Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет МИСИС

На правах рукописи

Доблер Максим Олегович

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ СТАВА ВАНТОВОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ТИПА ROPECON®

Специальность: 2.8.8 – **«Геотехнология. Горные машины»**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Галкин Владимир Иванович

Москва, 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение **3**

Глава 1. Современное состояние вопроса и задачи исследования **9**

1.1 Аналитический обзор научной литературы, посвященной теме диссертационного исследования 9

Глава 2. Метод теоретического исследования параметров вантовой системы подвесного канатного конвейера **36**

2.1 Математическая модель провеса канатов вантовой системы 36

2.1.1 Требования к геометрическим свойствам и обоснование математической модели провеса канатов вантовой системы 36

2.1.2 Метод оценки точности геометрических параметров полученной модели постоянной кривизны 48

2.2 Метод определения распределений натяжений в несущих и направляющих канатов вантовой системы с учетом устойчивости их работы 51

2.2.1 Метод определения нагрузок, действующих на канаты, и принципы их определения 51

2.2.2 Метод определения распределений натяжений между канатами вантовой системы 59

2.3 Выводы по главе 2 61

Глава 3. Обоснование эксплуатационных параметров вантовой системы подвесного канатного конвейера **63**

3.1 Условия реализации минимального погонного веса натяжения канатов вантовой системы 63

3.2 Определение распределений собственного веса и натяжений между несущими и направляющими канатами 68

3.3 Определение рационального шага опорных рам вантовой системы конвейера 74

3.4 Выводы по главе 3 80

Заключение и общие выводы **81**

Список использованной литературы **84**

Приложение А Методика расчета параметров става вантового ленточного конвейера на подвесных канатах **90**

Приложение Б Документы о практическом использовании результатов **102**

Введение

Актуальность работы. При транспортировании различных насыпных грузов на значительные расстояния в различных отраслях промышленности наиболее часто используют магистральные ленточные конвейеры, которые с учётом проложенной трассы преодолевают различные естественные препятствия - овраги, реки, а также строения и коммуникации, созданные в результате деятельности человека. В таких случаях классические ленточные конвейеры не могут быть использованы, поскольку область их применения ограничена углом наклона конвейера до $\pm$ 16^0, при условии абсолютной прямолинейности трассы. В связи с этим, при транспортировании полезного ископаемого на значительные расстояния необходимо проектировать конвейерные линии, имеющие узлы перегрузки, что приводит к увеличению капитальных затрат, возникновению пылеобразования, приводящему к отрицательному воздействию на окружающую среду и снижению надёжности всей транспортной системы

В связи с этим, постоянно осуществляется поиск новых видов непрерывного транспорта для обеспечения наиболее эффективного способа доставки полезного ископаемого потребителю. Одним из таких перспективных типов ленточного конвейера является RopeCon®, предложенный австрийской фирмой Doppelmayr, который монтируется на шести подвесных канатах, опирающихся на опорные вышки, устанавливаемые с определённым - расчётным интервалом по трассе конвейера.

Основным преимуществом такого конвейера является возможность прокладывать трассу конвейера независимо от существующих препятствий, минимизированный вес линейного става, экологичность, универсальность использования, а также энергосбережение за счёт применения ленты типа гофроборт, движущейся на ходовых роликах по направляющим канатам.

В последнее время область применения данного типа конвейера расширяется за счёт возможного применения в качестве подъёмного конвейера из карьеров с циклично-поточной технологией [1] для транспортирования

дроблёной руды до обогатительной фабрики или склада, а также при подземной добыче угля, для транспортирования по магистральным выработкам.

При проектировании конвейерного транспорта применяются различные подходы, в том числе с применением компьютерного моделирования, и с использованием аналитических методов. Поскольку в зарубежных публикациях ограничен доступ к материалам по определению основных конструктивных и эксплуатационных параметров подвесного канатного конвейера (ПКК) типа RopeCon®, влияющих на его технические характеристики, разработка метода их определения является актуальной научно-технической задачей, решение которой даст возможность проектировать такие конвейеры не только за рубежом, но и в нашей стране.

Степень научной проработанности темы исследования. Большой вклад в исследование и проектирование конвейерного транспорта на горных предприятиях России внесли известные ученные в области горно-транспортного машиностроения - Спиваковский А. О., Андреев А. В., Зенков Р.Л., Галкин В. И., Дмитриев В. Г., Дьяченко В. П., Запенин И. В., Шахмейстер Л. Г., Шешко Е. Е., Яхонтов Ю. А., Титов А. А., и др. Вопросам проектирования и расчётов висячих вантовых конструкций конвейеров и подвесных канатных дорог посвящены работы следующих российских и зарубежных ученых: Воронцов А. Н., Дукельский А. И., Земсков А.Н., Миркин Д. Р., Котлярова Е. В., Лагерев А. В., Лагерев И. А., Толкачев Е. Н., Kessler F., Droettboom M., Fedorko G., Jian Q., Kromer H. и др.

Цель работы: разработка метода расчета оптимальных параметров канатного става вантового ленточного конвейера с учётом расчетных усилий натяжений в несущих и направляющих канатах и коэффициентов передачи нагрузок между ними.

Идея работы состоит в разработке метода расчета става подвесного канатного ленточного конвейера с использованием основных положений расчёта вантовых систем, подвесных канатных дорог и ленточных конвейеров с

канатным ставом, используемого для обоснования оптимальных параметров става конвейера.

