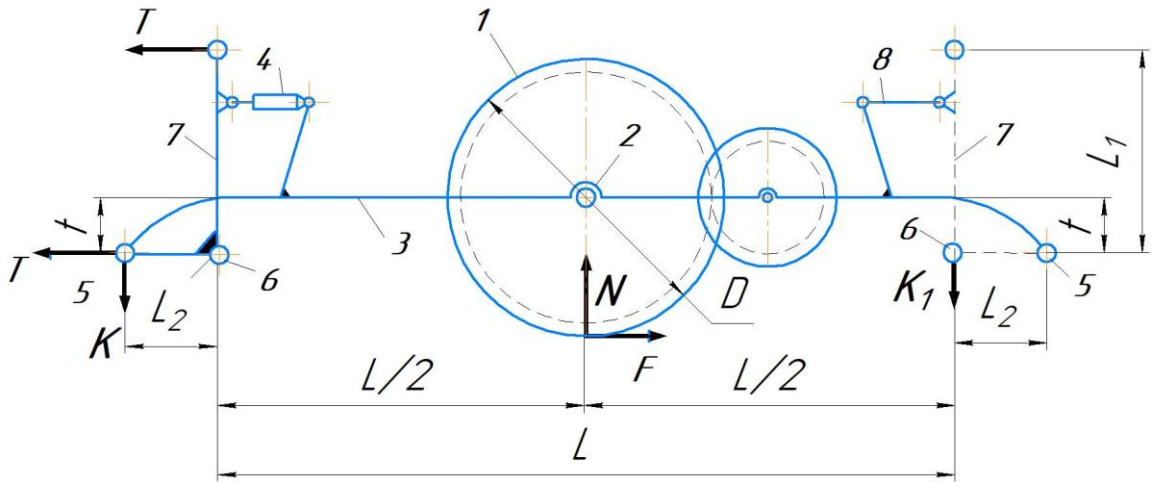


Рисунок 2.8 – Схема к расчету передаточного числа рычага приводных колес со встроенной зубчатой передачей

1 – приводное колесо; 2 – ось приводного колеса; 3 – рычаг приводного колеса; 4 – устройство начального натяга; 5, 6 – шарниры; 7 – угловой рычаг; 8 – кронштейн

При этом нормальная реакция N и касательная реакция T рельса приложены к рычагу через точку контакта колеса с рельсом, а рычаг приводных колес нагружен дополнительным моментом $M_{кв}$ [56].

$$M_{кв} = \frac{TD}{2i\eta} = \frac{\psi_0 ND}{2i\eta}, \quad (2.12)$$

где D – диаметр приводного колеса; i – передаточное число встроенной зубчатой передачи; η – к. п. д. встроенной зубчатой передачи.

Уравнение равновесия рычага относительно центра шарнира 6.

$$\sum M_6 = N(0,5L - l_2) - T(0,5D - b) - K(L - l_2) + M_{кв} = 0 \quad (2.13)$$

$$T = \psi_0 N, \quad K = \frac{N}{u_1}; \quad M_{кв} = \frac{\psi_0 ND}{2i\eta}.$$

Окончательно получаем зависимость для вычисления передаточного числа рычага при передаче крутящего момента от карданного вала через встроенную зубчатую передачу.

$$u_1 = \frac{L - l_2}{0,5L - l_2 - \psi_0(0,5D - t) + \frac{\psi_0 D}{2i\eta}} \quad (2.14)$$

Формулы (2.8), (2.11) для определения передаточного числа рычага приводных колес получены без учета сопротивлений в шарнирах 5, 6.

При построении графиков приняты постоянными значения передаточного числа i и коэффициента полезного действия η встроенного редуктора равными 2,0 и 0,97 соответственно.

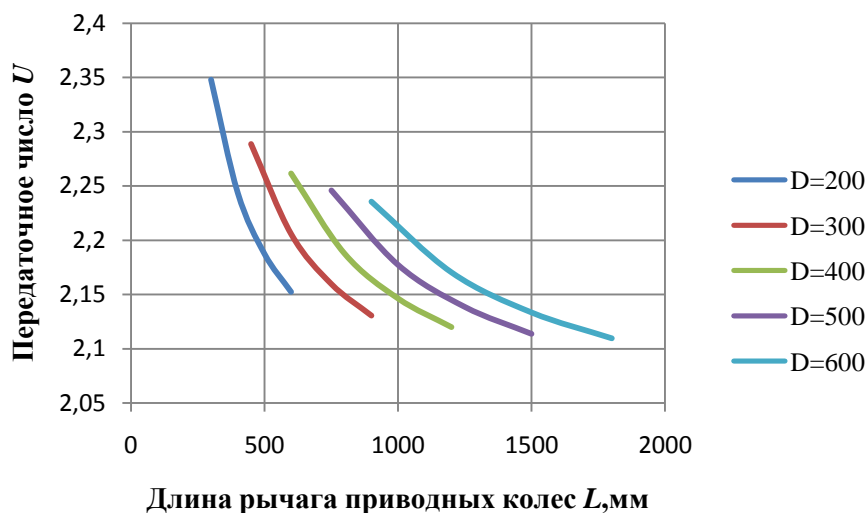


Рисунок 2.9 – График зависимости передаточного числа рычага приводных колес от длины рычага

На рисунке 2.9 представлен график зависимости передаточного числа рычага приводных колес от длины рычага при передаче крутящего момента через встроенную зубчатую передачу в корпус тягового устройства механизма подачи. Зависимость имеет гиперболический характер. При данной компоновке привода, как видно из полученной зависимости, передаточное число изменяется в пределах от 2,11 до 2,35. Таким образом, для получения максимального значения передаточного числа, равного 2,35 необходимо диаметры приводных колес установить равными 200 мм и длину рычага 300 мм.

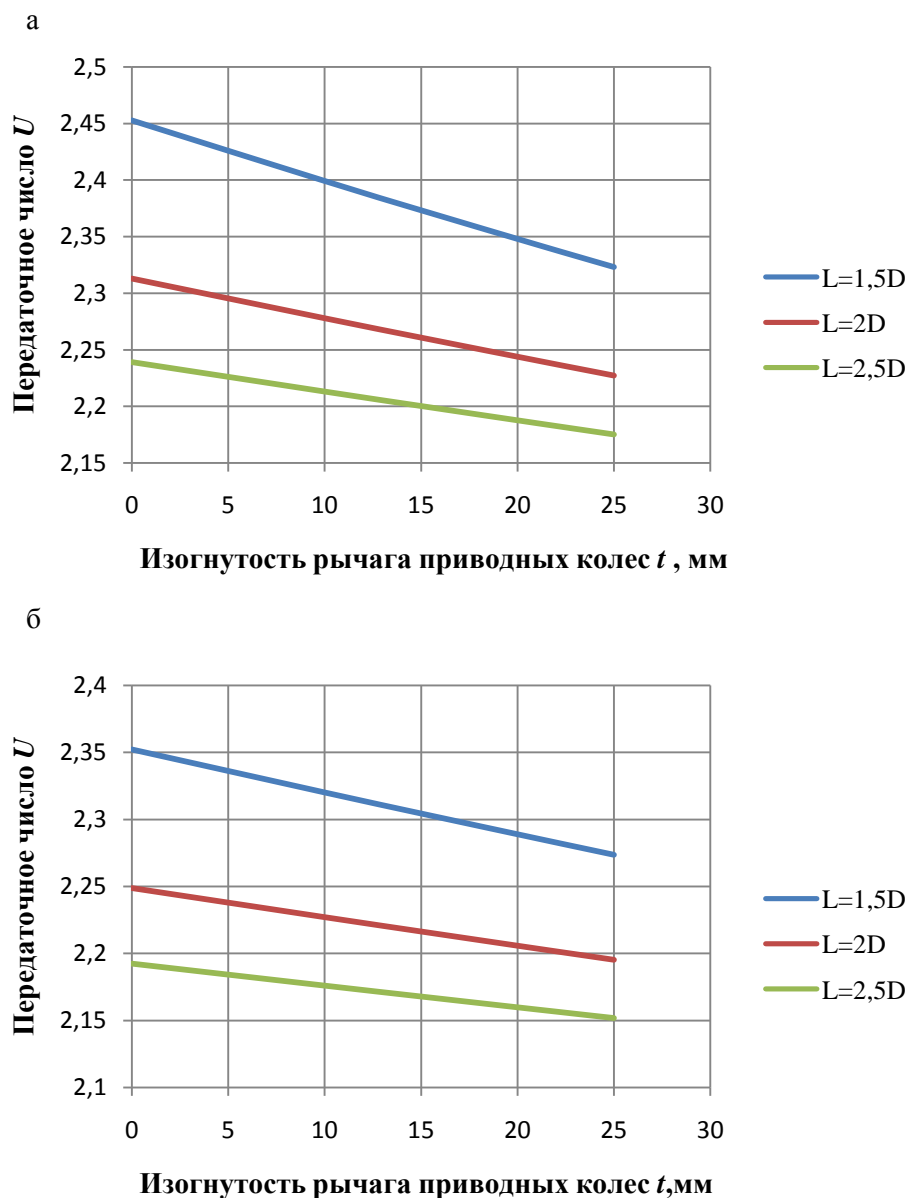


Рисунок 2.10 – График зависимости передаточного числа рычага приводных колес от изогнутости рычага
а – для диаметра приводных колес $D=200$ мм; б – для диаметра приводных колес $D=300$ мм

На рисунке 2.10 представлен график зависимости передаточного числа от изогнутости рычага приводных колес. Зависимость имеет линейный характер. При принятой длине прямого рычага, равной полутора диаметрам приводных колес тягового устройства механизма подачи передаточное число изменяется в пределах от 2,45 до 2,32 при изменении изогнутости рычага от 0 до 25 мм. Наименьшее значение передаточного числа получено при длине прямого

рычага, равной двум с половиной диаметрам приводных колес и изогнутости рычага 25 мм.

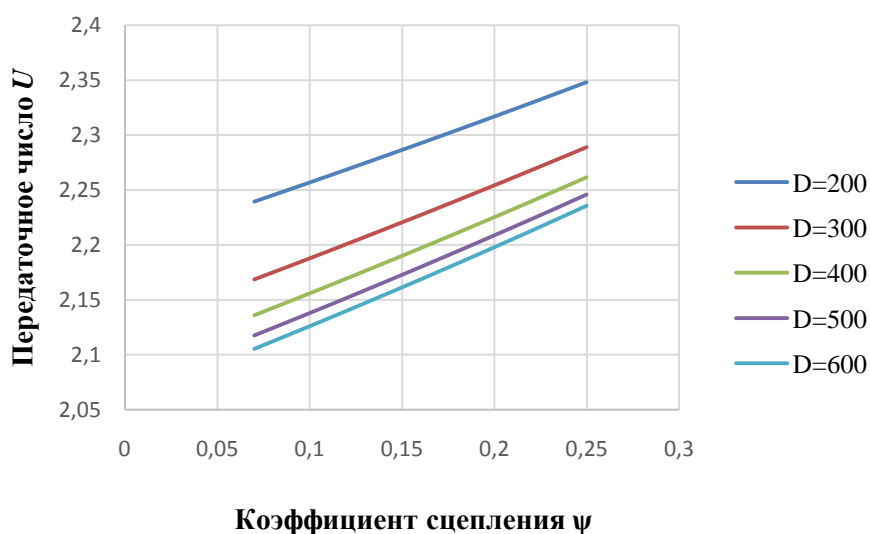


Рисунок 2.11 – График зависимости передаточного числа рычага приводных колес от коэффициента сцепления

На рисунке 2.11 представлен график зависимости передаточного числа рычага приводных колес от коэффициента сцепления, имеющей линейный характер. При диаметре приводного колеса равном 200 мм и изменении коэффициента сцепления от 0,07 до 0,25 передаточное число рычага приводных колес изменяется от 2,24 до 2,35 соответственно. Наименьшее значение передаточного числа установлено при диаметре приводного колеса, равном 600 мм и коэффициенте сцепления колеса с рельсом 0,07. Таким образом, для достижения максимального значения передаточного числа рационально использовать диаметр приводного колеса, равного 200 мм и коэффициенте сцепления 2,24.

Анализ полученных значений показывает, что передаточное число рычага приводных колес может быть реализовано в следующих пределах от 2,017 до 3,525.

2.2.3 Влияние геометрических параметров углового рычага на передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи

При работе тягового устройства механизма подачи с регулированием давления приводных колес на рельс действуют две группы сил – силы параллельные оси рельса (T , F_{cy}) и силы перпендикулярные оси рельса (K , N), поэтому целесообразно угол между осями плеч углового рычага принимать равным 90° .

На рисунке 2.12 представлена схема углового рычага, плечи которого взаимно перпендикулярны, что обеспечивает стабильность передаточного числа рычага при повороте его на некоторый угол β от исходного положения, например, при износе ходовых частей (приводных колес, рельса) и шарниров тягового устройства механизма подачи.

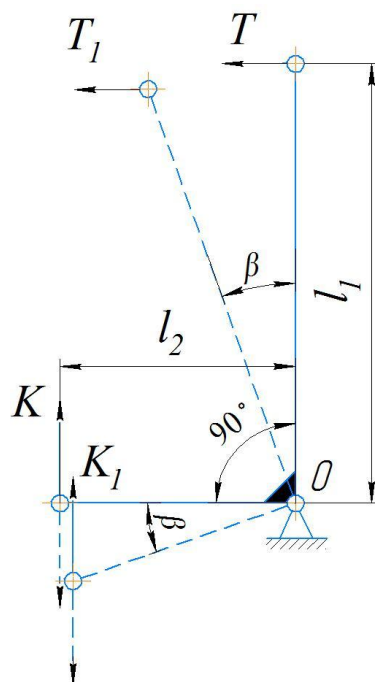


Рисунок 2.12 – Схема углового рычага тягового устройства механизма подачи

При передаче реакции T рамы агрегата через угловые рычаги (рисунок 2.12) будут возникать перпендикулярные оси рельса усилия K , которые при

передаче их на приводные колеса через рычаги приводных колес, будут преобразованы (увеличены) до значения нормального давления N .

Уравнение равновесия углового рычага в исходном положении относительно центра шарнира O , соединяющего угловой рычаг с рычагом приводных колес:

$$\sum M_o = Tl_1 - Kl_2 = 0; \quad (2.15)$$

$$\frac{K}{T} = \frac{l_1}{l_2} = u_{угл} \quad (2.16)$$

При износе конструктивных элементов устройства, для обеспечения сцепления приводных колес с рельсом, угловой рычаг повернется на некоторый угол β , возникающие при этом силы T_1 и K_1 , при неизменных условиях движения, останутся равными и параллельными силам T и K .

Уравнение равновесия углового рычага после поворота на угол β

$$\sum M_o = T_1 l_1 \cos \beta - K_1 l_2 \cos \beta = 0, \quad (2.17)$$

$$\frac{K_1}{T_1} = \frac{l_1}{l_2} = u_y \quad (2.18)$$

При равенстве $T_1 = T$, $K_1 = K$ передаточное число углового рычага остается постоянным, т. е. $u = \frac{l_1}{l_2} = const$.

Таким образом, даже при значительном износе ходовых частей обеспечивается надежная работа тягового устройства механизма подачи с сохранением неизменной величины развиваемой силы тяги.

Окончательно передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи при передаче крутящего момента непосредственно на вал приводного колеса.

$$U = \frac{L-l_2}{0,5L-l_2+\Psi_0 b+0,5\mu d} \frac{l_1}{l_2} \quad (2.19)$$

При передаче крутящего момента через встроенную в корпус тягового устройства механизма подачи зубчатую передачу.

$$U = \frac{L-l_2}{0,5L-l_2-\psi_0(0,5D-b)+\frac{\psi_0 D}{2i\eta}} \frac{l_1}{l_2} \quad (2.20)$$

Анализ полученных зависимостей (2.19), (2.20) позволяет сделать вывод о том, что общее передаточное число рычажной системы зависит в наибольшей степени от соотношения плеч l_1, l_2 углового рычага.

Влияние длины плеча углового рычага на общее передаточное число системы представлено на рисунках 2.13, 2.14.

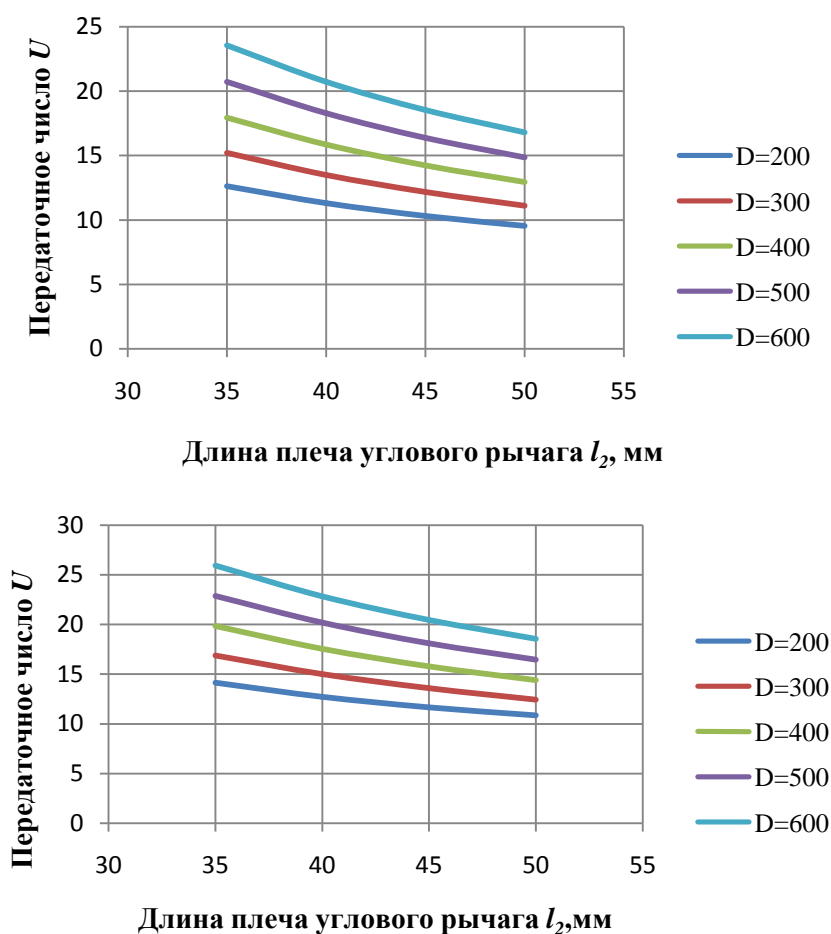


Рисунок 2.14 – График зависимости общего передаточного числа от длины плеча углового рычага

а – передача крутящего момента непосредственно на вал приводного колеса; б – передача крутящего момента через встроенную зубчатую передачу

2.2.4 Приводные колеса

При работе тягового устройства механизма подачи с регулируемым давлением приводных колес на рельс принято парное их расположение относительно оси рельса. В этом случае величина нормального давления приводных колес на рельс ограничена прочностью рельса, приводного колеса и прочностью подшипниковых узлов [57,58]. Так как приводные колеса при парном симметричном их расположении не имеют жесткой связи с рамой тележки агрегата, то важное значение приобретают вопросы ориентации их в плоскости головки кольцевого рельса [59].

Ориентация приводных колес и всего тягового устройства механизма подачи в плоскости рельса осуществляется специальными опорными роликами (поз. 13 рисунок 2.3), которые целесообразно располагать на хомутах тягового устройства механизма подачи.

Взаимная уравновешенность приводных колес на кольцевом рельсе позволяет значительно увеличить их давление на рельс с одновременным сокращением размеров тягового устройства механизма подачи.

При этом необходимо обеспечить достаточную контактную прочность колеса. Если обеспечиваемая стандартными рельсами (ГОСТ Р 51685-2013) ширина контакта B колеса с головкой рельса оказывается недостаточной по контактным напряжениям, то для их взаимодействия может быть использована ножка рельса [60–63].

При встречном давлении приводных колес на рельс предпочтительна цилиндрическая поверхность катания и линейный контакт цилиндрическое колесо – плоский рельс.

При изготовлении приводных колес следует применять специальные бандажные стали или стали 40Х, 45 и т. п. [64,65].

В справочной и учебной литературе [66] приведены формулы определения расчетных контактных напряжений между приводным колесом и

рельсом существенно отличающиеся между собой по набору входящих в их состав коэффициентов и величин. Детальный анализ существующих методик расчета контактных напряжений между колесом и рельсом позволяет наиболее точно определить как диаметр приводных колес, соответствующий предлагаемым условиям эксплуатации тягового устройства механизма подачи, так и величину коэффициента трения качения, статические и динамические нагрузки [67].

Известно несколько методик расчета контактных напряжений, из которых основной является расчет по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (2.21)$$

где q – нагрузка на единицу длины линии контакта, Н/мм; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны;

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \text{ – приведенный радиус кривизны } 1/\text{мм};$$

где R_1 – радиус приводного колеса, R_2 – радиус рельса

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2} \text{ – приведенный модуль упругости, Мпа,}$$

где E_1 – модуль упругости материала приводного колеса, E_2 – модуль упругости материала рельса.

В таблице 2.2 приведены значения расчетных контактных напряжений в зоне контакта приводных колес с рельсом, полученные по различным методикам расчета

Таблица 2.2 – Расчет контактных напряжений

Порядковый № формулы	Расчетная формула	Расчетное контактное напряжение, МПа
1	$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{\frac{F_p E_{np}}{RB}},$ <p>где $\sigma_{см}$ – действительные напряжения смятия в зоне контакта, Н/мм² F_p – расчетная нагрузка на ходовое колесо, Н; R – радиус приводного колеса, мм; B – ширина головки рельса, мм</p>	636,16
2	$\sigma = 340 k k_f \sqrt{\frac{k_\delta k_H F}{BD}},$ <p>где k – коэффициент отношения радиуса закругления рельса к диаметру поверхности катания колеса; k_f – коэффициент влияния потенциальной нагрузки на напряжение в контакте; k_δ – коэффициент динамической пары «колесо-рельс»; k_H – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса; F – максимальная статическая нагрузка на приводное колесо, кН; D – диаметр поверхности катания приводного колеса, см</p>	672,50

Продолжение таблицы 2.2

3	$\sigma_{см} = 600 \sqrt{\frac{k_{max} c_1 c_2}{BR}},$ <p>где k_{max} - наибольшая нагрузка на приводное колесо, кг; c_1 - коэффициент, учитывающий режим работы механизма; c_2 - скоростной коэффициент</p>	737,60
4	$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}$	636,16

Расчет приводных колес на контактную прочность следует вести по формуле Беляева – Герца с учетом особенностей методики излагаемых в работах А. И. Дукельского [68,69].

На рисунке 2.15 представлены графики расчетных контактных напряжений для диаметров приводных колес от 300 мм до 500 мм при длине линии контакта В60 мм.

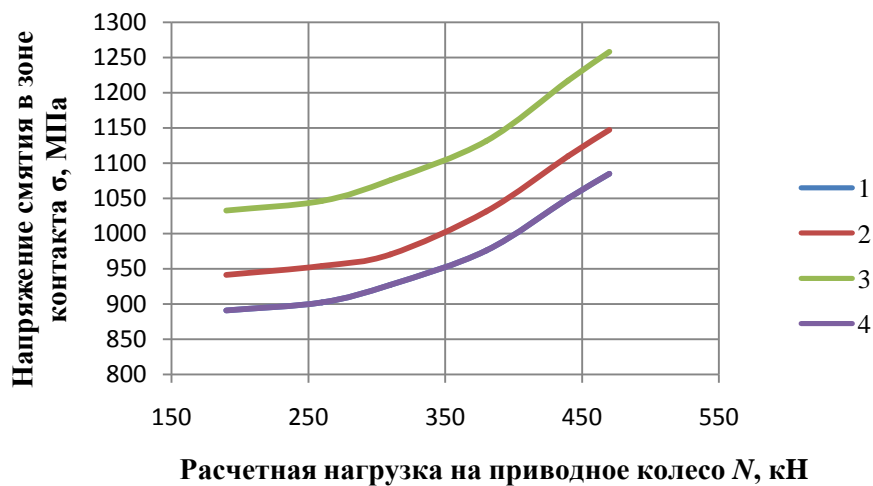


Рисунок 2.15– Графики зависимости контактных напряжений от расчетной нагрузки N по различным методикам расчета

Определение диаметра приводных колес механизма подачи фрикционного типа горно-обогатительного оборудования в дальнейшем проводится по формуле Герца.

2.3 Особенности работы тягового устройства механизма подачи на криволинейных участках пути

При движении тягового устройства механизма подачи только по прямолинейным участкам рельсового пути (например, скиповой подъемник) продольная ось механизма совпадает с геометрической осью головки рельса (ось X), а оси вращения приводных колес параллельны оси Z .

На рисунке 2.16 представлен участок криволинейного рельсового пути

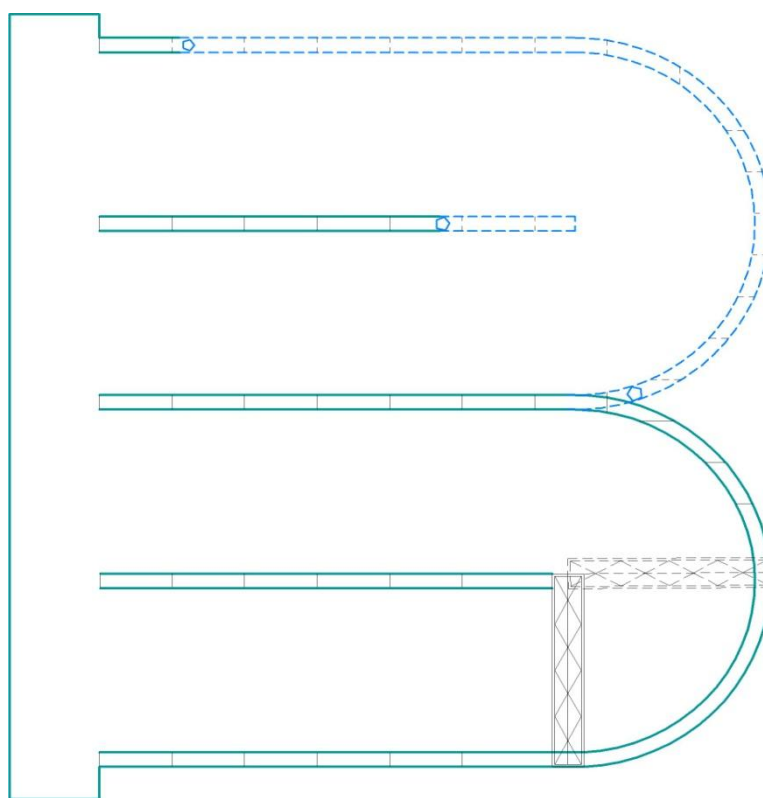


Рисунок 2.16 – Участок рельсового пути

В реальных условиях при движении по рельсовым путям, имеющим сложную траекторию, т. е. включающим как прямолинейные, так и криволинейные участки, в частности при входе в поворот, происходят перекосы тягового устройства механизма подачи, которые можно рассматривать как поворот всей системы относительно осей X , Y , Z (рисунок 2.17) [70,103].

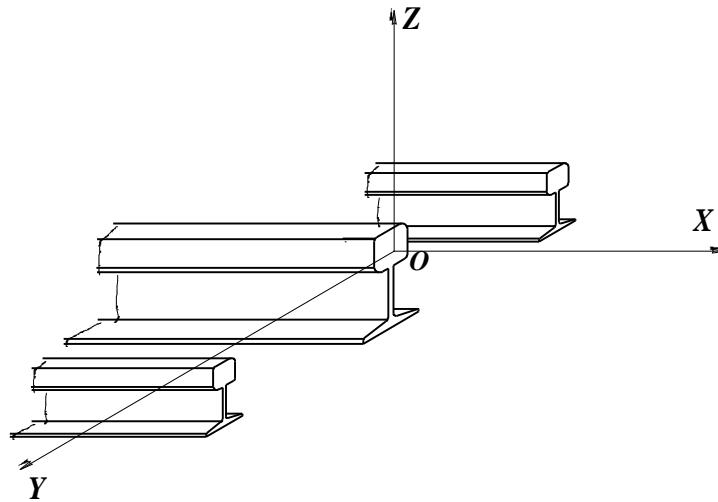


Рисунок 2.17 – Схема рельсового пути

При переходе тягового устройства механизма подачи с прямолинейного участка рельсового пути на криволинейный, а также при работе на кольцевом рельсе (частный случай криволинейного пути), наблюдается сложная картина взаимодействия внешних сил, связанных с геометрическими параметрами механизма. При входе в поворот, создаваемая тяговым устройством механизма подачи сила тяги не совпадает по направлению с силой внешнего сопротивления, как следствие, возникает момент, вызывающий перекося тягового устройства механизма подачи.

Перекося тягового устройства механизма подачи относительно оси X , как правило, ограничивается конструктивно или исключается при взаимодействии приводных колес с прямоугольной головкой рельса [71,72].

Далее рассмотрены возможные перекося тягового устройства механизма подачи в плоскости вращения приводных колес (поворот относительно оси Z) и в плоскости параллельной рабочим поверхностям головки рельса (поворот относительно оси Y) [73].

На рисунке 2.18 представлена схема возможных перекося тягового устройства механизма подачи в плоскости вращения приводных колес (плоскость XOY), которая может рассматриваться как общий случай для всех

возможных перекосов в плоскости вращения приводных колес. Тяговое устройство механизма подачи 1 условно показано в виде прямоугольника.

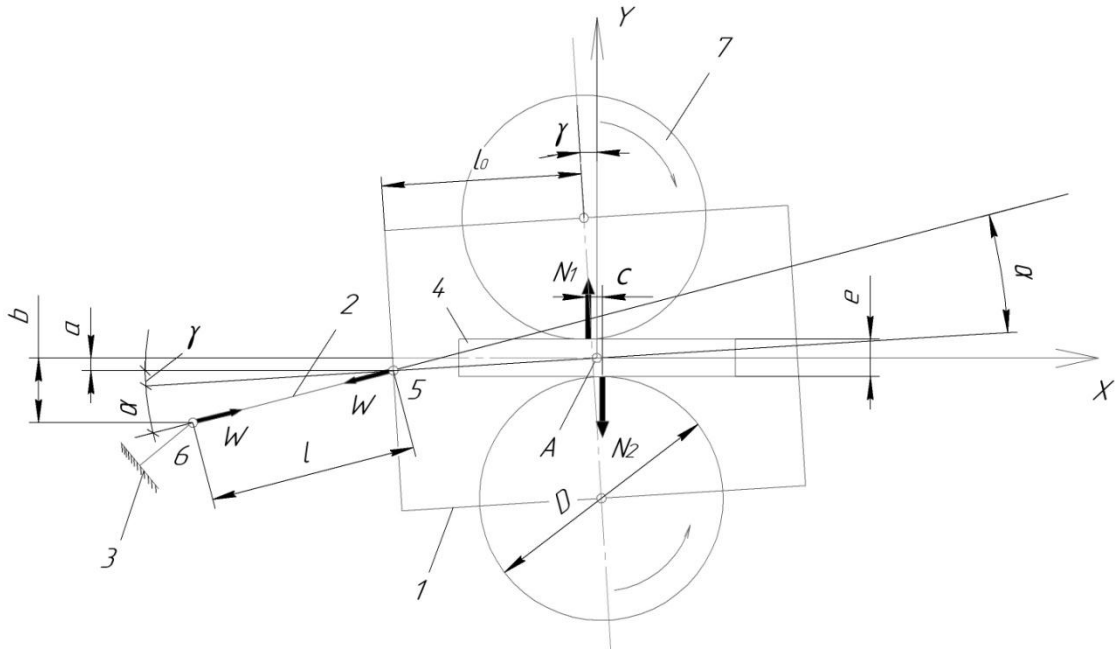


Рисунок 2.18 – Схема расположения тягового устройства механизма подачи на криволинейном участке рельсового пути

При повороте тягового устройства механизма подачи 1 на угол γ тяга 2, соединяющая тяговое устройство механизма подачи 1 с рамой 3, например, перемещаемой вагонетки, отклоняется от направления оси X головки рельса 4 на угол $\alpha + \gamma$, что соответствует смещению центров шарниров 5 и 6 относительно оси X соответственно на величину a и b . При этом реакции рельса N_1, N_2 на нормальное давление приводных колес смещены относительно друг друга на расстояние c .

Отклонение центра шарнира 6 от оси X является результатом смещения приводной тележки к центру закругления рельсового пути 4. При этом возможно допущение, что рельс 4 в зоне контакта с приводными колесами 7 имеет прямолинейную форму и ось головки рельса совпадает с осью X.

Тяговое устройство механизма подачи следует рассматривать как плоскую систему, находящуюся в равновесии под действием приложенных

внешних сил [74,75]. Уравнения равновесия тягового устройства механизма подачи имеют следующий вид:

$$\sum X = \left(\psi - \frac{2k}{D}\right)(N_1 + N_2) - W \cos(\alpha + \gamma) = 0; \quad (2.22)$$

$$\sum Y = N_1 - N_2 - W \sin(\alpha + \gamma) = 0; \quad (2.23)$$

$$\sum M_A = (N_1 + N_2)0,5c - Wl_0 \sin \alpha = 0, \quad (2.24)$$

k – коэффициент трения качения;

W – суммарное сопротивление;

c – расстояние между точками приложения сил N_1, N_2 ;

l_0 – расстояние от центра приводного колеса до центра шарнира 5.

Из уравнения 2.17 следует, что $N_1 > N_2$, т.е. на внешнее колесо действует усилие большее, чем на внутреннее.

$$N_1 = N_2 + W \sin(\alpha + \gamma) = 0; \quad (2.25)$$

$$N_2 = N_1 - W \sin(\alpha + \gamma) = 0. \quad (2.26)$$

Из схемы (рисунок 2.18):

$$c = (D + e) \tan \gamma, \quad (2.27)$$

Из уравнения 2.22:

$$(N_1 + N_2) = W \cos(\alpha + \gamma) / \left(\psi - \frac{2k}{D}\right) \quad (2.28)$$

После подстановки 2.27 и 2.28 в уравнение 2.24 получаем:

$$\sum M_A = \frac{0,5(D + e) \tan \gamma W \cos(\alpha + \gamma)}{\left(\psi - \frac{2k}{D}\right)} - Wl_0 \sin \alpha = 0. \quad (2.29)$$

После соответствующих преобразований:

$$(D + e) \frac{\sin \gamma}{\cos \gamma} W \cos(\alpha + \gamma) = 2Wl_0 \sin \alpha \left(\psi - \frac{2k}{D}\right) \quad (2.30)$$

Левую и правую части уравнения 2.30 разделим на $\sin \gamma$:

$$(D + e) \frac{\cos(\alpha + \gamma)}{\cos \gamma} = 2l_0 \frac{\sin \alpha}{\sin \gamma} \left(\psi - \frac{2k}{D}\right), \quad (2.31)$$

Тогда

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \gamma} = \frac{(D+e)\cos(\alpha+\gamma)}{2l_0 \cos \gamma \left(\psi - \frac{2k}{D}\right)}. \quad (2.32)$$

Окончательно получаем:

$$\frac{\sin \alpha \cos \gamma}{\sin \gamma \cos(\alpha+\gamma)} = \frac{(D+e)}{2l_1 \left(\psi - \frac{2k}{D}\right)}. \quad (2.33)$$

Принимаем $\frac{2k}{D} = 0$, $\frac{\cos \gamma}{\cos(\alpha+\gamma)} = 1$,

Тогда

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \gamma} = \frac{(D+e)}{2l_0 \psi}; \quad \alpha = \arcsin \frac{(D+e) \sin \gamma}{2l_0 \psi} \quad (2.34)$$

Из схемы (рисунок 2.18): $\sin(\alpha + \gamma) = \frac{b-a}{l}$; $a = l_0 \sin \gamma$;

$$\alpha + \gamma = \arcsin \frac{b-l_0 \sin \gamma}{l} \quad (2.35)$$

Совместное решение (2.34) и (2.35):

$$\arcsin \frac{(D+e) \sin \gamma}{2l_0 \psi} + \gamma = \arcsin \frac{b-l_0 \sin \gamma}{l}. \quad (2.36)$$

Так как величина угла γ не превышает значения 2^0 , то $\sin \gamma = \gamma$.

$$\arcsin \frac{(D+e) \sin \gamma}{2l_0 \psi} = \frac{(D+e) \gamma}{2l_0 \psi}; \quad \arcsin \frac{b-l_0 \sin \gamma}{l} = \frac{b-l_0 \gamma}{l}; \quad (2.37)$$

Окончательно уравнение (2.36) принимает вид:

$$\frac{(D+e)\gamma}{2l_0 \psi} + \gamma = \frac{b-l_0 \gamma}{l}. \quad (2.38)$$

После преобразований (2.34) и (2.36) для вычисления углов γ и α в радианах могут быть представлены следующие зависимости:

$$\gamma = \frac{b}{\frac{(D+e)l}{2\psi l_0} + l_0 + l}, \quad (2.39)$$

$$\alpha = \frac{(D+e)}{2l_0 \psi} \gamma. \quad (2.40)$$

Полученные зависимости (2.39), (2.40) позволяют сделать выводы о влиянии геометрических параметров тягового устройства механизма подачи

(D, l_1, l) на величину углов α и γ . При прочих равных условиях значение угла γ окажется меньшим, если длина l тяги 2 будет принята конструктивно по возможности большей. Увеличение расстояния l_0 приведет к росту угла γ , так как $\frac{D+e}{2\psi} l > l_0$.

Увеличение диаметра D приводных колес и ширины рельса e способствует уменьшению угла γ . При этом, следует заметить, что увеличение диаметра приводных колес D и ширины головки рельса e с одновременным уменьшением расстояния l_0 , доля угла α в сумме углов $\alpha + \gamma$ возрастает.

Перекосы тягового устройства механизма подачи в плоскости вращения приводных колес при движении по криволинейной траектории, в частности, при переходе с прямолинейного участка рельсового пути на криволинейный (например, вход в поворот) не вызывает резких нарушений в его работе. Если по закругленному участку пути перемещается тяговое устройство механизма подачи с приводными колесами кинематически жестко связанными и равного диаметра, то наблюдается пробуксовка колеса, расположенного с внутренней стороны рабочей поверхности головки рельса.

Поворот тягового устройства механизма подачи на угол γ в плоскости вращения приводных колес необходимо учитывать при проектировании хомутов, огибающих головку рельса. При необходимости ограничения величины угла γ хомуты тягового устройства механизма подачи могут быть оснащены опорными катками, выполняющими роль дополнительных связей устройства с рельсом.

При работе тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе, что можно рассматривать как частный случай криволинейной траектории, причинами перекоса являются: перераспределение нагрузок между внутренней относительно оси кольцевого рельса и наружной частями тягового устройства механизма подачи и возникновение момента при несовпадении по направлению

создаваемой устройством силы тяги и реакции (силы сопротивления) вращаемой части агрегата.

2.4 Особенности работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе

Применение тягового устройства механизма подачи для работы на кольцевом рельсе не изменяет его структуру и состав деталей и узлов.

На рисунке 2.19 представлена кинематическая схема тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе.

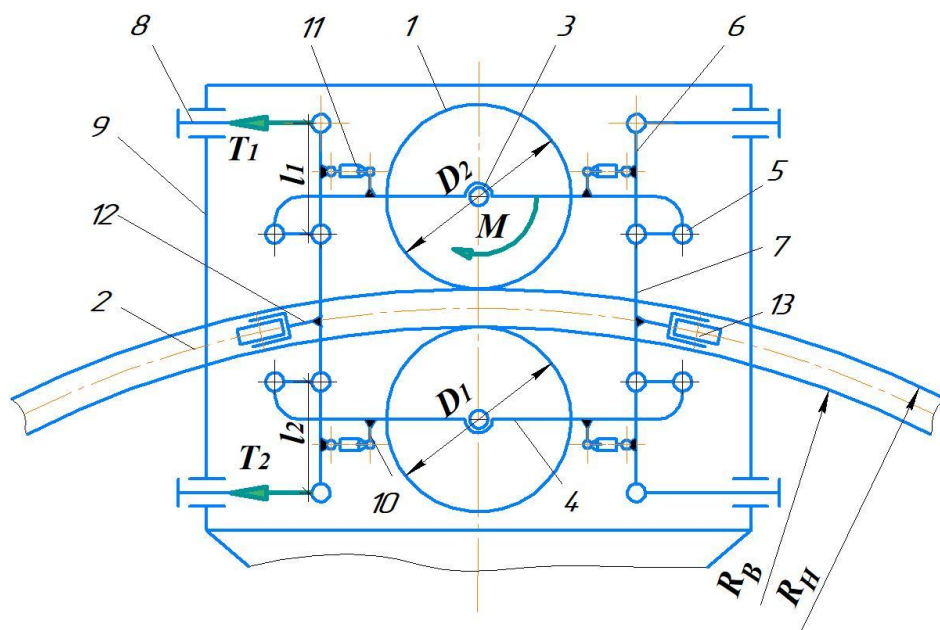


Рисунок 2.19 – Кинематическая схема тягового механизма подачи устройства на кольцевом рельсе

1 – приводные колеса; 2 – кольцевой рельс; 3 – ось приводного колеса; 4 – рычаг приводного колеса; 5 – шарниры; 6 – угловой рычаг; 7 – хомут; 8 – туги; 9 – опорная тележка; 10 – кронштейн; 11 – приспособления начального затяга; 12 – кронштейн опорного ролика; 13 – опорный ролик

Тяговое устройство механизма подачи имеет два приводных колеса 1 (рисунок 2.19), зажимающих головку кольцевого рельса 2. Приводные колеса 1 посредством осей 3 смонтированы на рычагах 4, левые концы которых шарнирами 5 соединены с концами коротких плеч угловых рычагов 6. Вершины угловых рычагов 6 связаны огибающим головку рельса хомутом 7. Концы длинных плеч угловых рычагов 6 тугами 8 соединены с опорной

тележкой 9 вращаемого агрегата (например, сгустителя пульпы). Рычаги приводных колес 4 снабжены кронштейнами 10. Между концами кронштейнов 10 и угловыми рычагами 6 установлены приспособления начального затяга 11. Хомуты 7 жестко связаны кронштейнами 12 с опорными роликами 13, передающими силу тяжести тягового устройства механизма подачи на головку кольцевого рельса 2.

Приводные колеса могут зажимать головку рельса b или шейку рельса, шириной e (на рисунке 2.19 – не показано).

При сообщении приводным колесам вращательного движения происходит затяг механизма, и за счет сил сцепления колес с кольцевым рельсом вращение передается поворотной части агрегата [104].

При работе тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе, плоскость оси головки которого совпадает с плоскостью вращения приводных колес, наблюдается сложная взаимосвязь внешних и внутренних сил с геометрическими параметрами тягового устройства механизма подачи. При несовпадении по направлению создаваемой тяговым устройством механизма подачи силы тяги и внешним сопротивлением (реакция вращающейся части агрегата) возникает момент, вызывающий перекося тягового устройства механизма подачи. Кроме этого, при несоответствии окружных скоростей приводных колес длинам окружностей внутренней и наружной рабочих поверхностей головки кольцевого рельса, возникает их продольное скольжение, также являющееся причиной перекося [76].

2.4.1 Коэффициент изменения диаметров приводных колес

Методы устранения продольного скольжения зависят от типа привода приводных колес. Применение дифференциальной передачи позволяет полностью устранить продольное скольжение, однако ведет к значительному усложнению всей конструкции тягового устройства механизма подачи. В практике проектирования тяговых устройств механизма подачи наибольшее

распространение получили приводы с жесткой кинематической связью приводных колес и индивидуальные приводы с одинаковыми параметрами двигателей и передач. Поэтому при рассмотрении особенностей работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе принято, что на приводные колеса при равенстве угловых скоростей $\omega_1 = \omega_2$ действуют равные крутящие моменты.

На рисунке 2.20 представлена схема к расчету коэффициента изменения диаметров приводных колес

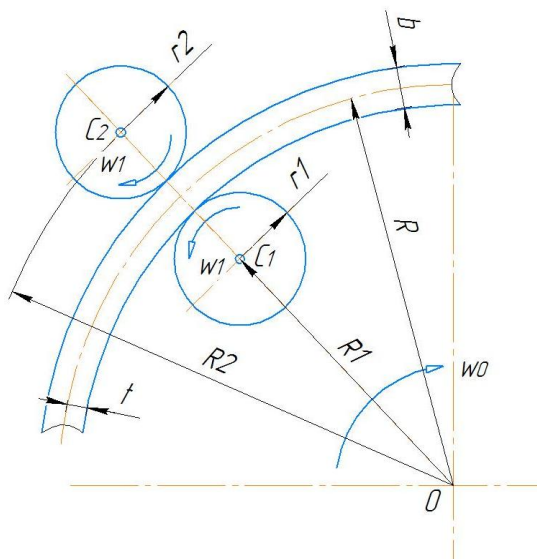


Рисунок 2.20 – Схема к расчету коэффициента изменения диаметров приводных колес

В расчетном режиме движения системы векторы $\overline{OC_1}, \overline{OC_2}$ - коллинеарны.

$$\overline{OC_1} = R_1, \overline{OC_2} = R_2 \quad (2.41)$$

где R_1 – расстояние от центра вращения фермы до центра колеса, расположенного с внутренней рабочей поверхности рельса; R_2 – расстояние от центра вращения фермы до центра колеса, расположенного с внешней рабочей поверхности рельса.

При движении тягового устройства механизма подачи по кольцевому рельсу окружная скорость приводных колес равна окружной скорости конца гребковой фермы.

$$r_1 * \omega_1 = \omega_0 * R_1, r_2 * \omega_1 = \omega_0 * R_2, \quad (2.42)$$

где r_1, r_2 – радиусы приводных колес, расположенных с внутренней и внешней рабочих поверхностей рельса соответственно, м; ω_1 – угловая скорость приводных колес при жестком приводе, с^{-1} , ω_0 – угловая скорость гребковой фермы, с^{-1} .

Тогда угловая скорость приводных колес

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 R_1}{r_1}, \omega_1 = \frac{\omega_0 R_2}{r_2} \quad (2.43)$$

Следовательно:

$\frac{\omega_0 R_1}{r_1} = \frac{\omega_0 R_2}{r_2}$, после сокращения получаем соотношение радиусов приводных колес по отношению к радиусам R_1 и R_2

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{r_2}{r_1} = K \quad (2.44)$$

где K – коэффициент изменения диаметров приводных колес.

Из расчетной схемы имеем:

$$R_1 = R - r_1 - t; R_2 = R + r_2 + t \quad (2.45)$$

где R – радиус по оси кольцевого рельса; t – половина ширины головки рельса.

Окончательно получаем

$$r_2 = K r_1 \quad (2.46)$$

Отсюда:

$$K = \frac{R+r_2+t}{R-r_1-t} = \frac{R+K r_1+t}{R-r_1-t} \quad (2.47)$$

После сокращения R , получаем:

$$K = \frac{1+K \frac{r_1+t}{R}}{1-\frac{r_1-t}{R}} \quad (2.48)$$

Принимаем следующие обозначения

$$\frac{t}{R} = \delta, \frac{r_1}{R} = \varepsilon \quad (2.49)$$

Окончательно получаем поправочный коэффициент K в зависимости от радиусов приводных колес и радиусов внутренней и наружной рабочих поверхностей головки рельса.

$$K = \frac{1+\delta}{1-2\varepsilon-\delta}, \quad (2.50)$$

тогда диаметры приводных колес, расположенных с внутренней и наружной рабочих поверхностей кольцевого рельса равны:

$$D_1 = 2r_1; D_2 = KD_1 \quad (2.51)$$

Таким образом, для устранения продольного скольжения необходимо диаметры D_1 и D_2 приводных колес принимать пропорциональными радиусам наружной R_H и внутренней R_B рабочих поверхностей головки кольцевого рельса. Так как $R_H > R_B$, $K > 1$, то диаметр наружного колеса D_2 должен быть принят большим, чем диаметр внутреннего колеса D_1 и равным $D_2 = KD_1$.

2.4.2 Поправочный коэффициент передаточного числа рычажной системы тягового устройства механизма подачи

При принятых диаметрах приводных колес и надежном их сцеплении с рельсом, создаваемые тяговые усилия F_1 , F_2 равны

$$F_1 = \psi N_1; F_2 = \psi N_2, \quad (2.52)$$

где ψ – коэффициент сцепления колеса с рельсом; N_1, N_2 - реакции рельса, равные нормальному давлению приводных колес на рельс.

На приводные колеса действуют равные крутящие моменты $M_1 = M_2$,

$$F_1 \frac{D_1}{2} = F_2 \frac{D_2}{2} \quad (2.53)$$

Следовательно, на внутреннюю и наружную части тягового устройства механизма подачи, разделенные кольцевым рельсом, действуют усилия $F_1 \neq F_2$ обратно пропорциональные радиусам наружной R_H и внутренней R_B рабочих поверхностей головки рельса и связанные зависимостью

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{1}{K} \quad (2.54)$$

Рычажная система тягового устройства симметрична относительно продольной оси. Так как на внутреннюю и наружную части механизма действуют не равные усилия $F_1 \neq F_2$, то и силы K_1 и K_2 , приложенные к рычагам приводных колес, оказываются не равными друг другу, что вызывает перекося тягового устройства механизма подачи относительно оси рельса. При этом будет повышенный износ приводных колес и кольцевого рельса.

Перекося тягового устройства механизма подачи неизбежно ведет к повороту хомута 7 к центру кольцевого рельса 2, что может вызвать его заклинивание.

Для устранения перекося необходимо уравновесить наружную и внутреннюю части устройства, т.е. создать условия при котором $K_1 = K_2$, а следовательно ввести поправку в передаточное число рычажной системы внутренней части устройства, приводное колесо которой взаимодействует с внутренней поверхностью кольцевого рельса.

Передаточное число рычажного механизма внутренней m_B и наружной m_H частей тягового устройства механизма подачи

$$m_H = m_B = m_4 m_6, \quad (2.55)$$

где m_4 – передаточное число рычага приводных колес; m_6 – передаточное число углового рычага.

Конструктивно удобнее вводить поправку в передаточное число m_6 углового рычага.

$$m_{6H} = \frac{l_1}{l_{10}}; m_{6B} = \frac{l_2}{l_{20}}, \quad (2.56)$$

где l_1, l_2 – длинные плечи угловых рычагов; l_{10}, l_{20} – короткие плечи угловых рычагов.