Задачи исследования:

1. Создание математической модели для определения стрелы провеса канатов между опорными вышками;
2. Определение распределений величин натяжений между несущими и направляющими канатами вантовой системы става ленточного конвейера и влияний этих величин на его тяговый расчет;
3. Определение нагрузок, действующих на канаты вантовой системы става конвейера, с учетом максимальной разрывной прочности канатов;
4. Обеспечение условий надежного прилегания канатов к башмакам опорных вышек и кронштейнам опорных рам;
5. Обоснование оптимальной длины пролетов между опорными рамами канатного става и шага установки ходовых роликов ленты конвейера.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Установлены значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы линейного става на несущие канаты, при которых обеспечивается условие надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам, зависящие от веса грузовой и порожней ветвей конвейера, перепада высот трассы конвейера и радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками.
2. На основании разработанной математической модели определены закономерности распределения величин натяжений между несущими и направляющими канатами вантовой системы става в зависимости от их погонных масс при заданной нагрузке.
3. Обоснован шаг установки ходовых роликов ленты, а также ограничения на стрелу провеса канатов в пролете между опорными вышками с учётом рекомендуемых коэффициентов использования разрывной прочности канатов става и коэффициентов передачи нагрузок от направляющих канатов на

несущие, обеспечивающих заданную поперечную жесткость вантовой системы конвейера.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается теоретическими исследованиями с корректным использованием математического анализа, теории подобия и размерностей, достаточным количеством экспериментальных расчётов, а также хорошей сходимостью полученных данных с теорией тяговых расчетов ленточных конвейеров и канатных дорог.

Научная новизна работы состоит в:

- получении аналитических выражений для определения коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам с учетом изменяющихся суммарных погонных нагрузок $q_{\sum}$, а также для погонных весов всех канатов и их натяжений;
- определении значений расчетных коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера к кронштейнам опорных рам, превышающих установленные нормативные значения при изменяющихся погонных нагрузках на ленту;
- получении уравнения для определения расстояния между опорными рамами вантовой системы конвейера из условия минимизации возникающей неравномерности от подвижной нагрузки на канаты, связанной с перемещением на ленте транспортируемого груза, веса ленты и погонного веса роликов.

Научное значение работы состоит в разработке научного подхода к расчету става подвесного канатного ленточного конвейера, включающего в себя:

- определение распределений натяжений между канатами вантовой систем в зависимости от их погонного веса, при заданной нагрузке от веса грузовой и порожней ветвей конвейера с учётом перепада высот трассы конвейера и радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками.

- разработку метода определения нагрузок, действующих на канаты вантовой системы, с выполнением условия надежного их прилегания к кронштейнам опорных рами и рекомендуемых значений коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты.
- вывод аналитических выражений по расчёту статических натяжений в ветвях несущих и направляющих канатов става вантового ленточного конвейера.

Практическое значение работы заключается в том, что на основании разработанного метода расчета ПКК предложена методика по обоснованию рациональных параметров его става с помощью коэффициентов надежного их прилегания к кронштейнам опорных рам, учитывающая коэффициенты использования разрывной прочности канатов и коэффициенты передачи нагрузок от направляющих канатов к несущим.

Полученные результаты и выводы диссертационной работы целесообразно использовать в организациях, занимающихся конструированием и эксплуатацией ленточных конвейеров для различных отраслей промышленности, а также в учебных целях при выполнении практических занятий, курсовых и дипломных проектов.

Личный вклад автора заключается в: разработке научного подхода к обоснованию метода расчёта става подвесного канатного ленточного конвейера с учётом нагрузок, действующих на канаты вантовой системы, и выполнением условия надежного их прилегания к кронштейнам опорных рами, а также обосновании рекомендуемых значений коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты; выводе аналитических выражений для расчёта статических натяжений в ветвях несущих и направляющих канатов става вантового ленточного конвейера.

Реализация результатов диссертационной работы.

Научные и практические результаты диссертации приняты к использованию в ОАО «Объединённые машиностроительные технологии» и в ООО «Центр горного машиностроения» для проектирования ленточных

конвейеров вантового типа в условиях их применения в гористой местности, а также используются в учебном процессе Горного института НИТУ МИСИС при подготовке студентов машиностроительного профиля.

Апробация работы.

Основные положения и результаты работы ежегодно докладывались на международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (2021, 2022), и на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ МИСИС.

Публикации.

Основные положения диссертационной работы опубликованы в 3 научных трудах, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ и индексируемых в наукометрической базе Scopus.

Объем и структура работы.

Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, библиографического списка и приложений. Работа изложена на 103 страницах текста, содержит 17 таблиц и 41 рисунок. Библиография включает 54 наименования.

Глава 1. Современное состояние вопроса и задачи исследования

1.1 Аналитический обзор научной литературы, посвященной теме диссертационного исследования

При открытой добыче полезного ископаемого, особенно при применении циклично-поточной технологии (ЦПТ), для извлечения и дальнейшего транспортирования добытого полезного ископаемого широко используются различные горно-транспортные машины такие, как: экскаваторы различных типов, буровые станки, погрузочные машины, самосвалы, железнодорожный транспорт, конвейерные установки различных типов, канатные подвесные дороги. Данная технология добычи полезных ископаемых имеет ряд недостатков: высокие эксплуатационные расходы; риски связанные с безопасностью ведения горных работ; неблагоприятное воздействие выхлопных газов автомобильного вида транспорта на окружающую среду и др.

В связи с эти, применение ленточных конвейеров различных типов является наиболее перспективной альтернативой, особенно если это происходит с применением инновационных разработок, а именно, с использованием конвейера типа RopeCon® [2], который включает в себя конструктивные узлы от: вантового става подвесного ленточного конвейера; пластинчатого конвейера; грузовых подвесных канатных дорог - широко применяемых на горных предприятиях, как в России, так и за рубежом [3-15], а также с возможностями комбинирования всех перечисленных видов непрерывного транспорта [16-27].

В связи с этим, ниже приводится аналитический обзор научных работ, посвящённых тематике научного исследования.

В статье [28] приводится первое подробное описание подвесного канатного конвейера типа RopeCon®, разработанного и изготовленного австрийской фирмой Doppelmayr. Следует отметить, что автор статьи является разработчиком данного типа конвейера.

Поиск идеального конвейера для транспортировки сыпучих материалов на большие расстояния привел к удивительно простому решению. Он основан на запатентованной идее Doppelmayr и сочетает в себе преимущества технологии канатных дорог с преимуществами ленточных конвейеров. На этой основе был создан конвейер RopeCon® [28], вид которого показан на рис 1.1.