Целесообразно короткое плечо углового рычага по условиям технологии изготовления и сборки оставлять без изменения на обеих частях механизма,

т. е. $l_{10} = l_{20}$, а корректировать длинное плечо l_2 углового рычага внутренней части устройства.

$$K_1 = F_1 \frac{l_1}{l_{10}}; K_2 = F_2 \frac{l_2}{l_{20}} \quad (2.57)$$

Длинные плечи угловых рычагов должны быть пропорциональны радиусам рабочих поверхностей головки кольцевого рельса

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{R_2}{R_1} = K; \quad (2.58)$$

$$l_2 = Kl_1 \quad (2.59)$$

Следовательно, в передаточное число половины рычажной системы, приводное колесо которой взаимодействует с внутренней рабочей поверхностью рельса R_B , необходимо ввести поправку Δm равную

$$\Delta m = \frac{2 F_2}{F_1 + F_2} = \frac{2}{1 + K} \quad (2.60)$$

Окончательно уточненное передаточное число углового рычага внутренней части тягового устройства механизма подачи $m_{6в}^*$ равно

$$m_{6в}^* = m_{6в} \left(\frac{2}{1 + K} \right) \quad (2.61)$$

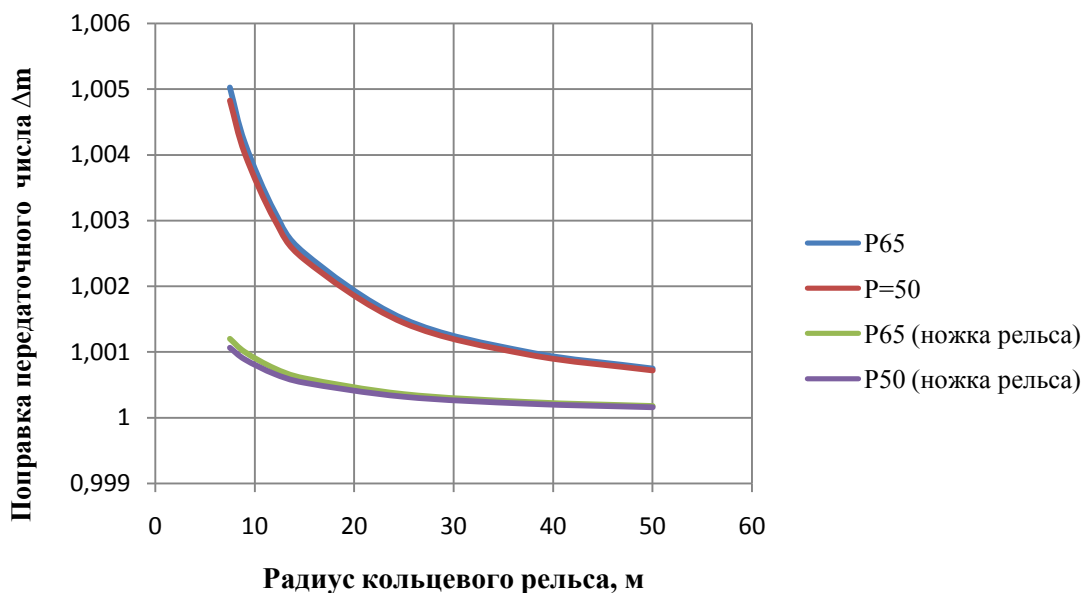


Рисунок 2.21– График зависимости поправочного коэффициента передаточного числа рычажной системы от радиуса кольцевого рельса

На рисунке 2.21 представлен график зависимости поправочного коэффициента передаточного числа рычажной системы от диаметра кольцевого рельса. При изменении диаметра кольцевого рельса от 20 до 50 м и работе тягового устройства механизма подачи, установленного на головке кольцевого рельса, наблюдается резкое снижение коэффициента сцепления от 1,005 до 1,0015. В диапазоне изменения диаметра от 50 до 100 м кривая выполаживается и изменяется в пределах от 1,0015 до 1,0009. При работе тягового устройства механизма подачи на ножке рельса и изменении диаметра кольцевого рельса от 15 до 100 м, поправка в передаточное число составляет от 1,0015 до 1,0009. Таким образом, применение механизма подачи фрикционного типа на основе тягового устройство рационально на диаметрах кольцевого рельса от 50 м.

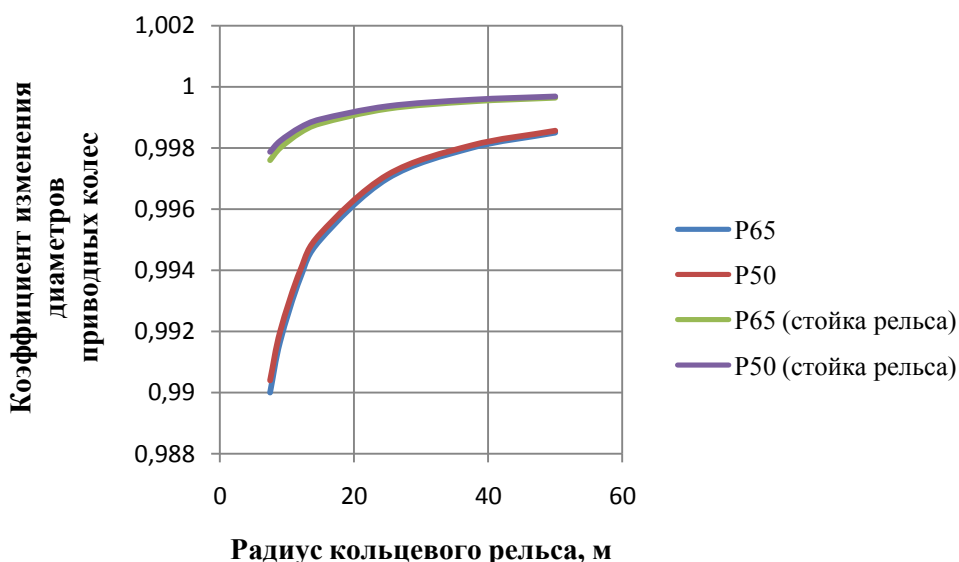


Рисунок 2.22– График зависимости коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса кольцевого рельса

На рисунке 2.22 представлен график зависимости коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса кольцевого рельса при переменном значении внутреннего колеса. При работе тягового устройства механизма подачи на головке кольцевого рельса и изменении его диаметра от 15 до 100 м, коэффициент изменения диаметров приводных колес изменяется от 0,99 до 0,998. Причем на диаметрах кольцевого рельса от 15 до 50 мм,

наблюдается резкое увеличение коэффициента изменения диаметров от 0,99 до 0,997. При работе тягового устройства механизма подачи на ножке кольцевого рельса наблюдается более пологая зависимость, коэффициент изменяется в пределах от 0,998 до 0,999 при диаметре кольцевого рельса от 20 до 100 м.

2.4.3 Анализ влияния смещения силовой оси тягового устройства механизма подачи и способ его устранения

На рисунке 2.23 представлена схема сил, действующих на тяговое устройство механизма подачи при работе на кольцевом рельсе

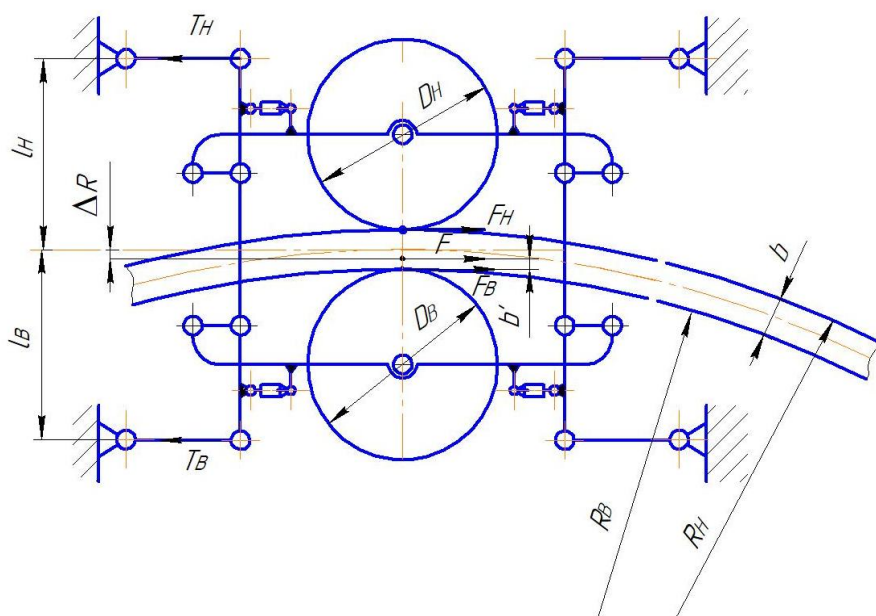


Рисунок 2.23 – Схема сил, действующих на тяговое устройство механизма подачи

Направление линии действия равнодействующей тяговых усилий совпадает с осью головки рельса.

Силовая ось тягового устройства механизма подачи будет смещена от оси головки рельса к центру кольцевого рельса на величину ΔR .

Если ширина головки рельса $b = R_H - R_B$, то равнодействующая F тяговых усилий F_H и F_B (реакции рельса) будет находиться от внутренней рабочей поверхности рельса на расстоянии b' .

Из условия равновесия

$$\frac{\frac{b}{2} + \Delta R}{b'} = \frac{F_B}{F_H} = \frac{1}{K} \quad (2.62)$$

$$b' = \left(\frac{b}{2} + \Delta R\right) K \approx \frac{b}{2} K \quad (2.63)$$

Равнодействующая сила F будет смещена к центру кольцевого рельса от оси головки рельса на величину ΔR .

$$\Delta R = \frac{b}{2} - b' = \frac{b}{2} - \frac{b}{2} K = \frac{b}{2} (1 - K) \quad (2.64)$$

$$K = \frac{F_H}{F_B} = \frac{R_B}{R_H} \quad (2.65)$$

$$\Delta R = \frac{b^2}{2R_H} \quad (2.66)$$

Таким образом, равнодействующая сила F будет находиться от центра кольцевого рельса на расстоянии R_T равном

$$R_T = R_H - \left(\frac{b}{2} + \Delta R\right) = R_H - \left(\frac{b}{2} + \frac{b^2}{2R_H}\right) \quad (2.67)$$

Так как равнодействующая реакции рельса F_H и F_B направлена по оси, смещенной от оси рельса на величину ΔR , то и равнодействующая реакции рамы должна быть направлена по тому же направлению во избежание дополнительного перекоса тягового устройства механизма подачи, вызывающего скольжение приводных колес относительно рельса.

Следовательно, должно выполняться условие

$$\frac{l_H}{l_B} = \frac{F_B}{F_H} = \frac{1}{K} \quad (2.68)$$

На рисунке 2.24 представлены графики зависимости смещения силовой оси тягового устройства механизма подачи от радиуса кольцевого рельса для ширины рабочей поверхности рельса от 20 мм до 80 мм.

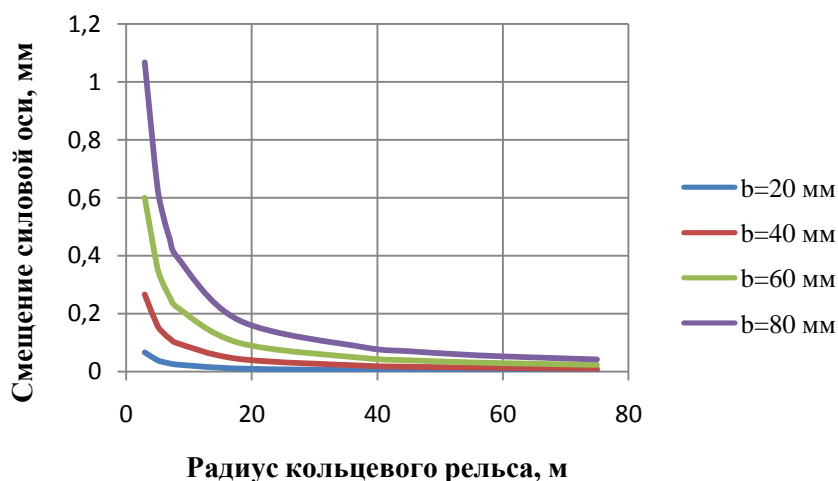


Рисунок 2.24– График зависимости смещения силовой оси тягового устройства механизма подачи от радиуса кольцевого рельса

На рисунке 2.24 представлен график зависимости смещения силовой оси от радиуса кольцевого рельса. При радиусе кольцевого рельса от 3 до 8 м происходит резкое снижение значения смещения силовой оси от 1,1 до 0,1 мм. Наименьшее значение смещение силовой оси наблюдается при работе тягового устройства механизма подачи на рельсе с шириной головки 20 мм и радиусе кольцевого рельса равном 75 м.

Выводы по второй главе

1. Анализ полученных результатов показал, что при разработке механизма подачи фрикционного типа вращающихся частей горно-обогатительного оборудования на основе тягового устройства с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес, работающих на кольцевом рельсе для устранения возможных перекосов тягового устройства механизма подачи, вызывающих износ тяговых элементов привода необходимо вводить соответствующие поправочные коэффициенты в геометрические параметры рычажного механизма тягового устройства и диаметры приводных колес.

2. Для устранения продольного скольжения приводных колес, вызванного перекосом тягового устройства механизма подачи, диаметры приводных колес

и длинные плечи угловых рычагов должны быть пропорциональны радиусам рабочих поверхностей кольцевого рельса.

3. Установлено, что при диаметре приводного колеса, расположенного с внутренней рабочей поверхности кольцевого рельса 300 мм, диаметр внешнего приводного колеса для радиуса кольцевого рельса 7,5 м составляет 314 мм, для радиуса 15 м -306 мм, для радиуса 30 м – 304 мм.

4. Изменение радиуса кольцевого рельса от 7,5 до 50 м приводит к снижению коэффициента изменения диаметров приводных колес на 4,2% для колес диаметром 300 мм, на 5,3% для колес диаметром 400 мм и на 7,7% для колес диаметром 600 мм при движении по головке рельса.

5. Использование тяговых устройств механизма подачи в приводах поворотных частей горно–обогатительного оборудования нецелесообразно для радиусов кольцевого рельса $R < 3-5$ м.

6. Установлено, что смещение продольной оси тягового устройства механизма подачи к центру кольцевого рельса прямо пропорционально квадрату ширины головки рельса и обратно пропорционально радиусу наружной рабочей поверхности рельса.

ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АГРЕГАТА ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

3.1 Составление динамической модели агрегата горно-обогажительного производства

Механизм агрегата горно-обогажительного производства представляет собой механическую систему с одной степенью свободы, состоящую из 2-х приводных колес, тележки тягового устройства механизма подачи, гребковой фермы, нагруженной внешними силами и моментами, приложенными к различным звеньям.

Динамическая модель агрегата составлена с учетом ряда допущений:

1. звенья являются абсолютно жесткими;
2. упругость звеньев не учитывается;
3. зазоры в кинематических парах отсутствуют.

На рисунке 3.1 представлена схема к составлению динамической модели агрегата горно-обогажительного производства.

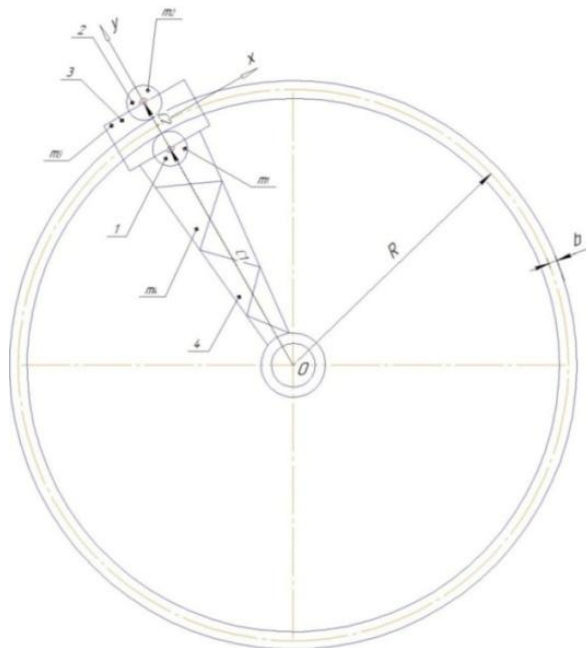


Рисунок 3.1 – Схема к составлению динамической модели агрегата горно-обогажительного производства

1,2 – приводные колеса, 3 – тележка тягового устройства механизма подачи, 4 – гребковая ферма, 5 – кольцевой рельс

Условные обозначения к математической модели:

O – ось вращения фермы;

C_1, C_2 – центры приводных колес;

r_1, r_2 – радиусы приводных колес;

m_1, m_2, m_3, m_4 – соответственно массы приводных колес, тележки тягового устройства механизма подачи, гребковой фермы, кг;

J_1, J_2, J_3, J_4 – соответственно моменты инерции приводных колес, тележки тягового устройства механизма подачи, гребковой фермы кгм²;

R – радиус кольцевого рельса по оси рельса;

b – ширина головки рельса;

ω – угловая скорость фермы, с⁻¹

ω_1 – угловая скорость вращения колеса, с⁻¹

U – передаточное число рычажной системы тягового устройства;

t – время, с;

ε – угловое ускорение фермы, с⁻²

ψ – угол поворота фермы;

φ – угол поворота приводного колеса;

ψ_p – расчетный коэффициент сцепления;

ψ_0 – расчетный коэффициент трения;

S – площадь боковой поверхности фермы, м².

Фрикционный привод включает тяговое устройство механизма подачи, закрепленное на тяговой тележке 3, связанной с гребковой фермой 4. Вращение на приводные колеса 1,2 передается от приводного двигателя (на рисунке не показан) через червячный редуктор. Приводные колеса 1,2 тягового устройства механизма подачи зажимают кольцевой рельс 5 с двух сторон, при этом сила прижатия приводных колес линейно зависит от внешнего сопротивления на гребковой ферме.

На основании технической документации радиального сгустителя ПЗ0, (обогащительная фабрика АНОФ-2, г. Апатиты) и радиальных сгустителей с периферийным приводом определены геометрические размеры и массы гребковой фермы, радиусы кольцевого рельса, параметры приводных двигателей и скорости вращения гребковой фермы.

Поворот фермы 4 происходит относительно центра кольцевого рельса O . В качестве независимой обобщенной координаты принят угол поворота фермы ψ (рисунок 3.1). Ось абсцисс X направлена по касательной к оси рельса в сторону вращения гребковой фермы, а ось ординат Y вдоль оси фермы от центра O в сторону приводных колес.

На звенья механизма привода гребковой фермы действуют следующие внешние силы:

G_i – сила тяжести масс звеньев, Н;

M_e – приведенный к приводному колесу момент двигателя, Нм;

M_R – момент сил сопротивления вращению гребковой фермы, Нм;

Приведенный момент асинхронного двигателя определен по формуле Клосса

$$M_e = \frac{2M_{кр}}{\frac{S}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{S}}, \quad (3.1)$$

где $M_{кр}$ – критический момент двигателя, Нм

$S_{кр}$ – критическое скольжение двигателя;

S – номинальное скольжение двигателя.

$$\frac{M_{кр}}{M_H} = 1,6 \div 2,5;$$

$$M_H = \frac{P_H}{\omega_{дв}}, \quad (3.2)$$

где M_H – номинальный момент двигателя, Нм;

P_H – номинальная мощность двигателя, кВт;

$\omega_{дв}$ – номинальная угловая скорость двигателя, c^{-1} .

Для диапазона скоростей машин общего назначения сила сопротивления перемещению тела в жидкой среде прямо пропорционально градиенту скорости (v) в направлении перпендикулярном потоку и определяется зависимостью

$$F = S\eta \frac{dv}{dn}, \quad (3.3)$$

где S – площадь движущегося тела перпендикулярная направлению движения;

η - коэффициента динамической вязкости среды;

$$\eta = \frac{\nu}{\rho}, \quad (3.4)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости;

ρ – плотность жидкости.

Момент сил сопротивления движения гребковой фермы в пульпе

$$M_R = \rho R^3 S \omega^2 \left(1 + \frac{\nu}{\omega R^2} \right), \quad (3.5)$$

где ω - угловая скорость фермы, s^{-1}

Значения средней плотности и кинематической вязкости пульпы приняты равными: $\rho = 1,15 \div 1,20$ т/м³;

3.2 Уравнение движения механизма подачи фрикционного типа

Движение механической системы описывается уравнением Лагранжа второго рода в обобщенной координате ψ

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega} - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_\psi \quad (3.6)$$

где T – кинетическая энергия системы,

Q_ψ – обобщенная сила по обобщенной координате ψ ,

$\frac{\partial T}{\partial \omega}$ – частная производная кинетической энергии по обобщенной скорости

ω ,

$\frac{\partial T}{\partial \psi}$ – частная производная кинетической энергии по обобщенной

координате ψ

$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega}$ – производная по времени t от частной производной.

Кинетическая энергия системы:

$$T = \sum_{i=1}^4 T_i = T_1 + T_2 + T_3 + T_4, \quad (3.7)$$

где T_1 – кинетическая энергия приводного колеса, расположенного с внутренней стороны кольцевого рельса,

T_2 – кинетическая энергия приводного колеса, расположенного с наружной стороны кольцевого рельса,

T_3 – кинетическая энергия тягового устройства и рамы тележки,

T_4 – кинетическая энергия гребковой фермы.

Кинетическая энергия приводных колес ($i = 1, 2$)

$$T_i = \frac{1}{2} m_i V_i^2 + \frac{1}{2} J_i \omega_i^2; i = 1, 2, \quad (3.8)$$

где V_i – линейная скорость приводных колес, м/с

m_i – масса приводного колеса, кг

J_i – момент инерции приводного колеса относительно оси, проходящей через центр масс, кгм²;

ω_i – угловая скорость приводного колеса, с⁻¹.

Линейная скорость приводного колеса:

$$V_i = \omega_i r_i.$$

Момент инерции приводного колеса:

$$J_i = m_i \rho_i^2,$$

где ρ_i – радиус инерции приводного колеса, м

$$T_i = \frac{1}{2} m_i V_i^2 + \frac{1}{2} J_i \omega_i^2 = \frac{1}{2} m_i \omega_i^2 (r_i^2 + \rho_i^2) \quad (3.9)$$

Так как

$$\omega_i = \frac{R_i}{r_i} \omega, \quad (3.10)$$

где ω – угловая скорость гребковой фермы, с⁻¹

Коэффициент отношения радиуса $R_i = OC_i$ к радиусу R кольцевого рельса

$$\alpha_i = \frac{R_i}{R}; R_i = \alpha_i R \quad (3.11)$$

После подстановки уравнений (3.10),(3.11) в уравнение (3.9) и соответствующих преобразований окончательно получаем:

$$T_i = \frac{1}{2} m_i \alpha_i^2 R^2 \omega^2 \left(1 + \frac{\rho_i^2}{r_i^2}\right) \quad (3.12)$$

Кинетическая энергия тележки тягового устройства механизма подачи

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 \vartheta_3^2 + \frac{1}{2} J_3 \omega^2, \quad (3.13)$$

где J_3 – момент инерции тележки тягового устройства механизма подачи, кгм²;

ϑ_3 – линейная скорость центра масс тележки, м/с.

$$J_3 = m_3 \rho_3^2 \quad (3.14)$$

$$\vartheta_3 = \omega R \quad (3.15)$$

После подстановки (3.14), (3.15) в уравнение (3.13) и соответствующих преобразований получаем:

$$\begin{aligned} T_3 &= \frac{1}{2} m_3 \omega^2 R^2 + \frac{1}{2} m_3 \rho_3^2 \omega^2 = \frac{1}{2} m_3 (\omega^2 R^2 + \omega^2 \rho_3^2) \\ &= \frac{1}{2} m_3 \omega^2 R^2 \left(1 + \frac{\rho_3^2}{R^2}\right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Кинетическая энергия фермы

$$T_4 = \frac{1}{2} J_4 \omega^2 = \frac{1}{2} m_4 \rho_4^2 \omega^2, \quad (3.17)$$

где J_4 – момент инерции фермы относительно оси вращения, кгм²

Окончательно кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2} M R^2 \omega^2, \quad (3.18)$$

где M – приведенная масса системы, кг.

$$M = \sum_{i=4}^2 \alpha_i^2 m_i \left(1 + \frac{\rho_i^2}{r_i^2}\right) + m_3 \left(1 + \frac{\rho_3^2}{R^2}\right) + m_4 \frac{\rho_4^2}{R^2} \quad (3.19)$$

Элементарная работа внешних сил, приложенных к рассматриваемой неизменяемой системе

$$\delta A = M_e \delta \varphi - M_R \delta \psi, \quad (3.20)$$

где M_e – приведенный момент двигателя,

M_R – приведенный момент сил сопротивления,

$\delta \varphi$ – элементарное угловое перемещение приводного колеса,

$\delta \psi$ – элементарное угловое перемещение фермы.

$$\delta \varphi = \frac{R_1}{r_1} \delta \psi \quad (3.21)$$

$$\delta \varphi = \frac{R_1}{r_1} \delta \psi \quad (3.22)$$

$$\delta A = d\psi \left(\frac{R_1}{r_1} M_e - M_R \right). \quad (3.23)$$

Обобщенная сила Q_ψ по обобщенной координате

$$Q_\psi = \frac{R_1}{r_1} M_e - M_R. \quad (3.24)$$

Угловая скорость и угловое ускорение поворота фермы относительно центра вращения O (рисунок 3.1)

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} \quad (3.25)$$

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} \quad (3.26)$$

Частная производная кинетической энергии по обобщенной скорости ω

$$\frac{\partial T}{\partial \omega} = \frac{\partial \left(\frac{1}{2} M R^2 \omega^2 \right)}{\partial \omega} = \omega M R^2 \quad (3.27)$$

Частная производная кинетической энергии по обобщенной координате ψ

$$\frac{\partial T}{\partial \psi} = \frac{\partial \left(\frac{1}{2} M R^2 \omega^2 \right)}{\partial \psi} = 0 \quad (3.28)$$

Производная по времени от частной производной

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega} = \frac{d(\omega M R^2)}{dt} = \varepsilon M R^2 \quad (3.29)$$

После подстановки уравнений (3.27), (3.28), (3.29) в уравнение (3.16) окончательно получаем уравнение движения фермы

$$MR^2\varepsilon = \frac{R_1}{r_1}M_e - M_R \quad (3.30)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{MR^2} \left(\frac{R_1}{r_1}M_e - M_R \right) \quad (3.31)$$

3.3 Силы взаимодействия приводных колес и механизма подачи фрикционного типа

Дифференциальные уравнения вращения гребковой фермы и тележки тягового устройства механизма подачи относительно оси, проходящей через ее центр масс.

$$\begin{cases} J_4\varepsilon = -M_R + Q_1R_1 + Q_2R_2 \\ J_3\varepsilon = Q_1b_1 - Q_2b_2 \end{cases} \quad (3.32)$$

где Q_1, Q_2 - силы взаимодействия гребковой фермы и приводных колес, b_1, b_2 – расстояния от центров приводных колес до центра масс тележки тягового устройства механизма подачи (рисунок 3.2).

$$\varepsilon = \frac{1}{MR^2} \left(\frac{R_1}{r_1}M_e - M_R \right) \quad (3.33)$$

$$b_1 = r_1 + d, b_2 = r_2 + d, \quad (3.34)$$

где d – половина ширины головки рельса.

$$J_4 = m_4\rho_4^2, J_3 = m_3\rho_3^2, R_1 = \overline{OC_1}, R_2 = \overline{OC_2}, \quad (3.35)$$

$$R_1 = R - b_1, R_2 = R + b_2 \quad (3.36)$$

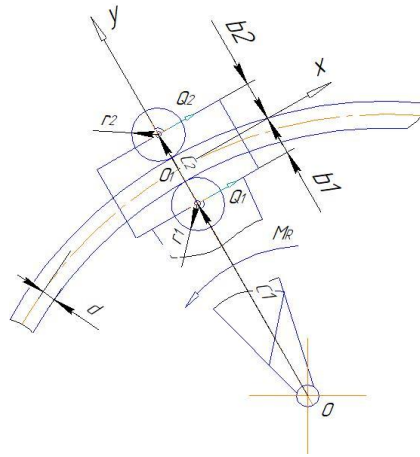


Рисунок 3.2 – Схема сил, действующих на тележку тягового устройства механизма подачи и гребковую ферму

Из системы уравнений (3.32) с учетом уравнений (3.36) получаем:

$$Q_1 = \frac{b_1(M_R + m_4\rho_4^2\varepsilon) + m_3\rho_3^2R_2\varepsilon}{R(b_1 + b_2)} \quad (3.37)$$

$$Q_2 = \frac{b_1(M_R + m_4\rho_4^2\varepsilon) - m_3\rho_3^2R_1\varepsilon}{R(b_1 + b_2)}. \quad (3.38)$$

3.4 Условие устойчивой работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе

В соответствии с особенностями работы механизма подачи фрикционного типа горно – обогатительного оборудования на кольцевом рельсе (см. главу 2) необходимо обеспечить движение приводных колес без продольного скольжения, вызывающего износ ходовых частей привода (приводных колес и кольцевого рельса). [77–79]

Условие отсутствия проскальзывания приводных колес относительно кольцевого рельса

$$\psi_i < \psi_0, i = 1,2 \quad (3.39)$$

где ψ_i – расчетный коэффициент сцепления колеса с рельсом;

ψ_0 – реализуемый по условиям эксплуатации коэффициент сцепления.

$$\Psi_i = \frac{F_i}{N_i}, \quad (3.40)$$

где F_i – расчетная сила сцепления приводного колеса с рельсом;

N_i – нормальная реакция рельса на колесо.

Расчетную силу сцепления F_i определяем из дифференциального уравнения вращения приводного колеса относительно его центра масс

$$m_i \rho_i^2 \frac{d\omega_i}{dt} = \frac{M_e}{2} - F_i r_i ; \quad (3.41)$$

Учитывая, что $\varepsilon_i = \frac{d\omega_i}{dt}$, $\varepsilon_i = \frac{R_1}{r_i} \varepsilon$ окончательно получаем

$$F_i = \frac{M_e}{2r_i} - m_i \rho_i^2 \varepsilon \frac{R_i}{r_i^2}. \quad (3.42)$$

Нормальная реакция N_i рельса из уравнения движения центра масс приводного колеса в проекции на ось Y

$$\pm m_i \frac{\vartheta_i^2}{R_i} = N_i - F_i', \quad (3.43)$$

где F_i' – сила давления колеса на рельс, знак \pm соответствует внутреннему (+) и внешнему (-) приводному колесу.

$$\omega_i = \frac{R_i}{r_i} \omega, \quad (3.44)$$

$$\vartheta_i = \omega_i r_i = R_i \omega, \quad (3.45)$$

$$N_i = \pm m_i R_i \omega^2 + F_i'. \quad (3.46)$$

Сила давления приводного колеса с учетом усилия предварительного прижатия

$$F_i' = U Q_i + N_n, \quad (3.47)$$

где N_n – усилие предварительного прижатия приводного колеса к рельсу;

U – передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи.

$$N_i = \pm m_i R_i \omega^2 + U Q_i + N_n. \quad (3.48)$$

Условие отсутствия проскальзывания

$$\psi_{1,2} = \frac{\frac{M_e}{2r_i} - m_i \rho_i^2 \varepsilon \frac{R_1}{r_i^2}}{\pm m_i R_i \omega^2 + U Q_i + N_n} \leq \psi_0. \quad (3.49)$$

На основании полученных уравнений движения системы (3.36,3.49) произведено компьютерное моделирование процесса движения механизма подачи фрикционного типа и гребковой фермы в оригинальной программе THICKENER в зависимости от параметров кинематической схемы, геометрических размеров кольцевого рельса, тележки тягового устройства механизма подачи и гребковой фермы, а так же реализуемого по условиям эксплуатации коэффициента сцепления [80,81,105,82].

3.5 Исследование процесса движения механизма подачи фрикционного типа агрегата горно-обогатительного производства

В соответствии с поставленной задачей составлен перечень исходных данных (рисунок 3.3), используемых при компьютерном моделировании процесса движения рассматриваемых агрегатов горно-обогатительного производства.

ПАРАМЕТРЫ ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ

МАССА ТЕЛЕЖКИ (Т): M3=1

ПОЛУДЛИНА ТЕЛЕЖКИ (М): L3=0.5

ПОЛУШИРИНА ТЕЛЕЖКИ (М): B3=0.25

МАССА ВНУТРЕННЕГО КОЛЕСА (Т): M1=0.02

РАДИУС ВНУТРЕННЕГО КОЛЕСА (М): R1=0.2

ПОЛУТОЛЩИНА РЕЛЬСА (М): D=0.035

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ: ETA=15

КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ: F0=0.12

УСИЛИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПРИЖАТИЯ (Т): NH=0.1

ПАРАМЕТРЫ АГРЕГАТА

ПЛОТНОСТЬ ПУЛЬПЫ(Т/М*М*М): RO=2.5

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ВЯЗКОСТИ ПУЛЬПЫ(М*М/СЕК): MU=5.0E-06

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ: P1,P2=2.8,0.5

МАССА ФЕРМЫ (Т): M4=3

ПЛОЩАДЬ ЛОПАСТИ (М*М): AR=30

РАДИУС КОЛЬЦЕВОГО РЕЛЬСА (М): $R = 15$

ПОЛУТОЛЩИНА ЛОПАСТИ (М) $TN = 0.1$

ОБЩЕЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ЛОПАСТИ $NFI = 0.005$

ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ

МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ (КВТ): $NE = 35$

КРИТИЧЕСКОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ: $SKR = 0.1$

НОМИНАЛЬНАЯ ЧАСТОТА (ОБ/МИН): $N0 = 1470$

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕДУКТОРА: $KAP = 46$

КПД: $KPD = 0.925$

ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО МОМЕНТА К НОМИНАЛЬНОМУ: $REL = 2.2$

ПЕЧАТЬ

ШАГ ПЕЧАТИ (СЕК): $DTP = 0.001$

Рисунок 3.3 – Исходные данные к компьютерному моделированию процесса движения тягового устройства механизма подачи

Компьютерное моделирование выполнено для радиусов кольцевого рельса от 7,5 до 50 м, для диаметра приводных колес 300, 400, 600 мм, при движении по головке рельса R65 шириной $b = 70$ мм и по ножке рельса – 18 мм. Рассмотрено движение приводных колес тягового устройства механизма подачи по кольцевому рельсу, соответствующее коэффициентам сцепления $\psi = 0,12 \div 0,22$. Максимальное значение соответствует чистому сухому рельсу, минимальное – загрязненному рельсу, рельсу со следами смазки.

Результаты компьютерного моделирования представлены на рисунках 3.4, 3.5.

Получена гиперболическая зависимость коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса кольцевого рельса для механизма подачи фрикционного типа, представленная на рисунке 3.4, 3.5.

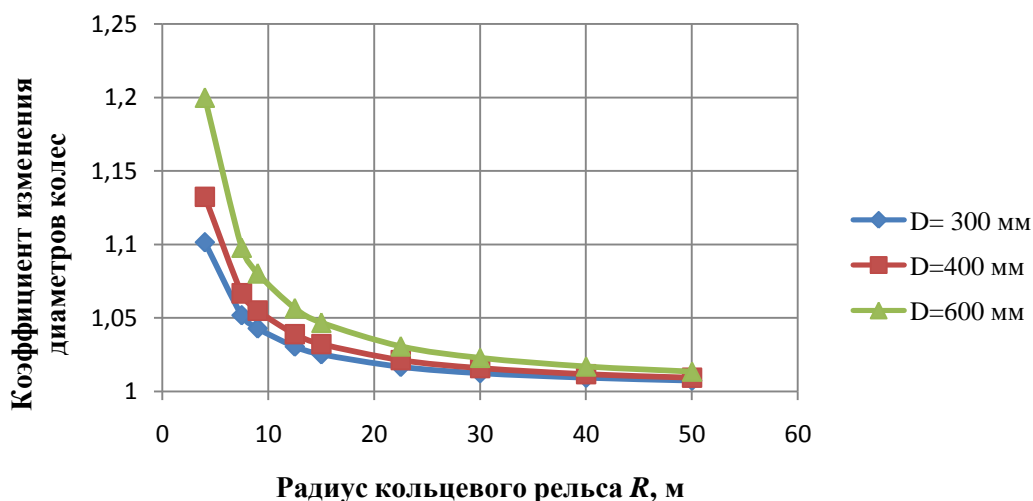


Рисунок 3.4 – График зависимости коэффициента изменения диаметров колес от радиуса кольцевого рельса

Установлено, что при увеличении радиуса кольцевого рельса от 7,5 до 50 м коэффициент изменения диаметров падает от 1,2 до 1,014 для приводных колес диаметром 600 мм. Максимальное значение коэффициента изменения диаметров составляет 1,2 для радиуса кольцевого рельса 7,5 м. Для диаметра колес 300 мм максимальное значение коэффициента 1,1 для радиуса кольцевого рельса 7,5 м, минимальное – 1,014 для радиуса кольцевого рельса 50 м.

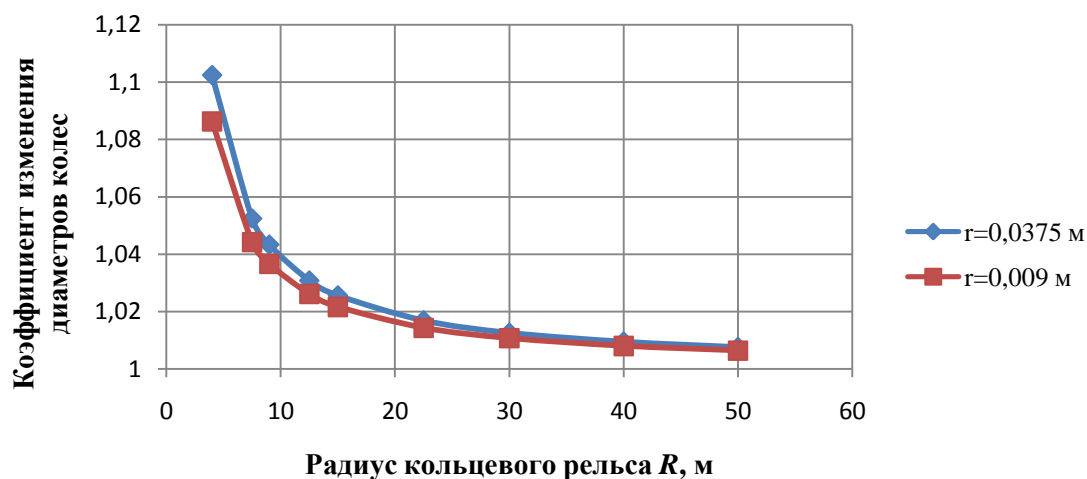


Рисунок 3.5 – График зависимости коэффициента изменения диаметров колес от радиуса кольцевого рельса

Установлено, что максимальное значение коэффициента изменения диаметра колес равно 1,112 получено при движении тягового устройства механизма подачи по головке кольцевого рельса радиуса 7,5 м.

При движении приводных колес по кольцевому рельсу для обеспечения движения без продольного скольжения установлена зависимость передаточного числа рычажного механизма тягового устройства механизма подачи от реализуемого в данных условиях эксплуатации коэффициента сцепления, представленная на рисунках 3.6,3.7. для кольцевого рельса радиусом 7,5, 15 и 40 м.

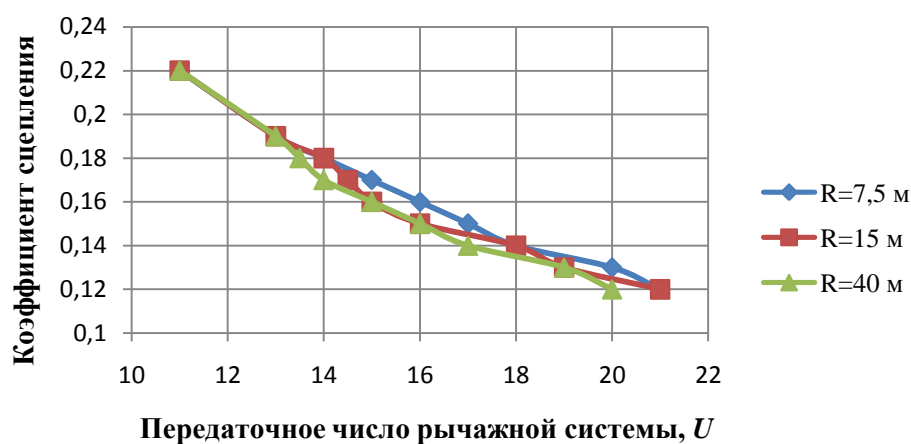


Рисунок 3.6 – График зависимости передаточного числа рычажной системы от реализуемого коэффициента сцепления

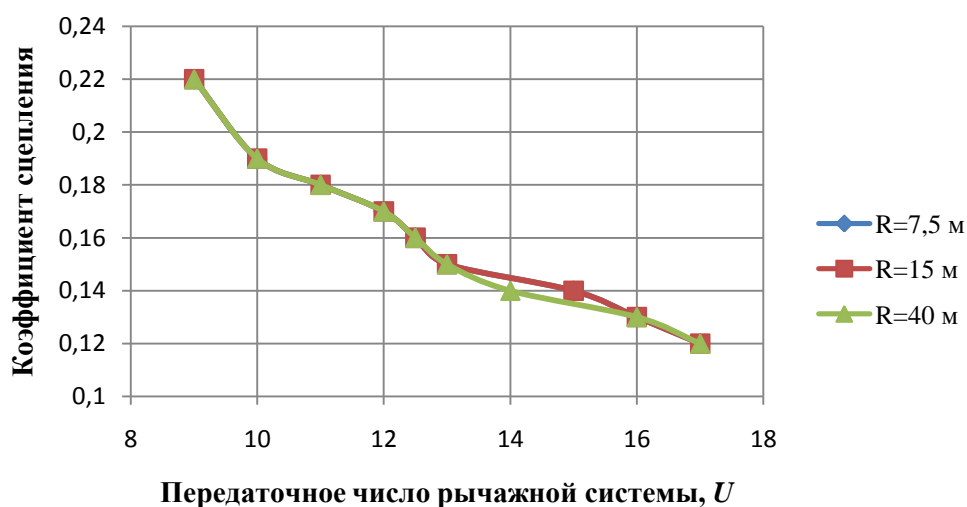


Рисунок 3.7– График зависимости передаточного числа рычажной системы от реализуемого коэффициента сцепления

Установлено, что при движении по загрязненному рельсу ($\psi = 0,12$) передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи должно соответствовать значению $U \leq 21$ (рисунок 3.6) и при движении чистому, сухому рельсу ($\psi \leq 0,22$) передаточное число рычажной системы тягового устройства механизма подачи должно соответствовать значению $U \geq 9$.

Так, например, при движении по рельсу, состояние которого соответствует значению коэффициента сцепления 0,16 передаточное число рычажной системы может быть уменьшено до значения 15, а при движении по чистому рельсу, состояние которого соответствует коэффициенту сцепления 0,19 – до значения передаточного числа 13.

На рисунке 3.8 представлены графики потребляемой мощности привода в момент пуска и в период установившегося движения для агрегатов с радиусом кольцевого рельса 7,5-60 м, диаметром приводных колес 0,3 м и 0,4 м и плотности пульпы 4,0 т/м³, полученные на основании результатов компьютерного моделирования в программе THICKENER (ПРИЛОЖЕНИЕ А).

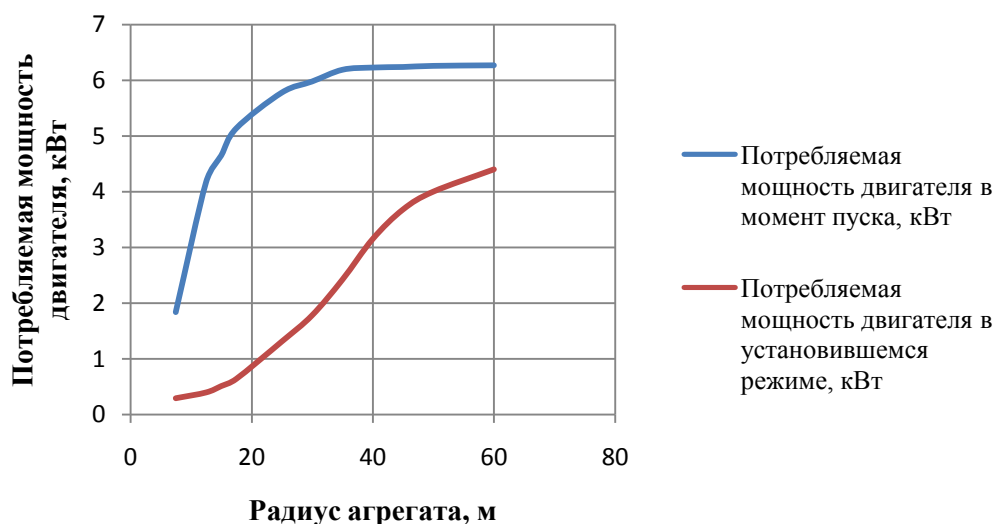


Рисунок 3.8 – График потребляемой мощности привода

Выводы по третьей главе

1. Математическая модель агрегата горно-обогатительного производства описывается дифференциальным уравнением второго рода, определяющим функциональную зависимость углового ускорения гребковой фермы от приведенной массы системы, приведенных моментов сил сопротивления и двигателя, радиуса кольцевого рельса.

2. Сформулировано условие, обеспечивающее движение тягового устройства механизма подачи по кольцевому рельсу исключаящее продольного скольжения.

3. Определены усилия взаимодействия гребковой фермы и приводных колес.

4. Получена гиперболическая зависимость коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса кольцевого рельса агрегата горно-обогатительного производства, подтверждающая результаты теоретических исследований.

5. Установлены значения общего передаточного числа рычажной системы тягового устройства механизма подачи $U \leq 21$ для коэффициента сцепления $\psi \geq 0,12$ и $U \leq 9$ для коэффициентов сцепления $\psi \geq 0,22$, соответствующие различным условиям эксплуатации агрегата.

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СЦЕПЛЕНИЯ ПАРЫ ФРИКЦИОННЫХ КОЛЕС

4.1 Задачи исследования

Задача исследования – определение величины относительного скольжения пары фрикционных колес при различных условиях сцепления.

Исследования проводились на экспериментальном стенде СН-3, представленном на рисунках 4.1, 4.2.

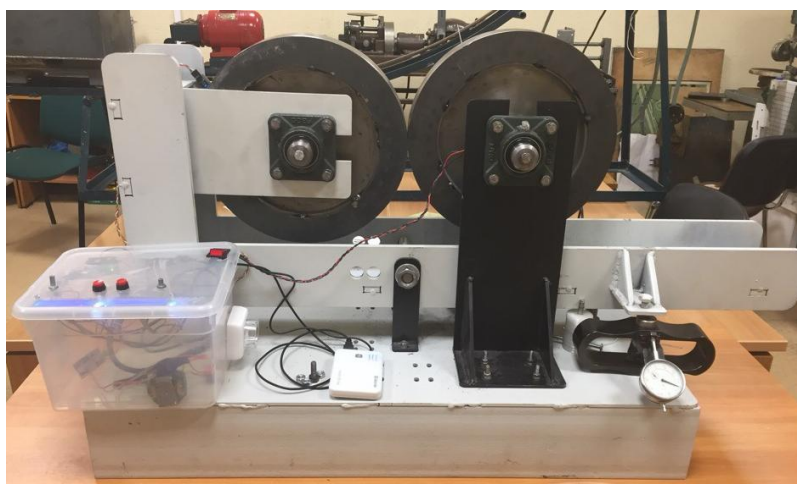


Рисунок 4.1 – Экспериментальный стенд

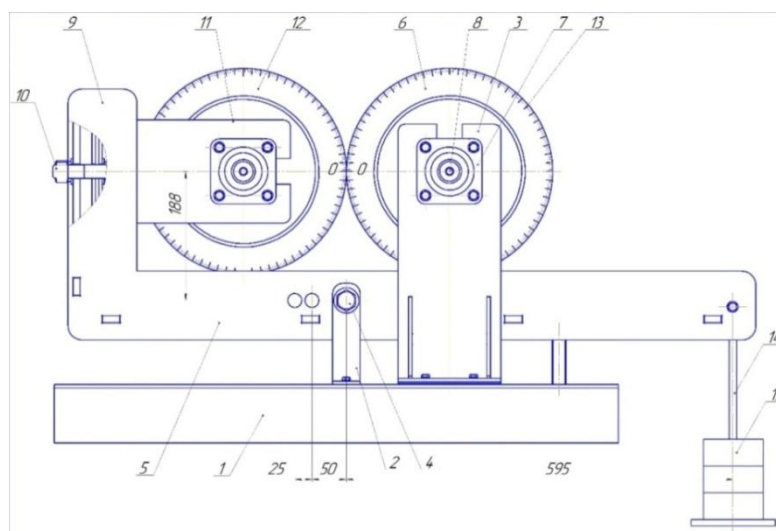


Рисунок 4.2 – Схема экспериментального стенда

1 – рама, 2 – вертикальная опора, 3 – кронштейн, 4 – ось, 5 – угловой рычаг, 6 – ведущее колесо, 7 – подшипники, 8 – ось ведущего колеса, 9 – короткое плечо углового рычага, 10 – ось, 11 – горизонтальный кронштейн, 12 – ведомое колесо, 13 – шкала, 14 – подвеска для грузов, 15 – груз

На раме 1 (рисунок 4.2) станда установлены вертикальная опора 2 и кронштейн 3. На вертикальной опоре 2 при помощи оси 4 закреплен прямоугольный угловой рычаг 5. Ведущее (приводное) колесо 6 установлено в подшипниках 7 на вертикальном кронштейне 3 и приводится во вращении при помощи съемной рукоятки (на чертеже не показано), монтируемой на выходном конце оси 8 колеса 6.

На коротком плече 9 углового рычага 5 при помощи оси 10 установлен горизонтальный кронштейн 11 с возможностью относительного поворота. На конце горизонтального кронштейна 11 в подшипниках 7 установлено ведомое колесо 12.

На торцевых поверхностях фрикционных колес 6 и 12 нанесены шкалы 13 с ценой деления $1^{\circ} \pm 10''$.

На конце углового рычага 5 закреплена подвеска 14 для размещения калиброванных грузов 15, короткое плечо углового рычага 5 выполнено постоянным и равным 188 мм.

Длинное плечо (расстояние от оси подвески 14 до центра оси 4) имеет первоначальную длину 595 мм, предусмотрена возможность регулирования длины плеча, для чего на угловом рычаге 5 раме 11 предусмотрены дополнительные отверстия, расположенные соответственно на расстоянии 50 мм и 75 мм от первоначального положения, указанного на рисунке 4.2.

Стенд снабжен тремя наборами фрикционных колес, диаметром 150, 200, 300 мм и набором грузов весом $51 \pm 0,5$ Н.

4.2 Методика проведения эксперимента

В процессе эксперимента использовались пары эталонных цилиндрических колес с диаметрами соответственно 150, 200, 300 мм, шириной поверхности качения 45 мм и чистотой поверхности в соответствии с требованиями ГОСТ 10791-2004 $Rz \leq 80$. [83]

Фиксируемыми параметрами являлись:

- время контакта фрикционных колес t, c ;
- число оборотов фрикционных колес N_1, N_2 ;
- угловые скорости приводного n_1 и ведомого n_2 фрикционных колес, $мин^{-1}$;
- нагрузка G_i, H ;
- угловое отклонение $\Delta\varphi$ ведомого колеса от приводного, град.