Рисунок 1.1 – Первый конвейер RopeCon®, реализованный в проекте «Strengen» по строительству автодорожного тоннеля в Тироле, Австрия: 1 – приводной блок мощностью 30 кВт; 2 – устройство для переворота ленты; 3 – линейный став конвейера; 4 – промежуточная опора [28]

Конвейер RopeCon® - новейшая система непрерывного транспортирования всех видов насыпных грузов на средние и большие расстояния, состоящая из специальной конвейерной ленты с привулканизированными гофрированными бортами, которая на грузовой и порожней ветви движется по четырём направляющим канатам, с помощью ходовых роликов, прикрепленных к ленте с заданным интервалом в соответствии с действующими на них нагрузками. Высокие боковые реборды на ходовых роликах обеспечивают точное движение ленты по канатам даже в случае сильного бокового ветра. Ходовые ролики изготовляются из высококачественного полиамида, который имеет низкий коэффициент сопротивления качению, а также устойчив к ультрафиолетовому излучению.

Конвейерная лента имеет П-образную форму с гофрированными бортами, и может иметь резинотканевый или резонотросовый сердечник (корд). Лента выполняет функцию грузонесущего и тягового органа, также, как это используется в обычном ленточном конвейере и приводится в движение приводным барабаном, расположенным в головной его части [28].

В качестве направляющих канатов используются сбалансированные по крутящему моменту, оцинкованные, полностью заблокированные катушечные канаты. Опорные рамы, для несущих и направляющих 6-ти канатов става, устанавливаются через каждые 6-12 м, сохраняют их взаимное положение и расстояние в пролетах между опорными вышками. Кроме того, эти рамы также гарантируют сохранность транспортируемого материала на конвейерной ленте в случае возникновения высоких скоростей ветра. Кроме того, при необходимости, на опорных рамах можно смонтировать специальный «чехол» для грузовой ветви ленты [28].

Конвейерная лента состоит из плоской ленты с многослойной полиэфирно-полиамидной тканью или с армированым стальным кордом. Она оснащена рифлеными боковыми стенками – гофробортами, которые удерживают сыпучий материал в нужном положении. Поперечные оси роликов, установлены на определенных расстояниях на ленте конвейера по всей его длине конвейера. Эти ролики поддерживаются направляющими канатами, которые натянуты рядом с бортами конвейерной ленты [28].

На рис. 1.2 представлен вид линейного става рассматриваемого конвейера.

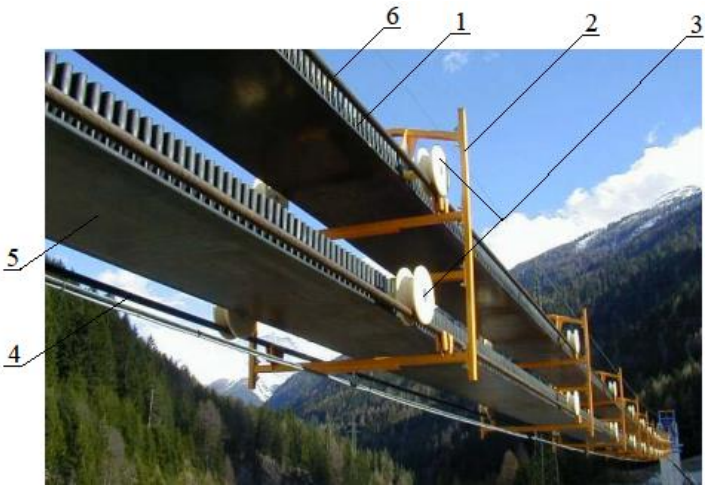

Рисунок 1.2 – Линейная секция подвесного вантового канатного конвейера RopeCon®: 1- «гофроборт» ленты; 2 – опорная рама става; 3 – ходовые ролики; 4 – направляющий канат для роликов нижней ветви конвейера; 5 – конвейерная лента; 6 - направляющий канат для роликов грузовой ветви конвейера [28]

В данной работе дано подробное описание преимуществ и особенностей в сравнении с традиционным ленточным конвейером.

Выполнен расчёт потребляемой мощности привода конвейера RopeCon® в сравнении с обычным ленточным конвейером, результаты которого представлены на рис. 1.3, из которого видно, что мощность обычного ленточного конвейера на 50% больше чем у конвейера типа RopeCon®, [28].

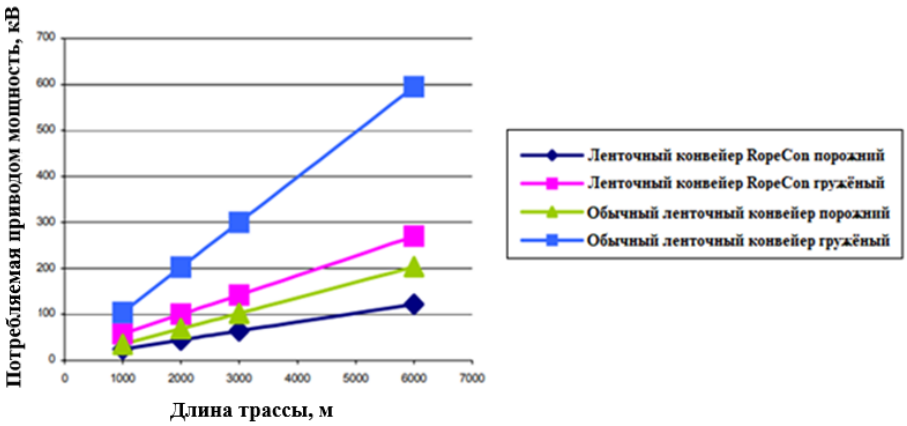

Рисунок 1.3 – Сравнительный анализ потребляемой приводом мощности конвейера RopeCon® и обычного ленточного конвейера [28].

В статье [29] представлен обзор системы конвейеров RopeCon® и пример их применения на открытых горных предприятиях по всему миру.

Рассматриваемая транспортная система была разработана компанией Doppelmayr Transport Technology специально для транспортирования всех видов насыпных грузов, и идеально подходит для применения в условиях труднодоступной местности, поскольку может преодолевать препятствия, такие как реки, здания, ущелья или дороги без каких-либо проблем, и легко преодолевает большие углы подъёма трассы.