Расчетный коэффициент сцепления принимался равным для чистых сухих поверхностей $\psi = 0,15$, для смазанных поверхностей $\psi = 0,09$. Для смазки поверхностей использовалась жидкая смазка литол 24.[84–86]

Нагрузка на фрикционные колеса создавалась калиброванными грузами весом $G_i = 51 \pm 0,5 H$, укладываемыми на подвеску весом $G_{II} = 19 \pm 0,5 H$, связанную с несущим рычагом стенда.[87]

Угловые скорости n_1, n_2 и значения количества оборотов фрикционных колес N_1, N_2 обрабатывались на микроконтроллере ATMEGA 328P-A Uc помощью магнитных датчиков ОН137, закрепленных на фрикционных колесах и выводились на символьный дисплей 1602, представленный на рисунке 4.3.[88–91]

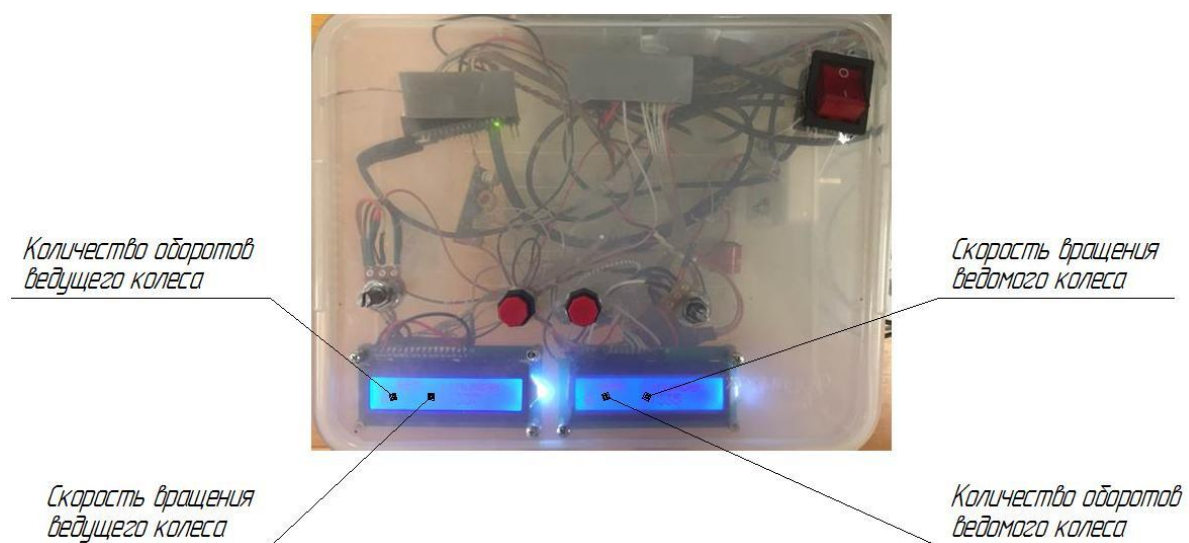


Рисунок 4.3 – Символьный дисплей

Угловое отклонение $\Delta\varphi$ ведомого колеса от ведущего определялось по угловым шкалам с ценой деления $1^\circ \pm 10''$, нанесенным на торцевых поверхностях фрикционных колес (рисунок 4.4).

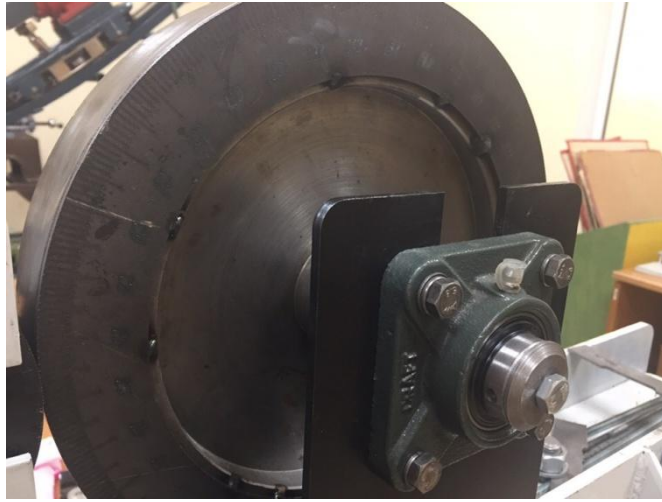


Рисунок 4.4 – Шкала для измерения углового отклонения $\Delta\varphi$

Ведущее колесо приводилось во вращательное движение ручным приводом с фиксацией времени вращения $t = 15$ с.

Нормальное давление N в зоне контакта фрикционных колес рассчитывалось в зависимости от значения внешней нагрузки G_i в соответствии с расчетной схемой, представленной на рисунке 4.5.

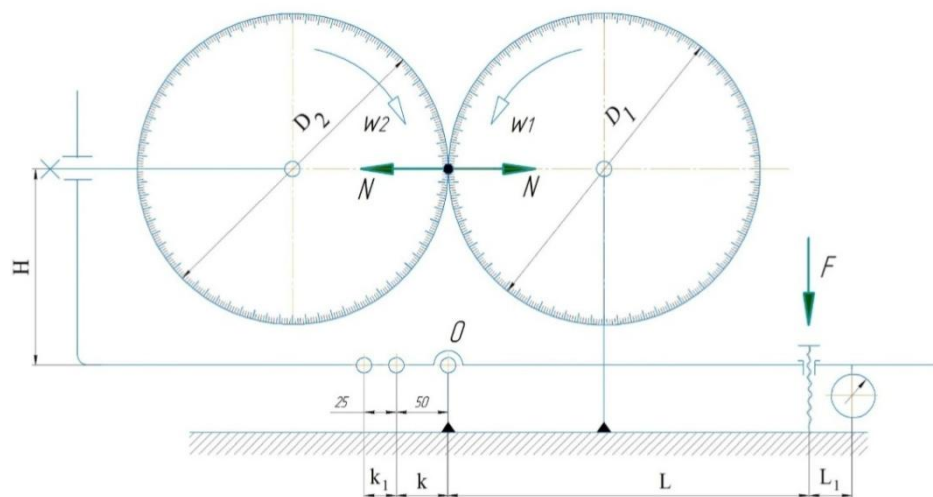


Рисунок 4.5 – Расчетная схема экспериментального стенда

Уравнение равновесия моментов несущего рычага относительно точки O имеет вид:

$$\sum M_0 = G_i L_i - NH = 0, \quad (4.1)$$

Переменными параметрами являются:

- длина плеча $L_i = 595, 645, 670$ мм;
- нагрузка $G_{imin} = 69H, G_{imax} = 322H$;

В таблице 4.1. представлены результаты расчета нормального давления N в зоне контакта фрикционных колес $D = 0,3$ м для различных значений длины плеча L_i несущего рычага и внешней нагрузки G_i .

Таблица 4.1 – Результаты расчета нормального давления N

Длина плеча, L_i , мм	Внешняя нагрузка, G_i , Н	Нормальное давление, N , Н
595	120	380
	171	541
	222	703
	271	858
	322	1019
645	120	412
	171	587
	222	762
	271	930
	322	1105
670	120	428
	171	609
	222	784
	271	966
	322	1148

В ходе эксперимента определялось влияние на относительное скольжение ΔU следующих факторов:

- нормального давления N, H ;
- состояния контактируемых поверхностей (сухие, смазанные);
- диаметра фрикционных колес, мм.

4.3 Основные этапы эксперимента

1 этап

Пару фрикционных колес с диаметрами 300 мм с чистыми, сухими поверхностями последовательно нагружали калиброванными грузами в пределах $G_{imin} = 69H, G_{imax} = 322H$ при изменении длины длинного плеча углового рычага $L_i = 595, 645, 670$ мм. Ведущее колесо приводилось в движение с помощью ручного привода, секундомером фиксировали время вращения, контрольное время $t = 15$ сек. В момент остановки определяли количество оборотов и скорости вращения ведущего и ведомого фрикционных колес. Фактический угол отклонения ведомого колеса от ведущего определяли по шкалам на торцевых поверхностях.

2 этап

Поверхности качения смазали литолом 24 и повторили эксперимент (смотри 1 этап).

3 этап

Заменили пару фрикционных колес на диаметр 200 мм. Повторили эксперимент (смотри 1,2 этап).

4 этап

Установили пару фрикционных колес с диаметром 0,15 и 0,3 м соответственно. Повторили эксперимент (смотри 1,2 этап).

Результаты замеров для пары фрикционных колес диаметром 0,3 м для сухих и смазанных поверхностей качения при постоянном времени вращения $t = 15$ сек представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Результаты экспериментальных расчетов углового отклонения $\Delta\varphi$

Длина плеча, L_i , мм	Внешняя нагрузка, G_i , Н	Количество оборотов ведущего колеса N_1 , об/мин	Количество оборотов ведомого колеса N_2 , об/мин	Скорость вращения ведущего колеса, n_1 , с ⁻¹	Скорость вращения ведомого колеса, n_2 , с ⁻¹	Угловое отклонение $\Delta\varphi$, град
1 этап						
595	69					
	120	19,3333	19,3333	64,3333	64,333 3	4
	171	18,75	18,75	69,5	69,5	2,25
	222	17,75	17,75	65,75	65,75	1,2
	271	16	16	62	62	1
	322	16	16	60	60	0,875
645	69	16,75	16,75	65	65	10
	120	15,5	15,5	56,25	56,25	6,25
	171	14,25	14,25	55	55	5,25
	222	14,2	14,2	54,25	54,25	4,5
	271	14	14	53,25	53,25	4,3
	322	13,5	13,5	53	53	4,2
670	69	15,25	15,25	52,75	52,75	5,625
	120	15	15	53,75	53,75	4,875
	171	13,5	13,5	52,75	52,75	4,125
	222	12,75	12,75	50,5	50,5	3,75
	271	12,5	12,5	49	49	3,625
	322	12,25	12,25	47,5	47,5	4,125

Продолжение таблицы 4.2

2 этап						
595	69	14,75	14,75	56	56	38,75
	120	14	14	52,25	52,25	26
	171	14	14	51,75	51,75	16
	222	13,75	13,75	52,5	52,5	10,25
	271	14,25	14,25	50,75	50,75	8,75
	322	13,25	13,25	53	53	6
645	69	15,5	15,5	55,25	55,25	12,75
	120	15,25	15,25	55,25	55,25	26
	171	14,75	14,75	56,5	56,5	17,75
	222	14,25	14,25	54,75	54,75	8,25
	271	14,25	14,25	52,5	52,5	8
	322	13	13	47,75	47,75	8,75
670	69	14,5	14,5	58,75	58,75	12,625
	120	14,75	14,75	59	59	9,5
	171	14,25	14,25	54,75	54,75	7,5
	222	15,25	15,25	53	53	8
	271	15	15	55,25	55,25	8,125
	322	12,5	12,5	52,25	52,25	6,75

4.4 Обработка полученных результатов

Принятая методика замеров величины угла отклонения $\Delta\varphi$ ведомого колеса от приводного в зависимости от величины нормального давления N , диаметра колес D и состояния контактирующих поверхностей позволило рассчитать значение относительного скольжения ΔU в паре фрикционных колес. [92–95] Относительное скольжение ΔU равно:

$$\Delta U = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100\%, \quad (4.2)$$

где V_1, V_2 линейные скорости соответственно ведущего и ведомого фрикционных колес, м/с.

$$V_1 = \frac{\pi n_1 D_1}{60} V_2 = \frac{\pi n_2 D_2}{60} \quad (4.3)$$

Значения n_1 и n_2 определялись как среднее арифметическое 4-х замеров:

$$n_{1,2} = \frac{\sum_{i=1}^4 n_i}{4}, \text{ мин}^{-1} \quad (4.4)$$

Результаты вычисления относительного скольжения ΔU для пары фрикционных колес $D = 300-300$ мм без смазки для различных значений длины плеча L_i несущего рычага и внешней нагрузки G_i представлены в таблице 4.3. Результаты расчета для пар фрикционных колес $D = 200-200$ мм, $D = 150-300$ мм.

Таблица 4.3 – Результаты расчета относительного скольжения ΔU

Нормальное давление, $N, Н$	Количество оборотов ведущего колеса N_1 , об/мин	Скорость вращения ведущего колеса, $n_1, с^{-1}$	Угловое отклонение $\Delta\varphi$, град	Относительное скольжение $\Delta U, \%$
237	16,75	65	10	0,166
246	15,25	52,75	5,625	0,156
380	19,3333	64,3333	4	0,15
412	15,5	56,25	6,25	0,134
428	15	53,75	4,875	0,133
541	18,75	69,5	2,25	0,106
587	14,25	55	5,25	0,102
609	13,5	52,75	4,125	0,099
703	17,75	65,75	1,2	0,089
762	14,2	54,25	4,5	0,088
784	12,75	50,5	3,75	0,086
858	16	62	1	0,086

Продолжение таблицы 4.3

930	14	53,25	4,3	0,083
966	15	49	3,625	0,08
1019	16	60	0,875	0,081
1105	13,5	53	4,2	0,076
1148	12,25	47,5	4,125	0,071

По результатам экспериментальных данных построены графики зависимостей $U = f(N, D, \psi)$.

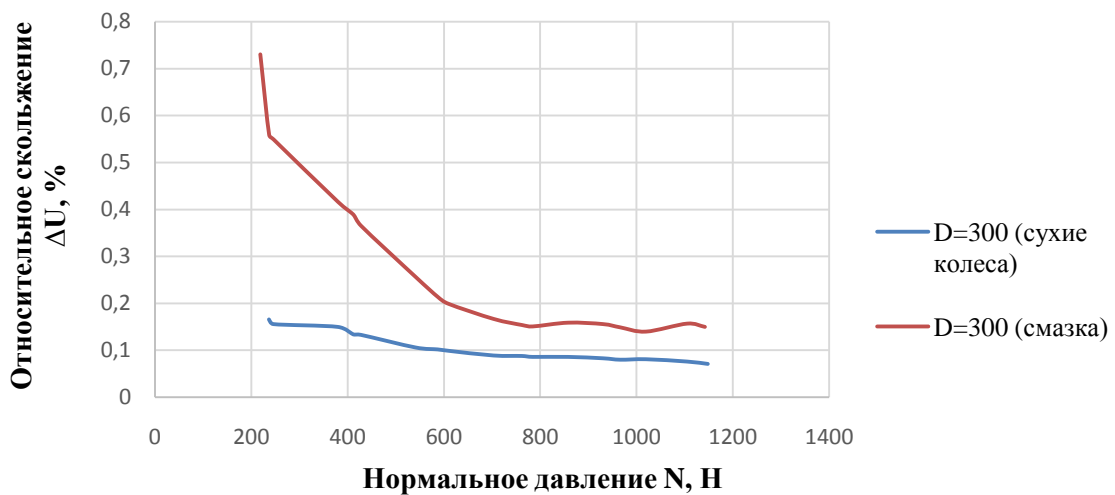


Рисунок 4.6 – График зависимости относительного скольжения от нормального давления

На рисунке 4.6 представлен график зависимости относительного скольжения ΔU от нормального давления N , построенный при постоянном значении диаметра фрикционных колес $D=300$ мм. При изменении нормального давления от 236 Н до 1147 Н и отсутствии смазки на поверхностях качения наблюдается снижение величины относительного скольжения с 0,166% до 0,071%. Установлено, что минимальное значение скольжения, равное 0,071% получено при максимальном значении нормального давления в 1147 Н для сухих, чистых поверхностей качения. Максимальное значение относительного скольжения ΔU соответствует минимальному нормальному давлению в 236 Н

для смазанных поверхностей качения. Относительное скольжение для сухих, чистых поверхностей качения в 4,66 раза меньше, чем для смазанных.

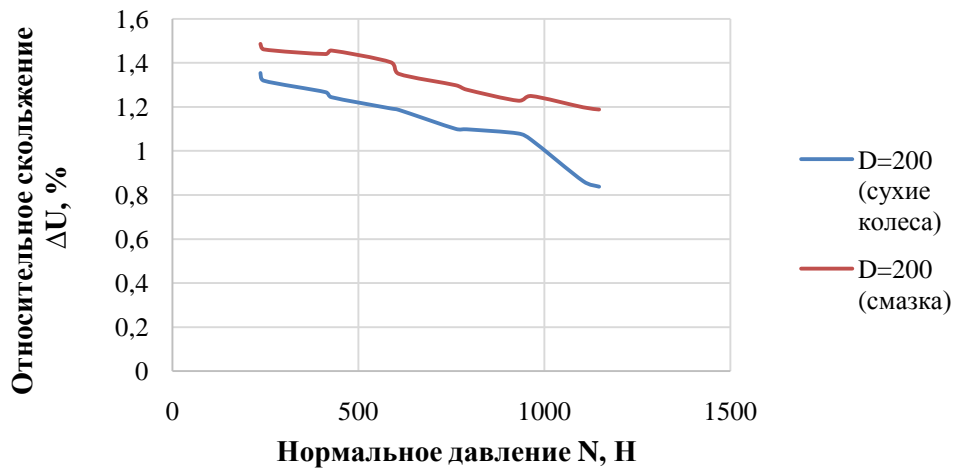


Рисунок 4.7 – График зависимости относительного скольжения от нормального давления

При исследовании относительного скольжения для колес с диаметром 200 мм наблюдался рост значений как для сухих, так и для смазанных поверхностей качения относительно значений экспериментальных исследований для колес с диаметром 300 мм. При исследовании величины относительного скольжения для диаметров фрикционных колес 200 мм, получены следующие значения: для сухих поверхностей качения относительное скольжение колеблется в пределах от 0,81% до 1,3%, для смазанных поверхностей качения – от 1,19% до 1,45%.

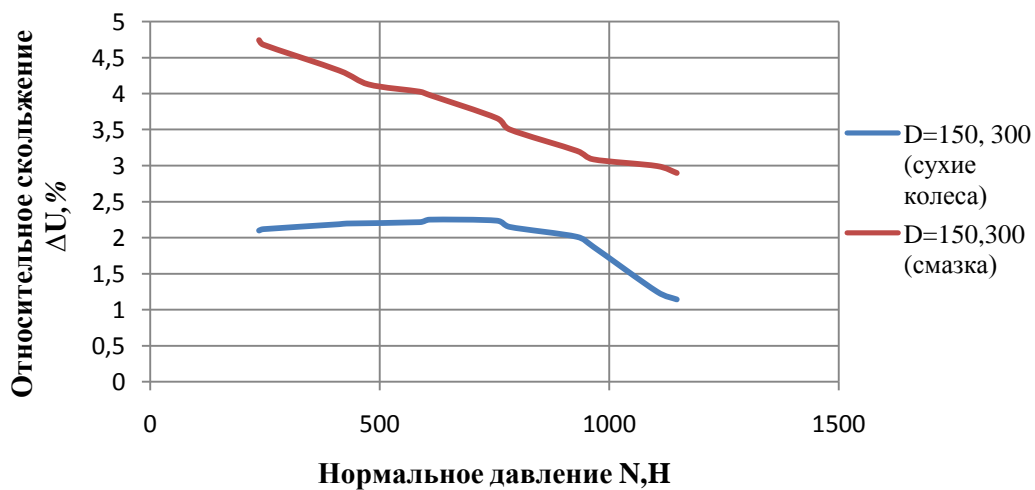


Рисунок 4.8 – График зависимости относительного скольжения от нормального давления

Использование ведущего и ведомого фрикционных колес разного диаметра 300 и 150 мм соответственно ведет к скачкообразному снижению величины относительного скольжения с 1,9% до 1,1%. Установлено, что при использовании фрикционных колес разного диаметра процесс попадает в зону комбинированного скольжения со значением ΔU от 4,6% до 2,6%.

На рисунках 4.9, 4.10 представлены объединенные графики $\Delta U = f(N)$ для сухих и смазанных поверхностей качения.

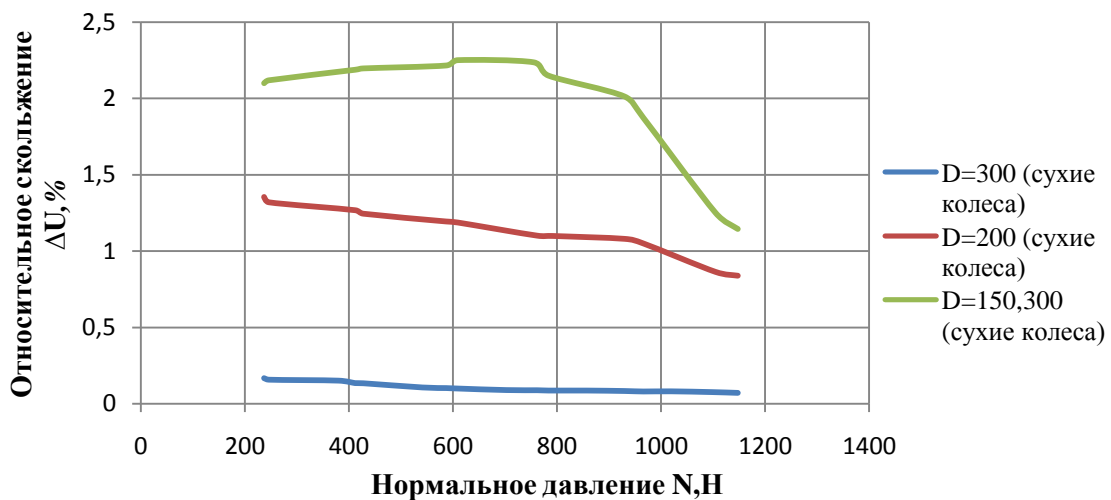


Рисунок 4.9 – График зависимости относительного скольжения от нормального давления для сухих поверхностей качения

Наименьшее значение относительного скольжения $\Delta U = 0,166\%$ получено при использовании пар фрикционных колес с диаметром $D=300$ мм. Значения относительного скольжения для колес с диаметром $D=200$ мм значительно выше, но не выходят за границы упругого скольжения (до 2%). Относительное скольжение для пары колес 150 мм и 300 мм выходит из зоны упругого скольжения.

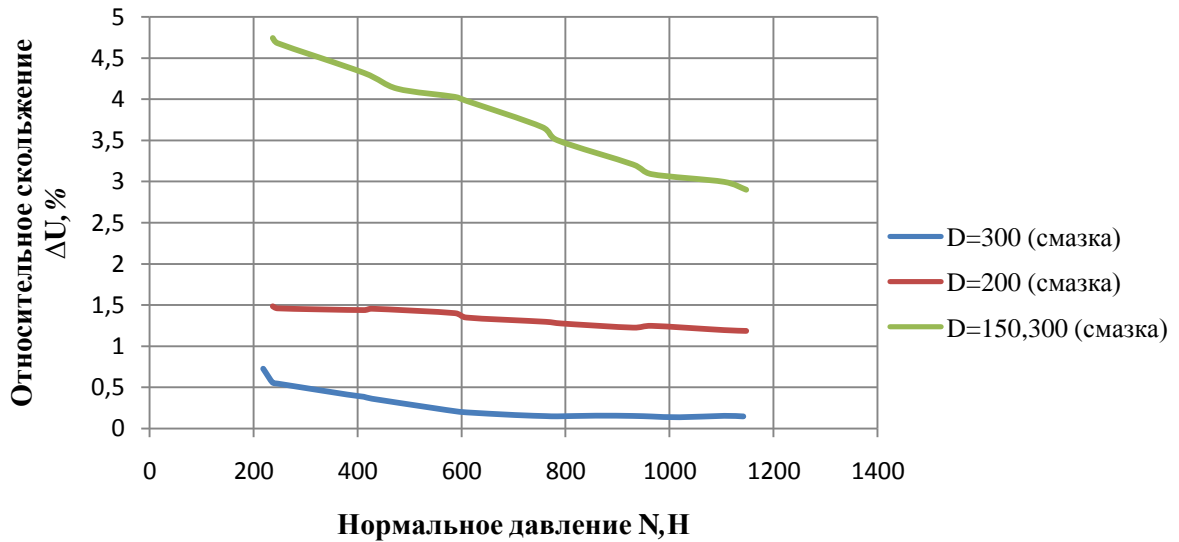


Рисунок 4.10 – График зависимости относительного скольжения от нормального давления для смазанных поверхностей качения

Для смазанных поверхностей качения значения относительного скольжения ΔU для пары фрикционных колес 150 мм и 300 мм соответственно изменяется в пределах от 2,7% до 4,7%.

Выводы по четвертой главе

1. Установлено влияние нормального давления в паре фрикционных роликов на величину относительного скольжения. При изменении нормального давления от 237Н до 1148Н для пары роликов диаметром 200 мм величина относительного скольжения составила от 1,32% до 0,838%, а для диаметров роликов 300 мм – от 0,166% до 0,071% для сухих поверхностей.
2. Установлено, что при наличии смазки величина относительного скольжения для пары фрикционных роликов 200 мм возрастает от 1,19% до 1,49%, а для роликов 300 мм от 0,16% до 0,73%.
3. При использовании пары фрикционных роликов, коэффициент изменения диаметров которых $K \geq 2$ для сухих и смазанных поверхностей наблюдается выход из зоны упругого скольжения $U > 2\%$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация представляет собой законченную научно-квалификационную работу, в которой приведены разработанные автором теоретические и практические положения, которые в совокупности можно классифицировать как решение научной задачи по созданию механизма подачи фрикционного типа горно-обогачительного оборудования на основе тягового устройства с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс, выбору геометрических и силовых параметров приводов агрегатов.

Основные результаты работы заключаются в следующем.

1. На основании анализа существующих конструкций приводов агрегатов горно-обогачительного производства выявлен основной недостаток, заключающийся в необходимости загрузки дополнительного балласта. Обосновано три направления исследования: аналитическое, компьютерное моделирование и экспериментальное.

2. Установлена зависимость передаточного числа рычажной системы механизма подачи фрикционного типа от его основных геометрических параметров, установлены значения поправочных коэффициентов, учитывающих особенности работы на кольцевом рельсе.

3. Составлена математическая модель и разработана программа исследования характера движения тягового устройства механизма подачи, устанавливающая функциональную зависимость расчетного коэффициента приводных колес от внешнего сопротивления.

4. Экспериментально подтверждены результаты теоретических исследований, обеспечивающих работу тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе без перекоса, обеспечивающего снижение относительного продольного скольжения приводных колес.