Этот тип конвейера транспортирует насыпной груз на П-образной ленте с рифлеными боковыми стенками - гофробортами. Конструкция такой ленты использовалась в течение десятилетий на конвейерах для вертикального и наклонного транспортирования.

Несущие и направляющие канаты (6 штук) подвешены над землёй с помощью опорных вышек. Благодаря специальной конструкции опор расстояния между ними могут достигать нескольких сотен метров, поэтому на конструкцию става конвейера RopeCon не влияет рельеф местности между опорами, а также дороги, или другая инфраструктура.

В зависимости от угла наклона трассы, ленту RopeCon® можно оснастить перегородками (зацепами) для того, чтобы удерживать материал на ленте при повышенных углах наклона трассы конвейера – до $+45^0$.

Конвейер характеризуется простотой обслуживания, а все движущиеся части, как, например, оси ходовых роликов, прикреплённые к стальным канатам сердечника резинотросовой ленты и проходящие через участки переворота ленты, расположенные на порожней ветви конвейера, легко обслуживаются и проверяются. Кроме того, конвейер может быть оснащён инспекционным транспортным средством для облегчения осмотра вдоль линии (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – Инспекционное транспортное средство для осмотра конвейера RopeCon® [29]

В статье [30] впервые в Росси был выполнен детальный обзор ленточных конвейеров типа RopeCon®, а также описаны области их применения в различных отраслях промышленности по всему миру. В ней представлено описание основных узлов конвейера, а также дан анализ конструктивных и эксплуатационных особенностей специального вантового ленточного конвейера, смонтированного на подвесных канатах.

Отмечается, что австрийская фирма Doppelmayer, являющаяся проектировщиком и изготовителем данного типа конвейера, констатирует о возможности реализации его максимальной производительности, достигающей 25000 т/ч при скорости движения ленты 8 м/с. При этом, угол подъема материала, располагаемого на гладкой ленте, может достигать 30°, а при применении лент с перегородками (зацепами) он возрастает до 45° [30].

Отмечается, что основной конструктивной особенностью данного конвейера является конвейерная лента, которая имеет гофроборт и ходовые ролики, прикреплённые к ней с определённым интервалом, которые движутся по направляющим канатам на грузовой и порожней ветви конвейера. Данный тип ленты изготовляется немецкой фирмой ContiTech, и может поставляться с

различной шириной и прочностью лент, для насыпных грузов с разными физико-механическими свойствами.

«Принцип работы ленточного конвейера типа RopeCon® заключается в следующем. В качестве тягового и грузонесущего органа конвейера используется лента с гофрированными бортами 1 (рис. 1.5) Maxoflex или Flexowell. Гофрированные борта и перегородки Maxoflex изготавливаются в соответствии с разработанным и утверждённым фирмой ContiTech стандартом» [29].

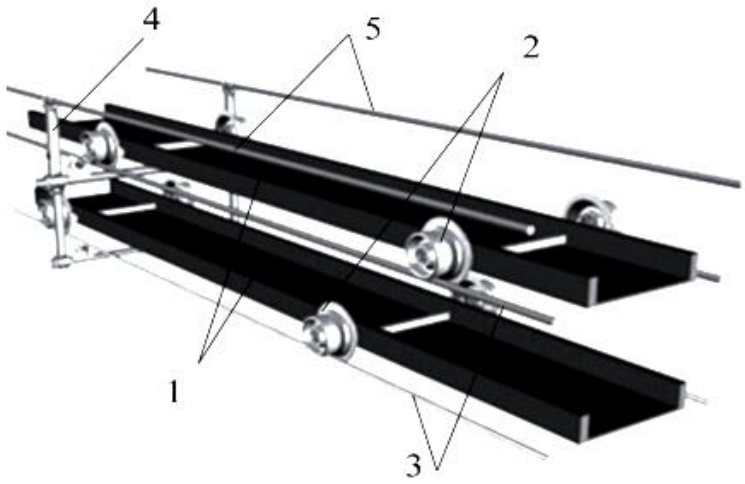

Рисунок 1.5 – Конструкция линейного става ленточного конвейера типа RopeCon®: 1 — лента с гофрированными бортами; 2 — ходовые ролики с осями; 3 — направляющие, армированные стальные канаты; 4 — опорные рамные конструкции; 5 — несущие армированные стальные канаты [30]

«Еще одно преимущество конвейера RopeCon® заключается в том, что перемещение ходовых роликов 2 происходит на грузовой и порожней ветви по направляющим канатам 3, в результате чего коэффициент сопротивления их движению не превышает w' = 0,006 (по аналогии с канатными дорогами). Следует отметить, что при движении ленты с гофрированными бортами по стандартным 3-х роликовым опорам этот коэффициент будет равен 0,035, т.е. более чем в 5 раза больше, что оказывает влияние на затрачиваемую мощность привода в сравнении с традиционным ленточным конвейером.

В таблице 1.1 представлены проекты, реализованные фирмой Doppelmayr Transport Technology для различных стран и условий эксплуатации конвейеров

типа RopeCon®.

Из таблицы 1.1 видно, что из 9 внедренных проектов 6 проектов имеют трассу с небольшим перепадом высот и мощность привода в одном случае (строка 6) не превышает 220,0 кВт. В двух случаях конвейеры работают в генераторном режиме и только один, последний, проект имеет большую производительность и мощность привода» [30].

Таблица 1.1 – Технические и эксплуатационные характеристики ленточных конвейеров RopeCon®, разработанные фирмой Doppelmayr Transport Technology для различных условий эксплуатации [30]

№ п/п	Место установки конвейера	Транспор-тируемый материал	Горизон тальная длина, м	Перепад высот, м	Производи-тельность, т/ч	Устано-вочная мощность, кВт	Количес-тво промежу-точных опор
1	Австрия, проект Stengen	Кварцит	270	23	600	30	нет
2	Австрия, проект Lenzing	Древесные опилки	665	32	350	53	1
3	Швейцария, проект Tüfentobel	Строитель ный мусор	1250	45	500	112	2
4	Австрия, проект Zöchling	Гравий	245	48	350	75	нет
5	Ямайка, проект Mt.Olyphant	Бокситная руда	3377	470	1200	-1320*	8
6	Папуа Новая Гвинея, проект Simberi	Золотоносн ая руда	2665	237	600	221	3
7	Судан, проект Berber Cement	Известняк	3456	14	700	180	4
8	Мексика, проект Torex	Золотоносн ая руда	1308	383	1000	-1026*	1
9	Гватемала, проект Progrefa	Известняк	1583	196	2100	1680	4
* Обозначение для нагорных конвейеров, транспортирующих груз «сверху вниз», привод которых работает в генераторном режиме – вырабатывает «зелёную энергию».							

В статье был сделан вывод, что «ленточные конвейеры типа RopeCon® действительно имеют ряд преимуществ, в преодолении труднопроходимой местности в сравнении с классическими ленточными конвейерами. На основе

анализа условий эксплуатации данного типа конвейера, стоит отметить, что практически все они установлены в странах, где круглый год умеренный климат. Поэтому о применении таких конвейеров в России пока говорить рано» [30].

На основании этого заключения, в течение последних трех лет мы проводили исследования в этом направлении и пришли к выводу о возможности применении данного типа конвейеров даже в условиях сурового арктического климата России, на основании научных статей, представленных ниже.

В работе [31] описывается, что в 2005 году представители компании Jamalco/Alcoa (Ямайка) посетили некоторые объекты, на которых эксплуатируются ленточные конвейеры типа RopeCon® австрийской компании Doppelmayr. В конце 2005 года был подписан контракт, который включал в себя: проектирование данного конвейера в определённых условиях, поставку оборудования, сборку и обучение персонала на месте эксплуатации конвейера. Заказанное оборудование было доставлено на Ямайку из Европы в полном объеме.

Речь в этой статье идёт об установке на Ямайке конвейера типа RopeCon® для транспортирования боксита. Новая система должна была предотвращать рассеивание пыли и обеспечивать более тихую работу, одновременно обеспечивая снижение затрат на эксплуатацию и техническое обслуживание и повышенную безопасность.

Конвейер RopeCon® общей длиной 3,4 км с перепадом высот по трассе в 470 м имеет самую длинную в мире ленту с гофрированными бортами, а также самую большую прочность на разрыв.

В августе 2007 года ураган четвертой категории Дина опустошил остров Ямайка. При этом, скорость ветра достигала 249 км/ч, но конвейер типа RopeCon® выдержал испытание ураганом и остался практически невредимым. Он продолжал работать сразу после того, как были проведены необходимые мероприятия по проверке его системы безопасности [31].

Работа [32] посвящена компьютерному моделированию конвейера RopeCon®. Представлено подробное описание и принципы работы транспортной системы RopeCon®, которое необходимо для выполнения моделирования.

В этой статье дано подробное описание и принципы работы транспортной системы RopeCon®, которое необходимо для выполнения моделирования. При этом для создания геометрии модели использовалась программа PTC Creo Parametric 3.0 M070. На основе документов, находящихся в свободном доступе компании Doppelmayr, была создана расчетная модель ленты конвейера RopeCon®, максимально приближенная к реальности, приведенная на рис. 1.6 [31].

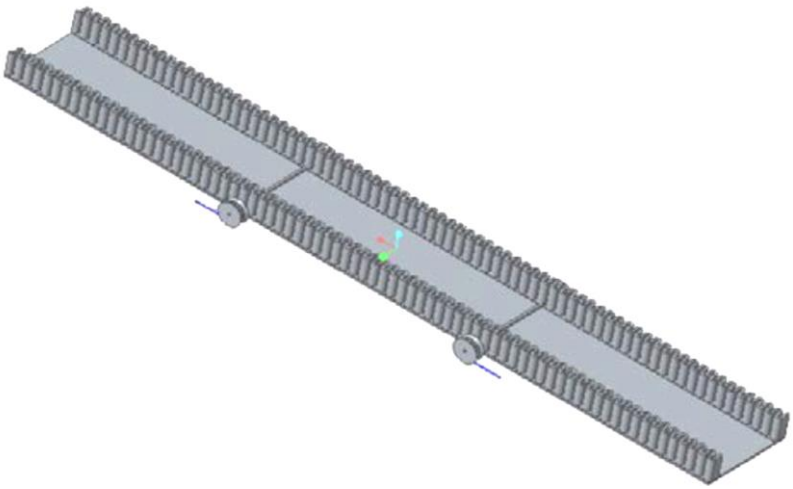

Рисунок 1.6 – Геометрическая модель конвейерной ленты RopeCon® [32]

Размеры некоторых конструктивных частей моделируемого ленточного конвейера определялись ориентировочно, поскольку их точные размеры в открытом доступе отсутствуют. Основные части конвейера, такие, как конвейерная лента с гофрированным бортом, были определены на основе точных измерений, которые приведены в табл. 1.2 [32].

Таблица 1.2 – Основные характеристики расчетной модели конвейера RopeCon®, [32]

Транспортируемый материал	Филлит	Ширина ленты	800 mm
Насыпная плотность	1660 $kg.m^{-3}$	Рабочая ширина ленты	630 mm
Максимальный размер куска	0-1000 mm	Высота гофробортов	200 mm
Размер куска после дробления	0-250 mm	Тип ленты	EP 1250/4-7T/3T
Вес каната	39 $kg.m^{-1}$	Направляющие канаты	4 x 42 mm
Вес поддерживающей конструкции	56 $kg.m^{-1}$	Тип каната	WS 1670 $N.mm^{-1}$
Расстояние между концевыми барабанами конвейера	248.9 m	Натяжение канатов	4 x 475 H

Граничные условия определяют поведение отдельных частей моделируемого узла конвейера. С помощью граничных условий разрешаем или запрещаем перемещение, интересующих деталей, рис. 1.7, 1.8. Определение перемещений осуществляется по осям X, Y, Z. Помимо ограничений перемещений отдельных частей, граничные условия обеспечивают связь модели с расчетами, и даже если они не совпадают, то это имеет свои положительные моменты. При определении граничных условий созданной модели, граничные условия для всех её частей не задавались. Те, которые взаимодействуют с другими частями и воздействуют друг на друга. Поэтому достаточно определить только условия для той части, которая является опорной. Взаимодействие между этими частями определяется другой функцией, которая обеспечивает ограничение других неопределенных частей.