5. Установлены геометрические и силовые параметры механизма подачи фрикционного типа при работе на кольцевом рельсе диаметром от 7,5 до 75 м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Когановский, А.М. Очистка промышленных сточных вод / А.М. Когановский. – 1974. – 260 с.
2. Островский, Г.М. Новый справочник химика и технолога: Процессы и аппараты химических технологий / Г.М. Островский. – СПб: Проффессионал, 2004. – 848 с.
3. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты / Ю.И. Дытнерский. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
4. Романков, П.Г. Гидромеханические процессы химической технологии / П.Г. Романков, М.И. Курочкина. – Л.: Химия, 1982. – 288 с.
5. Куренков, В.Ф. Полиакриламидные флокулянты / В.Ф. Куренков // Соросовский образовательный журнал. – 1997. – № 7. – С. 57- 63.
6. Богданова, О.С. Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы / О.С. Богданова, В.А. Олевский. – М.: Недра, 1982. – 366 с.
7. Шинкоренко, С.Ф. Справочник по обогащению руд черных металлов. – М: Недра, 1980. – 527 с.
8. Хаппель, Дж. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса / Дж. Хаппель, Г. Бренер. – М.: Мир, 1976. – 691 с.
9. Авдохин, В.М. Основы обогащения полезных ископаемых. – М: Горная книга, 2014. – 417 с.
10. Доманский, И.В. Исследование затрат мощности на перемешивание и транспорт к разгрузочным устройствам сгущенной пульпы в радиальных сгустителях непрерывного и полунепрерывного действия / И.В. Доманский, И.В. Давыдов, М.Н. Малофеев // Цветные металлы и минералы. – 2016. – С. 24-25.

11. Кибирев, В. И. О создании современных российских сгустителей / В.И. Кибирев, А.В. Бауман, А.Е. Никитин // Горная Промышленность. – 2017. – №5. – С. 32-34.
12. Бауман, А. В. Критерии выбора радиального сгустителя для процессов сгущения и водооборота / А.В. Бауман // Обогащение руд. – 2013. – № 4. – С. 40-43.
13. Шевцов, М.Н. Устройство сгустителя и принцип его работы / М.Н. Шевцов, Г.Г. Видищева, Н.О. Леошко // Новые идеи нового века: Материалы международной научной конференции ФАД ТОГУ. – 2017. – № 3. – С. 400-403.
14. Бауман, А.В. О модернизации отечественных радиальных сгустителей / А.В. Бауман // Обогащение руд. – 2013. – №1. С. 44-49.
15. Виноградов, Б.В. Теория и выбор рациональных параметров механических систем приводов крупных барабанных мельниц: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Виталий Борисович Виноградов. – Днепропетровск, 1984. – 515 с.
16. Трубин, Г.К. Контактная усталость материалов зубчатых колес / Г.К. Трубин. – М.: Машиностроение, 1962 – 430 с.
17. Виноградов, Б.В. изнашивание зубьев открытых пар рудоразмольных мельниц / Б.В. Виноградов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 1982. – № 2. – С. 31-37.
18. Мак-Манус Дж. Механические трудности, связанные с мельницами большого диаметра в Лорнексе / Дж. Мак-Манус // Семинар по измельчению. – Тронхейм: Норвегия. – 1979. – 136 с.
19. Сушкова, О.А. Оценка влияния основных факторов износа на работу тяжело нагруженных зубчатых передач / О.А. Сушкова // Состояние и перспективы развития механики и машиностроения в Казахстане: Сборник трудов международной научной конференции, посвященной 70-летию со дня рождения профессора, доктора технических наук Казыханова Х.Р. Алматы. –

2007. – Том 2. – С. 220-224.

20. Авдеев, А.М. Рельсовые транспортные средства для сложных горно-геологических условий / А.М. Авдеев, А.В. Большунов, Г.В. Соколова // Научно-технические разработки и использования минеральных ресурсов. – 2013. – С. 50-54.

21. Патент РФ № 2684269, 26.07.2018 Иванов С.Л., Тимофеев И.П., Родионов Е.А., Столярова М.С. Способ добычи торфа и устройство для его реализации // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2018123253; заявл. 26.06.2018; опубл. 04.04.2019, Бюл. №10.

22. Патент РФ №2200052, 10.01.2001 Рыжов С.В. Радиальный отстойник // заявитель и патентообладатель Рыжов Станислав Васильевич. – № 2001100351/12; заявл. 10.01.2001; опубл. 10.03.2003, Бюл. № 7.

23. Патент РФ № 2271241, 06.07.2004 Кармазинов Ф.В., Цветков В.И., Трухин Ю.А., Немировский П.И., Бочаров А.И., Малишевский М.Е. Крупногабаритный радиальный отстойник сточных вод // заявитель и патентообладатель Государственное Унитарное Предприятие "Водоканал Санкт-Петербурга". – № 2004120655/15; заявл. 06.07.2004; опубл. 10.03.2006, Бюл. № 7.

24. Патент РФ № 2335324 03.07.2006 Немировский П.Н., Евдокимов А.А., Онищенко А.А. Ходовая часть илоскреба радиального отстойника // заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Машиностроительный завод "Арсенал". – № 2006123859/15; заявл. 03.07.2006; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 2.

25. Патент СССР № 262046, 29.07.1968 Берсенев В.С., Вдовиченко В.И., Топчиев А.В., Солод В.И., Богданов В.М., Коленцев М.Т., Лактионов И.Е., Федунец И.И. Тяговое устройство для рабочих органов горных машин // заявитель и патентообладатель Ленинградский Горный институт, Московский горный институт. – № 1259709; заявл. 29.07.1968; опубл. 25.05.1976.

26. Тимофеев, И.П. Особенности работы фрикционных тяговых устройств для приводов стационарных горных машин / И.П. Тимофеев, М.С. Столярова // Инновации на транспорте и в машиностроении: Труды IV международной научно-практической конференции. Санкт-Петербург. – 2016. – С. 146-148.

27. Наумкин, О.В. Фрикционный привод перемещения выемочных и породопогрузочных машин / О.В. Наумкин, В.Н. Васин / Известия ТулГУ. – 2010. – вып. № 1. – С. 178-181.

28. Патент РФ № 2666040 Карпенков А.И., Силаков Н.Ю. Фрикционный привод каретки вертикального подъемника // заявитель и патентообладатель Карпенков Алексей Иванович, Силаков Николай Юрьевич. – № 2017106817; заявл. 02.03.2017; опубл. 05.09.2018, Бюл. № 25.

29. Галкин, В.И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности России / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2011. – № 7. – С. 485-507.

30. Тимофеев, И.П. Обоснование параметров фрикционного привода агрегатов горно-обогатительного производства / И.П. Тимофеев, М.С. Родионова // Известия Уральского государственного горного университета. – 2019. № 1. – С. 136-142.

31. Богданов, В.М. Относительное проскальзывание в точках контакта колеса с рельсом / В.М. Богданов, Д.П. Марков, И.А. Жаров, С.М. Захаров // Вестник ВНИИЖТ. – 1999. – №3. – С. 6-10.

32. Демкин, Н.Б. Развитие учения о контактном взаимодействии деталей машин / Н.Б. Демкин, В.В. Измайлов // Вестник машиностроения. – 2008. – № 10. – С. 28-32.

33. Даровский, Г.В. Ремонт трибологических узлов методом дополнительных деталей / Г.В. Даровский, Н.Г. Дюргеров, К.В. Шеховцов //

Трибология-машиностроению: Труды XI международной научно-технической конференции. – М.: Институт компьютерных исследований. – 2016. – С. 63.

34. Берсенева, В. С. Тяговые устройства с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс / В.С. Берсенева // Записки ЛГИ. – 1970. – Т. LX. – С. 3-20.

35. Патент РФ № 184927, 08.06.2018. Тимофеев И.П., Столярова М.С. Тяговое устройство // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2018121363; заявл. 08.06.2018; опубл. 14.11.2018, Бюл. № 32.

36. Патент РФ № 165910, 14.04.2016. Тимофеев И.П., Соколова Г.В., Колтон Г.А., Большунов А.В., Авдеев А.М., Столярова М.С. Регулируемое тяговое устройство // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2016114592/11; заявл. 14.04.2016; опубл. 10.11.2016, Бюл. № 31.

37. Меншутин, Н.Н. Зависимость между силой сцепления и скоростью скольжения колесной пары локомотива / Н.Н. Меншутин // Вестник ВНИИЖТ. – 1960. – №7.

38. Минов, Д.К. Роль скольжения колес при реализации тягового усилия и структура коэффициента сцепления / Д.К. Минов // Известия АН СССР. – 1947. – № 4 – С. 445-470.

39. Янсон, О.М. К вопросу электромагнитного способа улучшения условий сцепления колес электровоза с рельсом / О.М. Янсон // ЛГИ. – 1960. – Т. 32. – вып. № 1.

40. Минов, Д.К. Теория процесса реализации сил сцепления при электрической тяге и способы повышения их использования. Проблемы повышения эффективности работы транспорта / Д.К. Минов // АН СССР. – 1953. – вып. № 1. – С. 7-129.

41. Лужнов, Ю.М. Нанотрибология сцепления колес с рельсами.

Реальность и возможности / Ю.М. Лужнов. – М.: Интекст, 2009. – 176 с.

42. Воробьев, А.А. Контактное взаимодействие колеса и рельса / А.А. Воробьев // Вестник ИрГУ. – 2009. – №3 (39). – С. 42-47.

43. Беркович, И.И. Трибология. Физические основы, механика и технические положения, учебник для вузов / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский – Самара СГТУ, 2000. – 268 с.

44. Меншутин, Н.Н. Скольжение тяговых колес и новая методика его определения / Н.Н. Меншутин // ВНИИЖТ. – 1958. – № 4. – С. 22-25.

45. Френкель, Э.М. Исследование эксплуатационного коэффициента сцепления опытным путем / Э.М. Френкель // ЛИИЖТ, ВНИИ. – 1965. – № 77. – С. 168-176.

46. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 481 с.

47. Крагельский, И.В. Коэффициенты трения / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова. – М.: Машиностроение, 1962. – 112 с.

48. Белоус, Н.А. Тяговые механизмы рычажного типа с регулируемым в функции сопротивления давлением ведущих колес / Н.А. Белоус, А.В. Большунов, Г.В. Соколова // Записки Горного Института. — 2012. – Т. 195 – С. 231-237.

49. Берсенев, В.С. Регулирование давления гладких приводных колес на рельс / В.С. Берсенев // Записки Горного института. – 2004. – Т. 157. – С. 19-22.

50. Шур, Е.А. К вопросу об оптимальном соотношении твердости рельсов и колес / Е.А. Шур // Современные проблемы взаимодействия подвижного состава и пути: Материалы научно-практической конференции. Москва. – 2003. – С. 87 – 93.

51. Ларин, Т.В. Об оптимальной твердости элементов пары трения «колесо – рельс» / Т.В. Ларин // Вестник ВНИИЖТ. – 1965. – № 3. – С. 5-9.

52. Большунов А. В., Соколова Г. В., Авдеев А. М. Перспективы использования тяговых устройств фрикционного типа в приводах горных, транспортных и технологических машин / А.В. Большунов, Г.В. Соколова, А.М. Авдеев // Записки Горного института. – 2014. – Т. 209.

53. Лойцянский, Л.Г. Курс теоретической механики / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Наука, 1982. – Т. 1. – 352 с.

54. Столярова, М.С. Выбор конструкции приводов горных транспортных машин // Инновации на транспорте и в машиностроении: Труды V международной научно-практической конференции. Санкт-Петербург. – 2017. – С. 95-97.

55. Путилов, К.А. Курс физики. Механика. Акустика. Молекулярная физика. Термодинамика / К.А. Путилов. – М.: ГИФМЛ, 1963. – Т. 1. – 560 с.

56. Родионова, М.С. Оценка эффективности рычажной системы тягового устройства / М.С. Родионова, И.П. Тимофеев // Труды IX международной научно-практической конференции. Пенза. – 2019. – С. 72-74.

57. Вихрова, А.М. О соотношении твердости рельсовой и колесной стали / А.М. Вихрова, Т.В. Ларин, Ю.М. Парышев, Л.С. Хургин // Вестник ВНИИЖТ. – 1983. – № 6. – С. 34 – 38.

58. Хайкин, С.Э. Физические основы механики / С.Э. Хайкин. – М.: Наука, 1971. – 752 с.

59. Сливинский, Е.В. К вопросу автоматической балансировки колесных пар железнодорожного подвижного состава / Е.В. Сливинский, В.И. Киселев, И.Н. Гридчина, Т.Е. Митина, Е.А. Суздальская // Сборник материалов III Международной научно-технической конференции, посвященной 85-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора В.В. Стрекопытова. – 2015. – С. 136-138.

60. Сливинский, Е.В. Стенд для диагностики круга катания колесных пар железнодорожного подвижного состава / Е.В. Сливинский, Т.Е. Митина,

Е.А. Суздальская // Сборник материалов III Международной научно-технической конференции, посвященной 85-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора В.В. Стрекопытова. – 2015. – С. 211-214.

61. Керопян, А.М. Теоретические исследования условий обеспечения конформного контакта системы «колесо – рельс» карьерного железнодорожного транспорта / А.М. Керопян // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2013. – № 2. – С. 11-16.

62. Цикунов, А.Е. О контактной прочности колеса и рельса / А.Е. Цикунов // ЛИИЖТ. – 1972. – вып. № 80. – 101 с.

63. ГОСТ Р 51685-2013 Рельсы железнодорожные. Общие технические условия = Railway rails. General specifications: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 декабря 2013 г. № 1155-ст : введен взамен ГОСТ Р 51685-2000 / разработан Открытым акционерным обществом "Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ОАО "ВНИИЖТ)". – М.: Стандартинформ, 2014. – Текст: непосредственный.

64. ОСТ 32.188 – 2001. Специальный подвижный состав. Колесные пары. Типовой ряд: национальный стандарт Республики Казахстан : издание официальное : принят и введен в действие Указанием Министерства путей сообщения Российской Федерации от 08 февраля 2002 г. / разработан Государственным унитарным предприятием "Всероссийский научно-исследовательский институт тепловозов и путевых машин". – М.: МПС России, 2001. – Текст: непосредственный.

65. ОСТ 32.168 – 2000. Колесные пары локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность. Типовой ряд: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : принят и введен в действие Указанием МПС России от 1 июня 2000 г. / разработан

Государственным унитарным предприятием "Всероссийский научно-исследовательский институт тепловозов и путевых машин (ГУП ВНИТИ)". – М.: МПС России, 2000. – Текст: непосредственный.

66. Комаров, М.С. Динамика механизмов и машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 560 с.

67. Гриб, В.В. Оценка технического состояния механизмов по совокупности механических характеристик динамики, изнашивания, усталости материалов / В.В. Гриб, И.М. Петрова // Трибология-машиностроению: Труды XI международной научно-технической конференции. – М.: Институт компьютерных исследований. – 2016. – С. 54-55.

68. Дукельский, А.И. Грузоподъемные машины / А.И. Дукельский – М.: Водтрансиздат, 1953 – 280 с.

69. Прядко, Ю.Г. О возможных ошибках при неполных решениях ряда известных задач механики / Ю.Г. Прядко, В.Г. Караваяев // НАУКА ЮУрГУ: Материалы 66-й научной конференции. Челябинск. – 2014. – С. 142-148.

70. Тимофеев, И.П. Особенности работы тягового устройства на криволинейных участках рельсового пути / И.П. Тимофеев, А.В. Большунов, М.С. Столярова, А.М. Авдеев // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 1. – С. 171-178.

71. Харрис, У.Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн. – 2002. – 408 с.

72. Лужнов, Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотива с рельсами: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.02.04 / Юрий Михайлович Лужнов. – М.: МИИТ, 1978. – 355 с.

73. Гаркунов, Д.Н. Триботехника: учеб. Пособие / Д.Н. Гаркунов, Э.Л. Мельников, В.С. Гаврилюк. – М.: КНОРУС, 2011. – 408 с.

74. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики: учеб. пособие для

вузов по техн. Специальностям. Статика и кинематика. / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – СПб.: Лань, 2009. – Т. 1. – 729 с.

75. Анисимов, В.А., Тяговые расчеты. – Хабаровск, 2013. – Текст непосредственный.

76. Патент РФ № 184329, 12.03.2018. Тимофеев И.П., Столярова М.С. Тяговое устройство для работы на кольцевом рельсе // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2018108762; заявл. 12.03.2018; опубл. 22.10.2018, Бюл. № 30.

77. Захаров, С.М. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / С.М. Захаров. – М.: Интекст, 2004. – 160 с.

78. Чичинадзе, А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка). Учебник для технических вузов / А. В. Чичинадзе. – М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 778 с.

79. Шур, Е.А. Износостойкость рельсовых и колесных сталей / Е.А. Шур, Н.Я. Бычкова, Д.П. Марков, Н.Н. Кузьмин // Трение и износ. – 1995. – Т. 16. – С. 80 – 91.

80. Патент РФ № 2019615785, 24.04.2019. Родионова, М.С., Тимофеев И.П. Программа для динамического исследования фрикционного привода агрегатов горно-обогатительного производства // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2019.

81. Родионова, М.С. Математическая модель агрегата горно-обогатительного производства / М.С. Родионова, И.П. Тимофеев // Инновационное развитие науки и образования: Труды VI международной научно-практической конференции. Пенза. – 2019. – С. 76-80.

82. Верховод, В.П. Использование программы Mathcad при синтезе передаточных рычажных механизмов / В.П. Верховод // Теория механизмов и машин. – 2011. – № 1(17). – Т. 9. – С. 69-76.

83. ГОСТ 10791-2004 Колеса цельнокатаные. Технические условия =

All-rolled wheels. Specifications: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации 26 мая 2004 г.: введен взамен ГОСТ 10791-89 / разработан Федеральным государственным унитарным предприятием "Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта" (ФГУП ВНИИЖТ). – М.: Стандартинформ, 2004. – Текст: непосредственный.

84. Алисин, В.В. Триботехнические испытания смазочных материалов для лубрикации системы колесо-рельс высокоскоростного железнодорожного транспорта / В.В. Алисин, Б.В. Покидько, М.Н. Рощин // Трибология-машиностроению: Труды XI международной научно-технической конференции. – М.: Институт компьютерных исследований. – 2016. – С. 9-11.

85. Ренгевич, А.А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов. Вопросы рудничного транспорта / А.А. Ренгевич. – 1961. – вып. № 5. – С. 227-247.

86. Денегин, В.В. Исследование сцепления гладкого колеса с рельсом в условиях мраморных карьеров с целью создания самоходных клеток для наклонных путей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / В.В. Денегин – ЛГИ, 1971. – 153 с.

87. ГОСТ 8.417-2002. Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Единицы величин = State system for ensuring the uniformity of measurements. Units of quantities: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации от 06 ноября 2002 г. № 22: введен взамен ГОСТ 8.417-81 / разработан Федеральным государственным унитарным предприятием "Всероссийский научно-исследовательский институт метрологии им.Д.И.Менделеева" (ФГУП "ВНИИМ им.Д.И.Менделеева"). – М.: Стандартинформ, 2002. – Текст: непосредственный.

88. Никитин, В.И. Статистические методы обработки экспериментальных данных / В.И. Никитин // Учебное пособие. – 2016. – 64 с.
89. Горлач, В.В. Обработка, представление, интерпретация результатов измерений: Учебное пособие / В.В. Горлач, В.Л. Егоров, Н.А. Иванов. – Омск, 2006. – 83 с.
90. МИ 2083-90 ГСИ. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценка их погрешностей. Типовой ряд: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден НПО «ВНИИМ им. Д.И. Менделеева» 20 декабря 1989.
91. Зайдель, А.Н. Погрешности измерений физических величин / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.
92. Руппель, Е.Ю. Элементы теории вероятностей и методы статистической обработки экспериментальных данных / Е.Ю. Руппель. – Омск, 2003. – 141 с.
93. Костылев, А.А. Статистическая обработка результатов экспериментов на микроЭВМ и программируемых калькуляторах / А.А. Костылев, П.В. Миляев, Ю.Д. Дорский. – Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.
94. Кассандрова, О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
95. ГОСТ Р 8.563-2009. Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Методики (методы) измерений = State system for ensuring the uniformity of measurements. Procedures of measurements: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 15 декабря 2009 г. № 1253-ст : введен взамен ГОСТ Р 8.563-96 / разработан Федеральным государственным унитарным предприятием Всероссийский научно-исследовательский институт метрологической службы (ФГУП ВНИИМС). – М.: Стандартинформ, 2009. – Текст: непосредственный.

96. Avdokhin, V.M. Basics of Mineral Processing: Mining Book / V.M. Avdokhin. – 2014. – № 1. – 417 p.
97. Mizra, S. Sedimentation of suspension of particles of two or more sizes / S. Mizra, J. F. Richardson // Chem. Eng. Sci. – 1979. – V. 34. – pp. 447 – 454.
98. Tan, C.K. Studies on parameter estimation and Model Predictive Control of Paste Thickeners / C.K. Tan, R. Setiawan, J. Bao, G. Bickert // Journal of Process Control. – 2015. – pp. 1-8.
99. Timofeev, I.P. Justification of Lever Arrangement Parameters for Friction-Type Traction Gear / I.P. Timofeev, A.V. Bolshunov, A.M. Avdeev // Procedia Engineering. – 2016. – pp. 1329-1334.
100. Bolshunov, A.V. Lever-Type Traction Mechanisms With Controlled Traction Wheel Pressure as the Function of Resistance / A.V. Bolshunov, N.A. Belous, G.V. Sokolova, I.P. Timofeev // Proceedings of Mining Institute. – 2012. pp. 231-237.
101. Bauman, A.V. Reconstruction and modernization of radial thickeners / A.V. Bauman // VIII Congress of dressers of CIS countries. Collection of materials. – 2011. – Vol. 1. – pp. 35-38.
102. Bakhturin, Yu.A. Current trends in development of open-cut transport / Yu.A. Bakhturin // Mining informational and analytical bulletin. – 2009. – № 7. – С. 403–414.
103. Timofeev, I. P. Specific Features of Friction-Type Traction Gear of Rotating Machines Drives / I.P. Timofeev, A.V. Bolshunov, M.S. Stoliarova // Procedia Engineering. – 2017. – pp. 1654-1660.
104. Stoliarova, M. Features of the Friction Traction Circular Rail Devices for Stationary Mining Machines // Scientific Reports on Resource Issues. – 2016. – V. 1. – pp. 252–256.
105. Akhmadiev, F.G., Zinnatullin N.N. Mathematical Modeling of the Separation of Two-Phase Mixtures in a Centrifugal Thickener / F.G. Akhmadiev,

N.N. Zinnatullin // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. – 2014. – pp. 199-205.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Сводная таблица параметров двигателя механизма подачи фрикционного типа

Где T , сек – время движения;

OM , мин⁻¹ – частота вращения;

S – скольжение двигателя;

NE (кВт) – потребляемая мощность.