Конвейерная лента является основной частью расчетной модели. Поведение конвейерной ленты влияет на все остальные части модели. Конвейерная лента состоит из двух частей. Более короткая часть является половиной конвейерной ленты по ширине, которая принимается свободной с одного конца. На второй кромке установлена муфта, которая соединяет две конвейерные ленты вместе (ленту и гофроборт). На свободном конце половины ленты ставились граничные условия так, чтобы эта кромка препятствовала

перемещению во всех направлениях, т. е. в направлении осей X, Y и Z. Вторая часть конвейерной ленты такая же, как первая, на одной сторона свободна, а другая сторона также прикреплена к муфте, которая соединяет её с более короткой частью ленты. Свободная часть конвейерной ленты предотвращает перемещение в направлении осей Y и Z. В направлении оси X определено перемещение примерно на 50 мм, которое моделирует натяжение конвейерной ленты [32].

а) б)

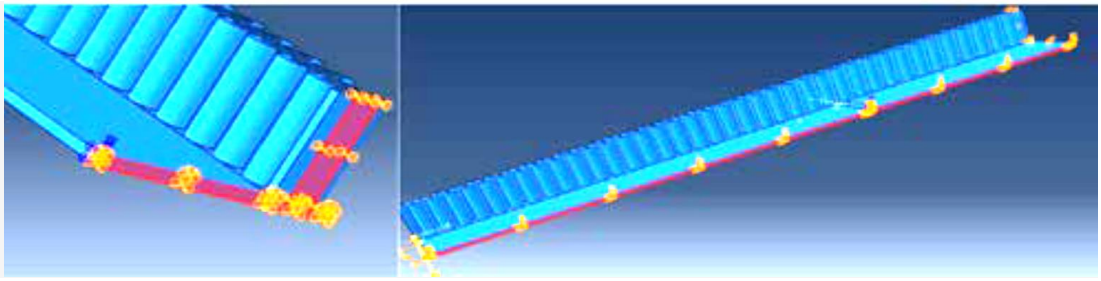

Рисунок 1.7 – Применение граничных условий к конвейерной ленте и боковым гофрам: а – поперечное сечение ленты; б – продольное сечение ленты [32]

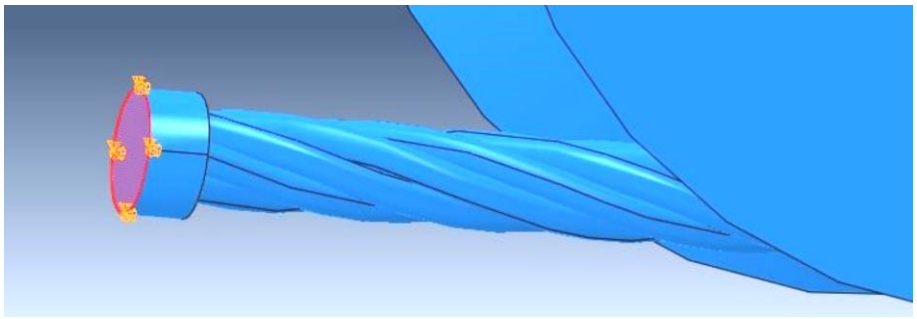

Рисунок 1.8 – Применение граничных условий к стальному направляющему канату [32]

Стальной канат состоит из прядей проволок и сердечника. Исследуемый отрезок каната с обоих концов заканчивается ходовыми роликами. На этих его окончаниях прикладывались граничные условия, влияющие на поведение каната. На одном конце движение было заблокировано во всех направлениях, а на другом крае допускалось свободное движение только в направлении оси X.

При моделировании, привулканизированный к конвейерной ленте с одной стороны гофрированный борт, определяется отдельно. Рассматриваемый

край ленты не разделена на ячейки, как нижняя часть конвейерной ленты, а представляется, как единое целое. В концевой части, где конвейерная лента зафиксирована от движения во всех направлениях, также предотвращено перемещение ленты в направлении осей X и Y. Конвейерная лента также корректирует возможный боковой сход ленты.

Используемая модель составляет четверть созданной модели; поэтому необходимо определить граничное условие, чтобы модель вела себя, как единое целое в процессе расчета. С помощью граничных условий UR1, UR2 и UR3 задается зеркальность, что придает модели свойства, необходимые для поведения ленты, как единое целое [32].

Сетка конечных элементов генерировалась из элементов типа Solid. Части моделей разделены прикладной сетью. Каждый элемент создавался отдельно, и имел шестигранную форму. При соединении в модель частей, образующих конвейерную ленту, один и тот же размер сетки не использовался по отношению ко всем деталям, которые соприкасаются с гофрированным бортом, расположенным на краю ленты, и имеет другой размер ячеек, чем конвейерная лента. Для достижения более точных результатов воздействия гофрированного борта на конвейерную ленту был выровнен размер их соединения. Остальные части модели были созданы из таких же крупных деталей, рис. 1.9 [32].

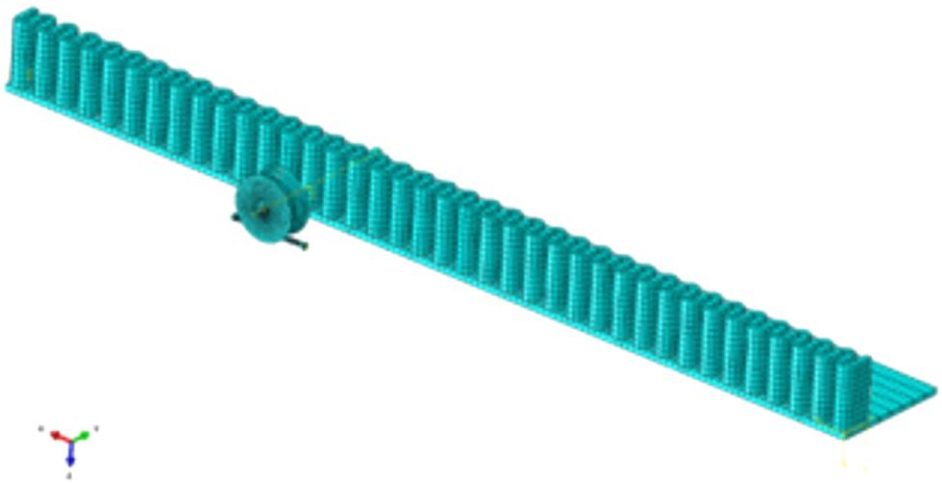

Рисунок 1.9 – Пример построения сетки конечных элементов для половины ширины конвейерной ленты с гофрированным бортом [32]

В таблице 1.3 приведены наиболее важные характеристики материалов отдельных деталей конвейера, которые используются в расчетной модели.