Таблица А – Сводная таблица параметров двигателя механизма подачи фрикционного
типа

T	OM(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 7,5$ м			
.00100	23.43250	.01337	1.84006
.00200	23.68483	.00274	.38833
.00300	23.71410	.00151	.21429
.00400	23.71746	.00137	.19427
.00500	23.71784	.00135	.19196
.00600	23.71789	.00135	.19169
.00750	23.71789	.00135	.19166
.00850	23.71789	.00135	.19166
.00950	23.71789	.00135	.19166
.01050	23.71789	.00135	.19166
.01150	23.71789	.00135	.19166
.01250	23.71789	.00135	.19166
.01300	23.71789	.00135	.19166
.01400	23.71789	.00135	.19166
.01500	23.71789	.00135	.19166
.01600	23.71789	.00135	.19166
.01700	23.71789	.00135	.19166
.01800	23.71789	.00135	.19166
.01900	23.71789	.00135	.19166
.02000	23.71789	.00135	.19166
.02100	23.71789	.00135	.19166
.02200	23.71789	.00135	.19166
.02300	23.71789	.00135	.19166
.02400	23.71789	.00135	.19166
.02500	23.71789	.00135	.19166
.02600	23.71789	.00135	.19166
.02700	23.71789	.00135	.19166
.02800	23.71789	.00135	.19166
.02900	23.71789	.00135	.19166
.03000	23.71789	.00135	.19166

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 12,5 \text{ м}$			
.00100	22.94438	.03392	4.17321
.00200	23.45345	.01249	1.72406
.00300	23.62361	.00532	.74956
.00400	23.67672	.00309	.43640
.00500	23.69313	.00239	.33904
.00600	23.69819	.00218	.30897
.00700	23.69975	.00212	.29971
.00800	23.70022	.00210	.29685
.00900	23.70037	.00209	.29597
.01000	23.70042	.00209	.29570
.01100	23.70043	.00209	.29561
.01200	23.70044	.00209	.29558
.01300	23.70044	.00209	.29558
.01400	23.70044	.00209	.29558
.01500	23.70044	.00209	.29558
.01600	23.70044	.00209	.29558
.01700	23.70044	.00209	.29558
.01800	23.70044	.00209	.29558
.01900	23.70044	.00209	.29558
.02000	23.70044	.00209	.29558
.02100	23.70044	.00209	.29558
.02200	23.70044	.00209	.29558
.02300	23.70044	.00209	.29558
.02400	23.70044	.00209	.29558
.02500	23.70044	.00209	.29558
.02600	23.70044	.00209	.29558
.02700	23.70044	.00209	.29558
.02800	23.70044	.00209	.29558
.02900	23.70044	.00209	.29558
.03000	23.70044	.00209	.29558
.03100	23.70044	.00209	.29558
.03250	23.70044	.00209	.29558
.03350	23.70044	.00209	.29558
.03450	23.70044	.00209	.29558
.03550	23.70044	.00209	.29558
.03650	23.70044	.00209	.29558
.03750	23.70044	.00209	.29558
.03850	23.70044	.00209	.29558

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(квт)
Радиус кольцевого рельса $R = 15 \text{ м}$			
.00100	22.87110	.03701	4.45091
.00200	23.39490	.01495	2.04565
.00300	23.59100	.00669	.94006
.00400	23.65881	.00384	.54231
.00500	23.68193	.00287	.40547
.00600	23.68979	.00253	.35882
.00750	23.69304	.00240	.33956
.00850	23.69357	.00238	.33643
.00950	23.69375	.00237	.33535
.01050	23.69381	.00237	.33500
.01150	23.69383	.00237	.33487
.01250	23.69384	.00236	.33483
.01350	23.69384	.00236	.33482
.01450	23.69384	.00236	.33482
.01550	23.69384	.00236	.33482
.01650	23.69384	.00236	.33482
.01750	23.69384	.00236	.33482
.01850	23.69384	.00236	.33482
.01950	23.69384	.00236	.33482
.02050	23.69384	.00236	.33482
.02150	23.69384	.00236	.33482
.02250	23.69384	.00236	.33482
.02350	23.69384	.00236	.33482
.02450	23.69384	.00236	.33482
.02550	23.69384	.00236	.33482
.02650	23.69384	.00236	.33482
.02750	23.69384	.00236	.33482
.02850	23.69384	.00236	.33482
.02950	23.69384	.00236	.33482
.03050	23.69384	.00236	.33482
.03150	23.69384	.00236	.33482
.03250	23.69384	.00236	.33482
.03350	23.69384	.00236	.33482
.03450	23.69384	.00236	.33482
.03550	23.69384	.00236	.33482
.03650	23.69384	.00236	.33482
.03750	23.69384	.00236	.33482
.03850	23.69384	.00236	.33482
.03950	23.69384	.00236	.33482

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 17,5 \text{ м}$			
.00100	22.64775	.04641	5.17070
.00200	23.17666	.02414	3.16100
.00350	23.52868	.00932	1.29963
.00450	23.61574	.00565	.79567
.00550	23.65508	.00400	.56439
.00650	23.67277	.00325	.45979
.00700	23.67753	.00305	.43160
.00800	23.68285	.00283	.40005
.00900	23.68524	.00273	.38588
.01000	23.68631	.00268	.37951
.01100	23.68679	.00266	.37666
.01200	23.68701	.00265	.37538
.01300	23.68710	.00265	.37481
.01400	23.68715	.00265	.37454
.01500	23.68717	.00265	.37442
.01600	23.68718	.00265	.37437
.01700	23.68718	.00265	.37434
.01800	23.68718	.00265	.37434
.01900	23.68718	.00265	.37434
.02000	23.68718	.00265	.37434
.02100	23.68718	.00265	.37434
.02200	23.68718	.00265	.37434
.02300	23.68718	.00265	.37434
.02400	23.68718	.00265	.37434
.02500	23.68718	.00265	.37434
.02600	23.68718	.00265	.37434
.02700	23.68718	.00265	.37434
.02800	23.68718	.00265	.37434
.02900	23.68718	.00265	.37434
.03000	23.68718	.00265	.37434
.03100	23.68718	.00265	.37434
.03200	23.68718	.00265	.37434
.03300	23.68718	.00265	.37434
.03400	23.68718	.00265	.37434
.03500	23.68718	.00265	.37434
.03600	23.68718	.00265	.37434
.03700	23.68718	.00265	.37434
.03800	23.68718	.00265	.37434
.03900	23.68718	.00265	.37434

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 25 \text{ м}$			
.00100	22.46858	.05395	5.61391
.00200	22.94696	.03381	4.16303
.00300	23.25996	.02063	2.75231
.00400	23.44432	.01287	1.77470
.00500	23.54790	.00851	1.18947
.00650	23.62301	.00535	.75308
.00750	23.64613	.00437	.61715
.00850	23.65874	.00384	.54272
.00950	23.66562	.00355	.50207
.01000	23.66778	.00346	.48932
.01100	23.67055	.00335	.47294
.01200	23.67205	.00328	.46402
.01300	23.67287	.00325	.45916
.01400	23.67332	.00323	.45651
.01500	23.67356	.00322	.45507
.01600	23.67370	.00321	.45428
.01700	23.67377	.00321	.45385
.01800	23.67381	.00321	.45363
.01900	23.67383	.00321	.45350
.02000	23.67384	.00321	.45343
.02150	23.67385	.00321	.45337
.02250	23.67385	.00321	.45336
.02350	23.67385	.00321	.45336
.02450	23.67385	.00321	.45336
.02550	23.67385	.00321	.45336
.02650	23.67385	.00321	.45336
.02750	23.67385	.00321	.45336
.02850	23.67385	.00321	.45336
.02950	23.67385	.00321	.45336
.03050	23.67385	.00321	.45336
.03150	23.67385	.00321	.45336
.03250	23.67385	.00321	.45336
.03350	23.67385	.00321	.45336
.03450	23.67385	.00321	.45336
.03550	23.67385	.00321	.45336
.03650	23.67385	.00321	.45336
.03750	23.67385	.00321	.45336
.03850	23.67385	.00321	.45336

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 30 м$			
.00100	22.44026	.05515	5.67358
.00200	22.90581	.03554	4.32191
.00300	23.22026	.02230	2.94986
.00400	23.41191	.01424	1.95308
.00550	23.55911	.00804	1.12491
.00650	23.60654	.00604	.84947
.00750	23.63321	.00492	.69317
.00800	23.64177	.00456	.64284
.00900	23.65297	.00409	.57681
.01000	23.65925	.00382	.53976
.01100	23.66276	.00367	.51899
.01200	23.66473	.00359	.50736
.01300	23.66583	.00354	.50084
.01400	23.66644	.00352	.49720
.01500	23.66679	.00350	.49516
.01650	23.66705	.00349	.49365
.01750	23.66713	.00349	.49317
.01850	23.66717	.00349	.49290
.01950	23.66720	.00349	.49275
.02050	23.66721	.00349	.49267
.02150	23.66722	.00349	.49262
.02250	23.66722	.00349	.49260
.02350	23.66723	.00349	.49257
.02450	23.66723	.00349	.49257
.02550	23.66723	.00349	.49257
.02650	23.66723	.00349	.49257
.02750	23.66723	.00349	.49257
.02850	23.66723	.00349	.49257
.02950	23.66723	.00349	.49257
.03050	23.66723	.00349	.49257
.03150	23.66723	.00349	.49257
.03250	23.66723	.00349	.49257
.03350	23.66723	.00349	.49257
.03450	23.66723	.00349	.49257
.03550	23.66723	.00349	.49257
.03650	23.66723	.00349	.49257
.03750	23.66723	.00349	.49257
.03850	23.66723	.00349	.49257
.03950	23.66723	.00349	.49257

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 35 \text{ м}$			
.00100	22.10108	.06943	6.19039
.00200	22.33597	.05954	5.87019
.00300	22.54917	.05056	5.42883
.00400	22.73671	.04266	4.90677
.00500	22.89685	.03592	4.35564
.00600	23.03014	.03031	3.82240
.00750	23.18485	.02380	3.12184
.00850	23.26258	.02052	2.73909
.00950	23.32395	.01794	2.42364
.01050	23.37206	.01591	2.16881
.01150	23.40959	.01433	1.96576
.01250	23.43875	.01311	1.80554
.01300	23.45078	.01260	1.73888
.01400	23.47068	.01176	1.62791
.01500	23.48606	.01111	1.54152
.01600	23.49794	.01061	1.47444
.01700	23.50711	.01023	1.42248
.01800	23.51419	.00993	1.38230
.01900	23.51964	.00970	1.35124
.02000	23.52384	.00952	1.32728
.02100	23.52708	.00939	1.30880
.02200	23.52957	.00928	1.29456
.02300	23.53149	.00920	1.28358
.02400	23.53297	.00914	1.27511
.02500	23.53411	.00909	1.26860
.02600	23.53498	.00905	1.26357
.02700	23.53566	.00902	1.25970
.02800	23.53618	.00900	1.25672
.02900	23.53658	.00899	1.25443
.03000	23.53689	.00897	1.25266
.03100	23.53713	.00896	1.25130
.03200	23.53731	.00896	1.25025
.03300	23.53745	.00895	1.24945
.03400	23.53756	.00895	1.24883
.03500	23.53764	.00894	1.24835
.03600	23.53770	.00894	1.24799
.03700	23.53775	.00894	1.24770
.03800	23.53779	.00894	1.24749

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 40 м$			
.00100	22.06287	.07104	6.22792
.00200	22.26444	.06255	5.98492
.00350	22.53808	.05103	5.45567
.00400	22.62028	.04757	5.24622
.00500	22.76998	.04126	4.80036
.00600	22.89977	.03580	4.34471
.00700	23.01027	.03115	3.90609
.00800	23.10297	.02724	3.50317
.00900	23.17979	.02401	3.14604
.01000	23.24288	.02135	2.83793
.01100	23.29431	.01919	2.57737
.01200	23.33603	.01743	2.36025
.01300	23.36973	.01601	2.18130
.01400	23.39687	.01487	2.03497
.01500	23.41867	.01395	1.91605
.01600	23.43617	.01321	1.81982
.01750	23.45610	.01237	1.70929
.01850	23.46613	.01195	1.65334
.01950	23.47415	.01161	1.60845
.02050	23.48056	.01135	1.57248
.02150	23.48567	.01113	1.54370
.02250	23.48976	.01096	1.52068
.02350	23.49302	.01082	1.50228
.02450	23.49562	.01071	1.48758
.02550	23.49770	.01062	1.47583
.02650	23.49935	.01055	1.46646
.02750	23.50067	.01050	1.45899
.02850	23.50173	.01045	1.45302
.02950	23.50257	.01042	1.44826
.03050	23.50324	.01039	1.44446
.03150	23.50377	.01037	1.44142
.03250	23.50420	.01035	1.43900
.03350	23.50454	.01034	1.43707
.03450	23.50481	.01032	1.43553
.03550	23.50503	.01031	1.43430
.03650	23.50520	.01031	1.43332
.03750	23.50534	.01030	1.43254
.03850	23.50545	.01030	1.43192
.03950	23.50554	.01029	1.43143

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 45 \text{ м}$			
.00100	22.04617	.07174	6.24316
.00200	22.23282	.06388	6.03066
.00350	22.48900	.05309	5.56918
.00450	22.64074	.04671	5.19024
.00550	22.77576	.04102	4.78141
.00600	22.83689	.03845	4.57349
.00700	22.94663	.03383	4.16433
.00800	23.04048	.02987	3.77825
.00900	23.11980	.02653	3.42668
.01000	23.18621	.02374	3.11528
.01100	23.24142	.02141	2.84521
.01200	23.28703	.01949	2.61475
.01300	23.32456	.01791	2.42046
.01450	23.36854	.01606	2.18764
.01550	23.39128	.01510	2.06526
.01650	23.40982	.01432	1.96449
.01750	23.42492	.01369	1.88180
.01850	23.43720	.01317	1.81414
.01950	23.44718	.01275	1.75890
.02050	23.45528	.01241	1.71387
.02150	23.46186	.01213	1.67720
.02250	23.46720	.01191	1.64738
.02350	23.47153	.01173	1.62315
.02450	23.47504	.01158	1.60347
.02550	23.47788	.01146	1.58749
.02650	23.48019	.01136	1.57453
.02750	23.48206	.01128	1.56401
.02850	23.48358	.01122	1.55549
.02950	23.48481	.01117	1.54857
.03050	23.48580	.01112	1.54296
.03150	23.48661	.01109	1.53842
.03250	23.48726	.01106	1.53474
.03350	23.48779	.01104	1.53175
.03450	23.48822	.01102	1.52934
.03550	23.48857	.01101	1.52737
.03650	23.48885	.01100	1.52579
.03750	23.48908	.01099	1.52451
.03850	23.48926	.01098	1.52347
.03950	23.48941	.01097	1.52263

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 50 \text{ м}$			
.00100	22.02845	.07249	6.25855
.00200	22.19913	.06530	6.07616
.00300	22.35990	.05853	5.82822
.00400	22.50890	.05226	5.52417
.00500	22.64474	.04654	5.17910
.00600	22.76664	.04140	4.81122
.00700	22.87443	.03687	4.43873
.00800	22.96852	.03290	4.07725
.00950	23.08587	.02796	3.57985
.01050	23.14992	.02527	3.28731
.01150	23.20412	.02298	3.02876
.01250	23.24973	.02106	2.80368
.01350	23.28795	.01945	2.61003
.01450	23.31987	.01811	2.44497
.01550	23.34645	.01699	2.30525
.01650	23.36854	.01606	2.18765
.01750	23.38687	.01529	2.08909
.01800	23.39482	.01495	2.04607
.01900	23.40864	.01437	1.97092
.02000	23.42007	.01389	1.90838
.02100	23.42953	.01349	1.85644
.02200	23.43734	.01316	1.81337
.02300	23.44378	.01289	1.77769
.02400	23.44911	.01267	1.74816
.02500	23.45350	.01248	1.72375
.02600	23.45713	.01233	1.70358
.02700	23.46012	.01221	1.68691
.02800	23.46258	.01210	1.67314
.02900	23.46462	.01202	1.66179
.03000	23.46629	.01195	1.65243
.03100	23.46767	.01189	1.64470
.03200	23.46881	.01184	1.63834
.03300	23.46975	.01180	1.63308
.03400	23.47052	.01177	1.62876
.03550	23.47144	.01173	1.62365
.03650	23.47191	.01171	1.62097
.03750	23.47231	.01169	1.61877
.03850	23.47263	.01168	1.61695
.03950	23.47290	.01167	1.61546

Продолжение таблицы А

Т	ОМ(об/мин)	S	NE(кВт)
Радиус кольцевого рельса $R = 60 \text{ м}$			
.00100	22.01007	.07326	6.27370
.00200	22.16384	.06679	6.12033
.00300	22.30974	.06064	5.91411
.00400	22.44635	.05489	5.66099
.00500	22.57253	.04958	5.37086
.00600	22.68756	.04473	5.05627
.00700	22.79110	.04037	4.73061
.00800	22.88322	.03650	4.40637
.00900	22.96437	.03308	4.09391
.01000	23.03521	.03010	3.80082
.01100	23.09658	.02751	3.53192
.01250	23.17297	.02430	3.17861
.01350	23.21480	.02253	2.97665
.01450	23.25043	.02103	2.80018
.01550	23.28068	.01976	2.64724
.01650	23.30629	.01868	2.51557
.01750	23.32794	.01777	2.40278
.01850	23.34620	.01700	2.30659
.01950	23.36159	.01635	2.22482
.02050	23.37454	.01581	2.15550
.02150	23.38543	.01535	2.09688
.02250	23.39458	.01496	2.04738
.02350	23.40227	.01464	2.00564
.02450	23.40872	.01437	1.97048
.02550	23.41414	.01414	1.94090
.02650	23.41868	.01395	1.91604
.02750	23.42249	.01379	1.89514
.02850	23.42568	.01366	1.87760
.02950	23.42836	.01354	1.86289
.03050	23.43060	.01345	1.85054
.03150	23.43248	.01337	1.84018
.03250	23.43405	.01330	1.83150
.03350	23.43537	.01325	1.82423
.03450	23.43648	.01320	1.81812
.03550	23.43740	.01316	1.81301
.03650	23.43818	.01313	1.80872
.03750	23.43883	.01310	1.80512
.03850	23.43937	.01308	1.80210
.03950	23.43983	.01306	1.79959

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Сводная таблица кинематических и силовых параметров гребковой фермы

FI (град) – угол поворота фермы;

NU (мин⁻¹) – частота вращения фермы;

EPS (с⁻²) – угловое ускорение фермы;

$Q1, Q1(\tau)$, – усилия, действующие на приводные колеса со стороны фермы;

Ψ_{01}, Ψ_{02} - расчетный коэффициент сцепления;

$MENG$ – приведенный момент двигателя;

$MRES$ (Нм) – приведенный момент сопротивления на ферме.

Таблица Б – Сводная таблица кинематических и силовых параметров гребковой фермы

FI (град)	NU мин ⁻¹	EPS, c^{-2}	$Q1(\tau)$	$Q2(\tau)$	Ψ_{01}	Ψ_{02}	$MENG$	$MRES$
Радиус кольцевого рельса $R=7,5$ м								
.0000E+00	.4791E	.5802E+01	.8165E+00	.6554E+00	0,1091	0,1275	.2585E+03	.6078E+01
.3003E-02	.5138E	.1439E+01	.2433E+00	.2016E+00	0,0869	0,0964	.6960E+02	.6990E+01
.6108E-02	.5193E	.1699E+00	.7572E-01	.6878E-01	0,0427	0,043	.1453E+02	.7142E+01
.9227E-02	.5200E	.1952E-01	.5587E-01	.5305E-01	0,0281	0,0276	.8009E+01	.7159E+01
.1235E-01	.5200E	.2247E-02	.5359E-01	.5124E-01	0,0261	0,0255	.7259E+01	.7162E+01
.1547E-01	.5201E	.2621E-03	.5332E-01	.5103E-01	0,0259	0,0252	.7173E+01	.7162E+01
.1859E-01	.5201E	.2862E-04	.5329E-01	.5101E-01	0,0258	0,0252	.7163E+01	.7162E+01
.2327E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.2639E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.2951E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.3263E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.3575E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.3887E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.4043E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.4355E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.4667E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.4979E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.5291E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.5603E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.5915E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.6227E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.6539E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.6851E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.7163E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
.7475E-01	.5201E	.3604E-05	.5329E-01	.5100E-01	0,0258	0,0252	.7162E+01	.7162E+01
Коэффициент изменения диаметров колес $K = 1,0475$								
Радиус внешнего колеса $R = 0,571$ м								

Продолжение таблицы Б

FI(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=12,5 м								
.1706E-02	.2907E	.1054E+01	.5364E+00	.4763E+00	0,1015	0,1099	.2790E+03	.1793E+02
.3472E-02	.2971E	.3797E+00	.2460E+00	.2230E+00	0,0813	0,0858	.1128E+03	.1873E+02
.5263E-02	.2993E	.1198E+00	.1339E+00	.1253E+00	0,0566	0,0578	.4867E+02	.1901E+02
.7061E-02	.2999E	.3708E-01	.9828E-01	.9417E-01	0,0409	0,0409	.2827E+02	.1909E+02
.8861E-02	.3001E	.1144E-01	.8722E-01	.8453E-01	0,0344	0,0341	.2195E+02	.1912E+02
.1066E-01	.3002E	.3525E-02	.8381E-01	.8155E-01	0,0322	0,0318	.2000E+02	.1913E+02
.1246E-01	.3002E	.1088E-02	.8275E-01	.8064E-01	0,0314	0,0311	.1940E+02	.1913E+02
.1426E-01	.3002E	.3366E-03	.8243E-01	.8035E-01	0,0312	0,0309	.1921E+02	.1913E+02
.1607E-01	.3002E	.1038E-03	.8233E-01	.8027E-01	0,0312	0,0308	.1916E+02	.1913E+02
.1787E-01	.3002E	.3356E-04	.8230E-01	.8024E-01	0,0311	0,0308	.1914E+02	.1913E+02
.1967E-01	.3002E	.1160E-04	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.2147E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.2327E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.2507E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.2687E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.2868E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.3048E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.3228E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.3408E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.3588E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.3768E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.3948E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.4129E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.4309E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.4489E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.4669E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.4849E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.5029E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.5209E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.5390E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.5570E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.5840E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.6020E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.6200E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.6380E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	0,0311	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
.6560E-01	.3002E	.2813E-05	.8229E-01	.8023E-01	.1556E+00	0,0308	.1913E+02	.1913E+02
Коэффициент изменения диаметров колес $K = 1,0272$								
Радиус внешнего колеса $R = 0,1541 м$								

Продолжение таблицы Б

Г(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=15 м								
.0000E+00	.2208E	.1267E+01	.9236E+00	.8487E+00	0,0981	0,1039	.5608E+03	.2310E+02
.1358E-02	.2312E	.8222E+00	.6347E+00	.5854E+00	0,0931	0,0981	.3742E+03	.2531E+02
.2763E-02	.2365E	.3338E+00	.3133E+00	.2922E+00	0,0789	0,0819	.1681E+03	.2649E+02
.4189E-02	.2384E	.1171E+00	.1705E+00	.1618E+00	0,0593	0,0604	.7662E+02	.2693E+02
.5622E-02	.2391E	.4003E-01	.1196E+00	.1155E+00	0,0445	0,0446	.4407E+02	.2709E+02
.7058E-02	.2394E	.1362E-01	.1022E+00	.9958E-01	0,0371	0,0369	.3292E+02	.2714E+02
.8494E-02	.2394E	.4627E-02	.9630E-01	.9417E-01	0,0342	0,0339	.2912E+02	.2716E+02
.1065E-01	.2395E	.9160E-03	.9385E-01	.9193E-01	0,0329	0,0326	.2756E+02	.2717E+02
.1209E-01	.2395E	.3119E-03	.9345E-01	.9157E-01	0,0327	0,0324	.2730E+02	.2717E+02
.1352E-01	.2395E	.1045E-03	.9332E-01	.9145E-01	0,0326	0,0323	.2721E+02	.2717E+02
.1496E-01	.2395E	.3606E-04	.9327E-01	.9140E-01	0,0326	0,0323	.2718E+02	.2717E+02
.1640E-01	.2395E	.1190E-04	.9326E-01	.9139E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.1783E-01	.2395E	.3840E-05	.9325E-01	.9139E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.1927E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.2071E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.2214E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.2358E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.2502E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.2645E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.2789E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.2933E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.3077E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.3220E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.3364E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.3508E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.3651E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.3795E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.3939E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.4082E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.4226E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.4370E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.4513E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.4657E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.4801E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.4944E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.5088E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.5232E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
.5376E-01	.2395E	.1830E-05	.9325E-01	.9138E-01	0,0326	0,0323	.2717E+02	.2717E+02
Коэффициент изменения диаметров колес $K = 1,0216$								
Радиус внешнего колеса $R = 0,1532$ м								

Продолжение таблицы Б

FI(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=17,5 м								
.1123E-02	.1904E	.5978E+00	.6687E+00	.6175E+00	0,1042	0,1102	.5277E+03	.3339E+02
.2280E-02	.1949E	.3389E+00	.4250E+00	.3952E+00	0,0943	0,0987	.3152E+03	.3497E+02
.4050E-02	.1978E	.1108E+00	.2092E+00	.1983E+00	0,07	0,0718	.1277E+03	.3604E+02
.5239E-02	.1986E	.5027E-01	.1519E+00	.1460E+00	0,0549	0,0555	.7787E+02	.3631E+02
.6432E-02	.1989E	.2264E-01	.1257E+00	.1221E+00	0,0447	0,0449	.5515E+02	.3643E+02
.7625E-02	.1990E	.1017E-01	.1139E+00	.1113E+00	0,0391	0,039	.4489E+02	.3648E+02
.8223E-02	.1991E	.6814E-02	.1107E+00	.1084E+00	0,0374	0,0373	.4213E+02	.3650E+02
.9417E-02	.1991E	.3059E-02	.1072E+00	.1052E+00	0,0355	0,0353	.3904E+02	.3651E+02
.1061E-01	.1991E	.1373E-02	.1056E+00	.1037E+00	0,0346	0,0344	.3766E+02	.3652E+02
.1181E-01	.1991E	.6164E-03	.1049E+00	.1031E+00	0,0342	0,0339	.3703E+02	.3652E+02
.1300E-01	.1991E	.2774E-03	.1046E+00	.1028E+00	0,0339	0,0338	.3675E+02	.3653E+02
.1420E-01	.1992E	.1251E-03	.1044E+00	.1027E+00	0,0339	0,0337	.3663E+02	.3653E+02
.1539E-01	.1992E	.5636E-04	.1044E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3657E+02	.3653E+02
.1659E-01	.1992E	.2500E-04	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3655E+02	.3653E+02
.1778E-01	.1992E	.1006E-04	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.1898E-01	.1992E	.4093E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2017E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2137E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2256E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2376E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2495E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2615E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2734E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2854E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.2973E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3093E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3212E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3332E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3451E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3570E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3690E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3809E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.3929E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.4048E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.4168E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.4287E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
.4407E-01	.1992E	.1104E-05	.1043E+00	.1026E+00	0,0338	0,0336	.3653E+02	.3653E+02
Коэффициент изменения диаметров колес K = 1,0180								
Радиус внешнего колеса R = 0,1527 м								

Продолжение таблицы Б

FI(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=25 м								
.0000E+00	.1319E	.4188E+00	.8425E+00	.7948E+00	0,1074	0,1119	.9386E+03	.5250E+02
.8032E-03	.1357E	.3538E+00	.7347E+00	.6941E+00	0,1046	0,1089	.8041E+03	.5551E+02
.1626E-02	.1386E	.2486E+00	.5549E+00	.5260E+00	0,0986	0,1022	.5838E+03	.5790E+02
.2464E-02	.1405E	.1519E+00	.3885E+00	.3702E+00	0,0887	0,0914	.3808E+03	.5949E+02
.3310E-02	.1416E	.8658E-01	.2759E+00	.2648E+00	0,0764	0,0781	.2436E+03	.6044E+02
.4162E-02	.1422E	.4801E-01	.2093E+00	.2025E+00	0,0641	0,065	.1626E+03	.6097E+02
.5444E-02	.1426E	.1949E-01	.1601E+00	.1564E+00	0,05	0,0502	.1026E+03	.6136E+02
.6300E-02	.1428E	.1064E-01	.1448E+00	.1421E+00	0,0442	0,0442	.8399E+02	.6148E+02
.7157E-02	.1429E	.5802E-02	.1364E+00	.1343E+00	0,0406	0,0405	.7382E+02	.6155E+02
.8014E-02	.1429E	.3162E-02	.1319E+00	.1300E+00	0,0385	0,0384	.6828E+02	.6158E+02
.8443E-02	.1429E	.2334E-02	.1304E+00	.1287E+00	0,0378	0,0377	.6653E+02	.6160E+02
.9301E-02	.1429E	.1272E-02	.1286E+00	.1269E+00	0,0369	0,0368	.6430E+02	.6161E+02
.1016E-01	.1429E	.6928E-03	.1276E+00	.1260E+00	0,0364	0,0363	.6308E+02	.6162E+02
.1102E-01	.1429E	.3771E-03	.1271E+00	.1255E+00	0,0362	0,036	.6242E+02	.6162E+02
.1187E-01	.1429E	.2051E-03	.1268E+00	.1252E+00	0,036	0,0359	.6206E+02	.6162E+02
.1273E-01	.1430E	.1118E-03	.1266E+00	.1251E+00	0,0359	0,0358	.6186E+02	.6163E+02
.1359E-01	.1430E	.6084E-04	.1265E+00	.1250E+00	0,0359	0,0357	.6176E+02	.6163E+02
.1445E-01	.1430E	.3311E-04	.1265E+00	.1249E+00	0,0359	0,0357	.6170E+02	.6163E+02
.1530E-01	.1430E	.1840E-04	.1264E+00	.1249E+00	0,0359	0,0357	.6167E+02	.6163E+02
.1616E-01	.1430E	.9916E-05	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6165E+02	.6163E+02
.1702E-01	.1430E	.5387E-05	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6164E+02	.6163E+02
.1831E-01	.1430E	.1993E-05	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.1916E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2002E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2088E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2174E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2260E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2345E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2431E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2517E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2603E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2688E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2774E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2860E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.2946E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.3031E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
.3117E-01	.1430E	.8609E-06	.1264E+00	.1249E+00	0,0358	0,0357	.6163E+02	.6163E+02
Коэффициент изменения диаметров колес K = 1,0129								
Радиус внешнего колеса R = 0,1519 м								