Таблица 1.3 – Основные характеристики деталей и материалов, используемых в расчетной модели [32]

Деталь	Коэффициент упругости модуля Юнга, [MPa]	Коэффициент Пуассона, [-]	Плотность материала [t/mm^3]
Стальной канат	204000	0.25	$7.85.10^{-9}$
Лента конвейера	60000	0.35	$3.58.\ 10^{-9}$
Гофрированный борт	397	0.49	$1.099.\ 10^{-9}$
Ходовое колесо	2300	0.39	$1.15.\ 10^{-9}$
Армирование колеса	204000	0.25	$7.85.10^{-9}$
Ось ролика	204000	0.25	$7.85.10^{-9}$

Нагрузки на конвейерную ленту, от различных насыпных грузов, расположенных на ней, включены в процесс расчета, так как они существенно влияют на напряженно-деформационное состояние всех деталей и материалов, используемых в расчетной модели (таблица 1.4) [32].

Таблица 1.4 – Насыпные плотности исследуемых при моделировании транспортируемых грузов [32]

Тип груза	Тонкозернистый слюдяной сланец (Филлит)	Песок	Уголь
Плотность транспортируемого груза, кг/м^3	2750	1750	1250

В качестве основного вида транспортируемого материала был выбран минерал филлит (наиболее тяжёлый), применяемый, как при сборке имитационной модели, так и для выполнения расчетов.

При создании имитационной модели применялась специальная функция «Tie». Эта функция предназначена для соединения отдельных компонентов друг с другом. Взаимодействия между проволоками в канате, а также между канатом и поверхностью ролика являются основными взаимодействиями, которые анализируются в имитационной модели. Для стабилизации этих контактов была применена функция «Contact control», чтобы сохранить контакт в целом. Тип контакта «Surface to surface» был выбран для контакта между канатом и ходовым колесом. Для имитации контакта между проволоками каната и его сердечником использовалась опция «General contact», рис. 1.10 [31].

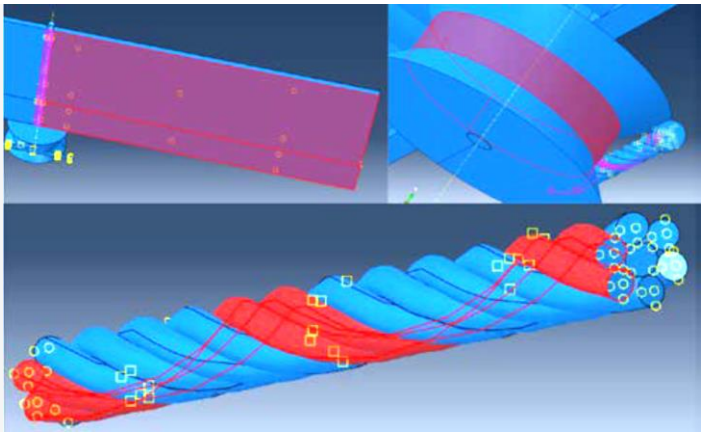

Рисунок 1.10 – Пример, иллюстрирующий определение контактных пар и связей между различными элементами модели конвейера RopeCon® [32]

Представленная расчетно-имитационная модель была использована для проведения нескольких экспериментов с целью исследования поведения сложной транспортной системы при транспортировке трех различных материалов (табл. 1.4), прежде всего филлита, результаты показаны на рис. 1.11. Контролировалась и оценивалась нагрузка на отдельные конструктивные узлы конвейера, а именно на конвейерную ленту, стальные направляющие канаты и ходовые ролики [32]

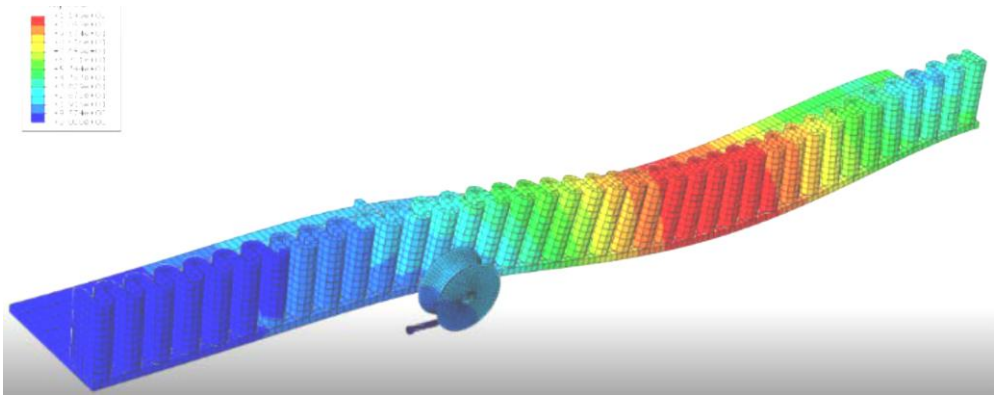

Рисунок 1.11 – Результат расчета деформации в ленте конвейера RopeCon® при транспортировании филлита [32]

С помощью представленной расчетной модели можно реализовать широкий спектр расчетов и анализов конвейера RopeCon®. В качестве примера приведены графики на рис. 1.12 – 1.15, которые показывают натяжение в ленте вдоль её продольной оси. Следует отметить, что натяжение ближе к борту ленты имеет другой характер напряжений, чем напряжение в её середине. Натяжение в середине ленты имеет максимум в точке 1595 мм её длины, величина которого составляет 1028,57 МПа. Напряжение в ленте около гофроборта имеет максимум в точке 2005 мм и составляет 1107,66 МПа. Вышеупомянутая информация представляет данные, касающиеся нагрузки на конвейерную ленту при транспортировании филлита. Все полученные в результате моделирования напряженно-деформированные состояния подтверждают тот факт, что конвейерная лента имеет соответствующие размеры. Хотя между отдельными соседними парами осей, служащих для установки ходовых роликов, существует выступ края ленты, размер которого может составлять от 0 до 109,3 мм. Моделирование показывает, что он не оказывает отрицательного влияния на эксплуатационные характеристики конвейера, рис. 1.14. Поэтому можно считать, что величина выступа приемлема [32].