Продолжение таблицы Б

FI(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=30 м								
.0000E+00	.1098E	.3313E+00	.8958E+00	.8571E+00	0,1014	0,1045	.1128E+04	.6858E+02
.6681E-03	.1128E	.2831E+00	.7891E+00	.7557E+00	0,099	0,102	.9774E+03	.7233E+02
.1352E-02	.1151E	.2046E+00	.6097E+00	.5852E+00	0,094	0,0966	.7294E+03	.7536E+02
.2048E-02	.1167E	.1294E+00	.4364E+00	.4204E+00	0,0859	0,0878	.4911E+03	.7745E+02
.2752E-02	.1177E	.7626E-01	.3137E+00	.3037E+00	0,0755	0,0768	.3225E+03	.7873E+02
.3815E-02	.1184E	.3281E-01	.2132E+00	.2082E+00	0,0597	0,0602	.1846E+03	.7973E+02
.4526E-02	.1187E	.1848E-01	.1801E+00	.1767E+00	0,0515	0,0518	.1391E+03	.8005E+02
.5238E-02	.1188E	.1037E-01	.1614E+00	.1588E+00	0,0457	0,0458	.1134E+03	.8023E+02
.5595E-02	.1188E	.7768E-02	.1553E+00	.1531E+00	0,0437	0,0437	.1051E+03	.8029E+02
.6308E-02	.1189E	.4353E-02	.1474E+00	.1456E+00	0,0407	0,0407	.9428E+02	.8036E+02
.7022E-02	.1189E	.2438E-02	.1430E+00	.1414E+00	0,039	0,0389	.8820E+02	.8040E+02
.7735E-02	.1189E	.1365E-02	.1405E+00	.1390E+00	0,038	0,0379	.8479E+02	.8043E+02
.8449E-02	.1190E	.7642E-03	.1391E+00	.1377E+00	0,0374	0,0373	.8288E+02	.8044E+02
.9163E-02	.1190E	.4275E-03	.1384E+00	.1369E+00	0,0371	0,0369	.8182E+02	.8045E+02
.9876E-02	.1190E	.2395E-03	.1379E+00	.1365E+00	0,0369	0,0368	.8122E+02	.8045E+02
.1059E-01	.1190E	.1341E-03	.1377E+00	.1363E+00	0,0368	0,0367	.8088E+02	.8046E+02
.1166E-01	.1190E	.5624E-04	.1375E+00	.1361E+00	0,0367	0,0366	.8064E+02	.8046E+02
.1237E-01	.1190E	.3138E-04	.1375E+00	.1361E+00	0,0367	0,0366	.8056E+02	.8046E+02
.1309E-01	.1190E	.1733E-04	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0366	.8051E+02	.8046E+02
.1380E-01	.1190E	.9760E-05	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0366	.8049E+02	.8046E+02
.1452E-01	.1190E	.5437E-05	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0366	.8048E+02	.8046E+02
.1523E-01	.1190E	.2734E-05	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0366	.8047E+02	.8046E+02
.1594E-01	.1190E	.1655E-05	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0366	.8046E+02	.8046E+02
.1666E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.1737E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.1809E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.1880E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.1951E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2023E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2094E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2165E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2237E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2308E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2380E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2451E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
.2522E-01	.1190E	.5742E-06	.1374E+00	.1360E+00	0,0367	0,0365	.8046E+02	.8046E+02
Коэффициент изменения диаметров колес K = 1,0107								
Радиус внешнего колеса R = 0,1516 м								

Продолжение таблицы Б

FI(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=35 м								
.0000E+00	.1256E	.1548E+00	.7419E+00	.7202E+00	0,0909	0,0923	.9859E+03	.1543E+03
.7580E-03	.1271E	.1469E+00	.7207E+00	.6999E+00	0,0897	0,0911	.9468E+03	.1579E+03
.1524E-02	.1284E	.1354E+00	.6873E+00	.6679E+00	0,0879	0,0893	.8884E+03	.1612E+03
.2299E-02	.1296E	.1209E+00	.6436E+00	.6260E+00	0,0857	0,0869	.8139E+03	.1643E+03
.3080E-02	.1307E	.1047E+00	.5936E+00	.5779E+00	0,0828	0,0838	.7295E+03	.1671E+03
.3867E-02	.1316E	.8817E-01	.5420E+00	.5283E+00	0,0793	0,08	.6431E+03	.1694E+03
.4659E-02	.1324E	.7254E-01	.4928E+00	.4810E+00	0,0755	0,0763	.5611E+03	.1714E+03
.5855E-02	.1333E	.5239E-01	.4290E+00	.4197E+00	0,0694	0,0699	.4552E+03	.1737E+03
.6656E-02	.1337E	.4154E-01	.3946E+00	.3865E+00	0,0654	0,0658	.3980E+03	.1749E+03
.7459E-02	.1341E	.3266E-01	.3663E+00	.3594E+00	0,0617	0,0619	.3513E+03	.1758E+03
.8264E-02	.1344E	.2553E-01	.3436E+00	.3375E+00	0,0583	0,0585	.3137E+03	.1765E+03
.9071E-02	.1346E	.1987E-01	.3256E+00	.3202E+00	0,0553	0,0554	.2839E+03	.1771E+03
.9879E-02	.1347E	.1542E-01	.3114E+00	.3066E+00	0,0527	0,0528	.2604E+03	.1775E+03
.1028E-01	.1348E	.1358E-01	.3056E+00	.3009E+00	0,0516	0,0516	.2507E+03	.1777E+03
.1109E-01	.1349E	.1051E-01	.2958E+00	.2915E+00	0,0496	0,0496	.2345E+03	.1780E+03
.1190E-01	.1350E	.8118E-02	.2881E+00	.2842E+00	0,048	0,048	.2219E+03	.1783E+03
.1271E-01	.1351E	.6267E-02	.2822E+00	.2785E+00	0,0467	0,0467	.2121E+03	.1784E+03
.1352E-01	.1351E	.4835E-02	.2777E+00	.2741E+00	0,0457	0,0457	.2046E+03	.1786E+03
.1433E-01	.1352E	.3728E-02	.2741E+00	.2707E+00	0,0449	0,0448	.1987E+03	.1787E+03
.1515E-01	.1352E	.2873E-02	.2714E+00	.2681E+00	0,0442	0,0442	.1942E+03	.1788E+03
.1596E-01	.1352E	.2214E-02	.2693E+00	.2660E+00	0,0437	0,0437	.1907E+03	.1788E+03
.1677E-01	.1352E	.1706E-02	.2677E+00	.2645E+00	0,0434	0,0433	.1881E+03	.1789E+03
.1758E-01	.1353E	.1314E-02	.2664E+00	.2633E+00	0,043	0,0429	.1860E+03	.1789E+03
.1839E-01	.1353E	.1012E-02	.2655E+00	.2624E+00	0,0428	0,0427	.1844E+03	.1790E+03
.1920E-01	.1353E	.7793E-03	.2647E+00	.2616E+00	0,0426	0,0425	.1832E+03	.1790E+03
.2001E-01	.1353E	.6001E-03	.2642E+00	.2611E+00	0,0425	0,0424	.1822E+03	.1790E+03
.2083E-01	.1353E	.4620E-03	.2637E+00	.2607E+00	0,0424	0,0423	.1815E+03	.1790E+03
.2164E-01	.1353E	.3556E-03	.2634E+00	.2603E+00	0,0423	0,0422	.1809E+03	.1790E+03
.2245E-01	.1353E	.2738E-03	.2631E+00	.2601E+00	0,0422	0,0421	.1805E+03	.1790E+03
.2326E-01	.1353E	.2107E-03	.2629E+00	.2599E+00	0,0422	0,0421	.1802E+03	.1790E+03
.2407E-01	.1353E	.1622E-03	.2628E+00	.2597E+00	0,0421	0,042	.1799E+03	.1790E+03
.2489E-01	.1353E	.1247E-03	.2626E+00	.2596E+00	0,0421	0,042	.1797E+03	.1790E+03
.2570E-01	.1353E	.9593E-04	.2626E+00	.2595E+00	0,0421	0,0419	.1796E+03	.1790E+03
.2651E-01	.1353E	.7400E-04	.2625E+00	.2595E+00	0,0421	0,0419	.1794E+03	.1790E+03
.2732E-01	.1353E	.5694E-04	.2624E+00	.2594E+00	0,042	0,0419	.1794E+03	.1790E+03
.2813E-01	.1353E	.4378E-04	.2624E+00	.2594E+00	0,042	0,0419	.1793E+03	.1791E+03
.2894E-01	.1353E	.3380E-04	.2624E+00	.2594E+00	0,042	0,0419	.1792E+03	.1791E+03
Коэффициент изменения диаметров колес $K = 1,0121$								
Радиус внешнего колеса $R = 0,2024$ м								

Продолжение таблицы Б

FI(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=40 м								
.0000E+00	.1098E	.1144E+00	.7390E+00	.7116E+00	0,0913	0,0936	.1128E+04	.2032E+03
.6622E-03	.1109E	.1094E+00	.7232E+00	.6969E+00	0,0901	0,0923	.1091E+04	.2071E+03
.1331E-02	.1119E	.1025E+00	.6992E+00	.6742E+00	0,0886	0,0907	.1039E+04	.2109E+03
.2344E-02	.1133E	.8904E-01	.6496E+00	.6275E+00	0,0855	0,0873	.9359E+03	.2162E+03
.2685E-02	.1137E	.8400E-01	.6305E+00	.6095E+00	0,0842	0,0859	.8967E+03	.2177E+03
.3369E-02	.1144E	.7354E-01	.5904E+00	.5717E+00	0,0813	0,0829	.8151E+03	.2206E+03
.4058E-02	.1151E	.6314E-01	.5501E+00	.5336E+00	0,0781	0,0795	.7335E+03	.2232E+03
.4750E-02	.1157E	.5332E-01	.5118E+00	.4973E+00	0,0747	0,0758	.6563E+03	.2253E+03
.5445E-02	.1161E	.4443E-01	.4769E+00	.4643E+00	0,0711	0,0721	.5863E+03	.2271E+03
.6143E-02	.1165E	.3663E-01	.4462E+00	.4353E+00	0,0676	0,0684	.5247E+03	.2286E+03
.6843E-02	.1168E	.2996E-01	.4198E+00	.4104E+00	0,0642	0,0649	.4721E+03	.2299E+03
.7545E-02	.1171E	.2436E-01	.3977E+00	.3894E+00	0,0611	0,0616	.4278E+03	.2309E+03
.8248E-02	.1173E	.1971E-01	.3793E+00	.3720E+00	0,0583	0,0586	.3910E+03	.2317E+03
.8953E-02	.1175E	.1589E-01	.3642E+00	.3577E+00	0,0557	0,056	.3609E+03	.2324E+03
.9658E-02	.1176E	.1278E-01	.3518E+00	.3461E+00	0,0535	0,0537	.3363E+03	.2329E+03
.1036E-01	.1177E	.1026E-01	.3418E+00	.3366E+00	0,0517	0,0518	.3163E+03	.2334E+03
.1107E-01	.1178E	.8226E-02	.3338E+00	.3290E+00	0,0501	0,0512	.3002E+03	.2337E+03
.1213E-01	.1179E	.5891E-02	.3245E+00	.3202E+00	0,0482	0,0482	.2817E+03	.2341E+03
.1284E-01	.1179E	.4711E-02	.3198E+00	.3158E+00	0,0472	0,0472	.2724E+03	.2343E+03
.1355E-01	.1180E	.3765E-02	.3160E+00	.3122E+00	0,0463	0,0463	.2649E+03	.2345E+03
.1425E-01	.1180E	.3007E-02	.3130E+00	.3094E+00	0,0457	0,0456	.2589E+03	.2346E+03
.1496E-01	.1180E	.2401E-02	.3106E+00	.3071E+00	0,0451	0,0451	.2541E+03	.2347E+03
.1567E-01	.1181E	.1917E-02	.3087E+00	.3053E+00	0,0447	0,0446	.2503E+03	.2348E+03
.1638E-01	.1181E	.1530E-02	.3072E+00	.3038E+00	0,0443	0,0443	.2472E+03	.2349E+03
.1709E-01	.1181E	.1221E-02	.3059E+00	.3027E+00	0,044	0,0439	.2448E+03	.2349E+03
.1780E-01	.1181E	.9740E-03	.3050E+00	.3017E+00	0,0438	0,0437	.2428E+03	.2350E+03
.1851E-01	.1181E	.7770E-03	.3042E+00	.3010E+00	0,0436	0,0436	.2413E+03	.2350E+03
.1921E-01	.1181E	.6200E-03	.3036E+00	.3004E+00	0,0435	0,0434	.2400E+03	.2350E+03
.1992E-01	.1181E	.4945E-03	.3031E+00	.2999E+00	0,0434	0,0433	.2390E+03	.2350E+03
.2063E-01	.1181E	.3945E-03	.3027E+00	.2996E+00	0,0433	0,0432	.2382E+03	.2351E+03
.2134E-01	.1181E	.3147E-03	.3023E+00	.2993E+00	0,0432	0,0431	.2376E+03	.2351E+03
.2205E-01	.1181E	.2508E-03	.3021E+00	.2990E+00	0,0431	0,0431	.2371E+03	.2351E+03
.2276E-01	.1181E	.2000E-03	.3019E+00	.2988E+00	0,0431	0,043	.2367E+03	.2351E+03
.2347E-01	.1181E	.1594E-03	.3017E+00	.2987E+00	0,043	0,0429	.2364E+03	.2351E+03
.2418E-01	.1181E	.1271E-03	.3016E+00	.2986E+00	0,043	0,0429	.2361E+03	.2351E+03
.2488E-01	.1181E	.1012E-03	.3015E+00	.2985E+00	0,0429	0,0429	.2359E+03	.2351E+03
Коэффициент изменения диаметров колес K = 1,0106								
Радиус внешнего колеса R = 0,2021 м								

Продолжение таблицы Б

Г(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=45 м								
.0000E+00	.9756E-01	.9349E-01	.7525E+00	.7284E+00	0,0898	0,0917	.1269E+04	.2435E+03
.5880E-03	.9844E-01	.8973E-01	.7384E+00	.7151E+00	0,0887	0,0906	.1232E+04	.2479E+03
.1181E-02	.9927E-01	.8461E-01	.7172E+00	.6950E+00	0,0873	0,0891	.1181E+04	.2521E+03
.2080E-02	.1004E	.7471E-01	.6735E+00	.6535E+00	0,0846	0,0861	.1078E+04	.2580E+03
.2684E-02	.1011E	.6710E-01	.6387E+00	.6205E+00	0,0822	0,0837	.9977E+03	.2615E+03
.3293E-02	.1017E	.5916E-01	.6019E+00	.5855E+00	0,0796	0,0809	.9136E+03	.2646E+03
.3598E-02	.1020E	.5519E-01	.5833E+00	.5678E+00	0,0781	0,0793	.8716E+03	.2660E+03
.4212E-02	.1025E	.4751E-01	.5472E+00	.5334E+00	0,0751	0,0761	.7898E+03	.2686E+03
.4828E-02	.1029E	.4037E-01	.5134E+00	.5012E+00	0,0719	0,0728	.7137E+03	.2708E+03
.5446E-02	.1032E	.3394E-01	.4828E+00	.4722E+00	0,0688	0,0695	.6450E+03	.2726E+03
.6066E-02	.1035E	.2830E-01	.4559E+00	.4466E+00	0,0657	0,0663	.5847E+03	.2742E+03
.6688E-02	.1038E	.2345E-01	.4327E+00	.4245E+00	0,0627	0,0632	.5328E+03	.2755E+03
.7312E-02	.1040E	.1933E-01	.4130E+00	.4057E+00	0,0599	0,0604	.4887E+03	.2766E+03
.7936E-02	.1041E	.1587E-01	.3964E+00	.3899E+00	0,0575	0,0578	.4516E+03	.2775E+03
.8874E-02	.1043E	.1175E-01	.3766E+00	.3711E+00	0,0543	0,0545	.4074E+03	.2785E+03
.9501E-02	.1044E	.9586E-02	.3663E+00	.3612E+00	0,0525	0,0526	.3843E+03	.2791E+03
.1013E-01	.1045E	.7810E-02	.3577E+00	.3531E+00	0,0509	0,051	.3652E+03	.2795E+03
.1076E-01	.1046E	.6356E-02	.3507E+00	.3464E+00	0,0496	0,0497	.3496E+03	.2799E+03
.1138E-01	.1047E	.5167E-02	.3450E+00	.3410E+00	0,0485	0,0485	.3369E+03	.2802E+03
.1201E-01	.1047E	.4198E-02	.3404E+00	.3366E+00	0,0476	0,0476	.3265E+03	.2804E+03
.1264E-01	.1047E	.3409E-02	.3366E+00	.3329E+00	0,0468	0,0468	.3180E+03	.2806E+03
.1327E-01	.1048E	.2766E-02	.3335E+00	.3300E+00	0,0461	0,0461	.3111E+03	.2808E+03
.1390E-01	.1048E	.2244E-02	.3310E+00	.3276E+00	0,0456	0,0456	.3055E+03	.2809E+03
.1453E-01	.1048E	.1820E-02	.3289E+00	.3257E+00	0,0452	0,0451	.3010E+03	.2810E+03
.1515E-01	.1048E	.1476E-02	.3273E+00	.3241E+00	0,0448	0,0448	.2973E+03	.2811E+03
.1578E-01	.1048E	.1196E-02	.3259E+00	.3228E+00	0,0445	0,0445	.2943E+03	.2811E+03
.1641E-01	.1048E	.9696E-03	.3249E+00	.3218E+00	0,0443	0,0442	.2918E+03	.2812E+03
.1704E-01	.1049E	.7858E-03	.3240E+00	.3209E+00	0,0441	0,044	.2899E+03	.2812E+03
.1767E-01	.1049E	.6368E-03	.3233E+00	.3203E+00	0,0439	0,0439	.2883E+03	.2813E+03
.1830E-01	.1049E	.5159E-03	.3227E+00	.3197E+00	0,0438	0,0438	.2870E+03	.2813E+03
.1893E-01	.1049E	.4180E-03	.3222E+00	.3193E+00	0,0437	0,0436	.2859E+03	.2813E+03
.1956E-01	.1049E	.3386E-03	.3218E+00	.3189E+00	0,0436	0,0436	.2851E+03	.2814E+03
.2019E-01	.1049E	.2743E-03	.3215E+00	.3186E+00	0,0436	0,0435	.2844E+03	.2814E+03
.2082E-01	.1049E	.2221E-03	.3213E+00	.3184E+00	0,0435	0,0434	.2838E+03	.2814E+03
.2145E-01	.1049E	.1799E-03	.3211E+00	.3182E+00	0,0434	0,0434	.2834E+03	.2814E+03
.2207E-01	.1049E	.1456E-03	.3209E+00	.3180E+00	0,0434	0,0433	.2830E+03	.2814E+03
Коэффициент изменения диаметров колес $K = 1,0094$								
Радиус внешнего колеса $R = 0,2019$ м								

Продолжение таблицы Б

FI(град)	NU(об/мин)	EPS, с ⁻²	Q1(т)	Q2(т)	Ψ01	Ψ02	MENG	MRES
Радиус кольцевого рельса R=50 м								
.0000E+00	.8777E-01	.7638E-01	.7579E+00	.7362E+00	0,0892	0,0909	.1411E+04	.2872E+03
.5288E-03	.8848E-01	.7358E-01	.7457E+00	.7247E+00	0,0882	0,0898	.1375E+04	.2919E+03
.1062E-02	.8917E-01	.6985E-01	.7277E+00	.7076E+00	0,0869	0,0885	.1324E+04	.2965E+03
.1599E-02	.8982E-01	.6527E-01	.7042E+00	.6852E+00	0,0854	0,0869	.1261E+04	.3008E+03
.2139E-02	.9041E-01	.5999E-01	.6763E+00	.6586E+00	0,0835	0,0849	.1187E+04	.3048E+03
.2684E-02	.9096E-01	.5424E-01	.6451E+00	.6289E+00	0,0813	0,0825	.1106E+04	.3085E+03
.3231E-02	.9145E-01	.4830E-01	.6125E+00	.5977E+00	0,0788	0,0799	.1022E+04	.3118E+03
.3781E-02	.9188E-01	.4241E-01	.5798E+00	.5664E+00	0,0762	0,0771	.9388E+03	.3148E+03
.4333E-02	.9226E-01	.3680E-01	.5483E+00	.5364E+00	0,0733	0,0742	.8588E+03	.3174E+03
.5166E-02	.9273E-01	.2920E-01	.5055E+00	.4955E+00	0,069	0,0697	.7502E+03	.3206E+03
.5723E-02	.9299E-01	.2478E-01	.4805E+00	.4716E+00	0,0662	0,0667	.6870E+03	.3224E+03
.6282E-02	.9321E-01	.2090E-01	.4585E+00	.4505E+00	0,0635	0,0639	.6315E+03	.3239E+03
.6841E-02	.9339E-01	.1755E-01	.4394E+00	.4323E+00	0,0609	0,0613	.5834E+03	.3252E+03
.7402E-02	.9354E-01	.1468E-01	.4231E+00	.4167E+00	0,0586	0,0589	.5422E+03	.3263E+03
.7964E-02	.9367E-01	.1224E-01	.4092E+00	.4034E+00	0,0565	0,0567	.5072E+03	.3271E+03
.8526E-02	.9378E-01	.1018E-01	.3974E+00	.3922E+00	0,0546	0,0548	.4777E+03	.3279E+03
.9089E-02	.9387E-01	.8454E-02	.3876E+00	.3827E+00	0,0529	0,0531	.4529E+03	.3285E+03
.9653E-02	.9394E-01	.7009E-02	.3793E+00	.3749E+00	0,0515	0,0516	.4322E+03	.3290E+03
.9934E-02	.9397E-01	.6379E-02	.3757E+00	.3714E+00	0,0508	0,0509	.4231E+03	.3293E+03
.1050E-01	.9403E-01	.5280E-02	.3694E+00	.3654E+00	0,0497	0,0497	.4073E+03	.3296E+03
.1106E-01	.9407E-01	.4367E-02	.3642E+00	.3604E+00	0,0487	0,0487	.3942E+03	.3300E+03
.1163E-01	.9411E-01	.3609E-02	.3599E+00	.3563E+00	0,0478	0,0479	.3833E+03	.3302E+03
.1219E-01	.9414E-01	.2981E-02	.3563E+00	.3529E+00	0,0471	0,0471	.3743E+03	.3305E+03
.1276E-01	.9417E-01	.2461E-02	.3533E+00	.3500E+00	0,0465	0,0465	.3668E+03	.3306E+03
.1332E-01	.9419E-01	.2031E-02	.3509E+00	.3477E+00	0,046	0,046	.3607E+03	.3308E+03
.1389E-01	.9421E-01	.1676E-02	.3489E+00	.3457E+00	0,0456	0,0456	.3556E+03	.3309E+03
.1445E-01	.9422E-01	.1383E-02	.3472E+00	.3441E+00	0,0453	0,0452	.3514E+03	.3310E+03
.1502E-01	.9423E-01	.1140E-02	.3458E+00	.3428E+00	0,0449	0,0449	.3479E+03	.3311E+03
.1558E-01	.9424E-01	.9400E-03	.3446E+00	.3417E+00	0,0447	0,0447	.3450E+03	.3312E+03
.1615E-01	.9425E-01	.7750E-03	.3437E+00	.3408E+00	0,0445	0,0445	.3426E+03	.3312E+03
.1671E-01	.9426E-01	.6389E-03	.3429E+00	.3400E+00	0,0444	0,0443	.3407E+03	.3313E+03
.1728E-01	.9426E-01	.5266E-03	.3423E+00	.3394E+00	0,0442	0,0442	.3391E+03	.3313E+03
.1785E-01	.9427E-01	.4341E-03	.3418E+00	.3389E+00	0,0441	0,0441	.3377E+03	.3313E+03
.1841E-01	.9427E-01	.3578E-03	.3413E+00	.3385E+00	0,044	0,0439	.3366E+03	.3314E+03
.1898E-01	.9428E-01	.2949E-03	.3410E+00	.3382E+00	0,0439	0,0439	.3357E+03	.3314E+03
.1983E-01	.9428E-01	.2207E-03	.3405E+00	.3378E+00	0,0439	0,0438	.3347E+03	.3314E+03
Коэффициент изменения диаметров колес K = 1,0084								
Радиус внешнего колеса R = 0,2017 м								