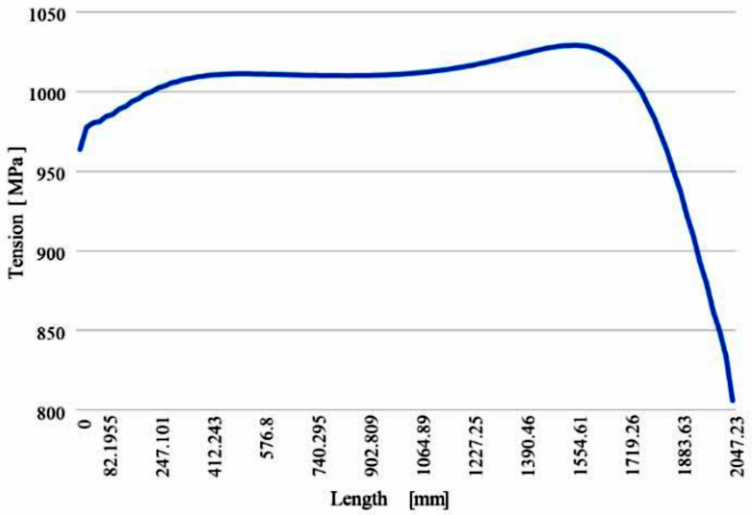

Рисунок 1.12 – График натяжения вдоль конвейерной ленты (середина конвейерной ленты) [32]

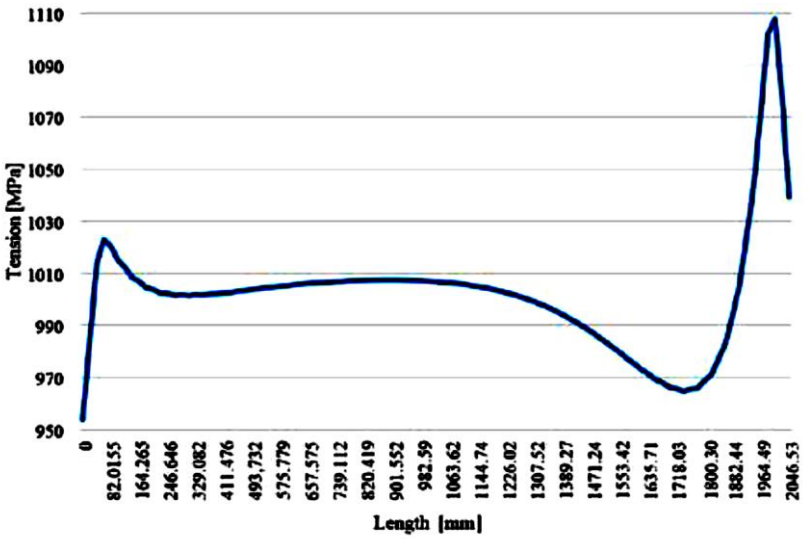

Рисунок 1.13 – График изменения натяжения вдоль продольной оси ленты конвейера (нижняя обкладка ленты) [32]

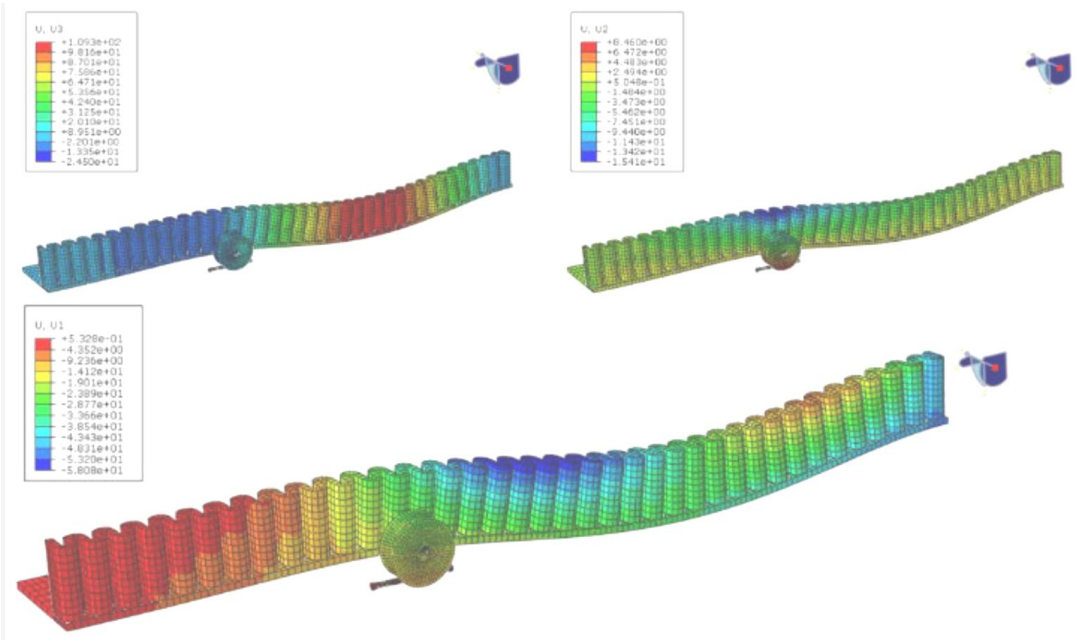

Рисунок 1.14 – Характер возможных деформации конвейерной лентой [32]

В случае классического ленточного конвейера, движущегося по роликоопорам, такая величина выступа ленты была бы неприемлема, так как такой вылет ленты вызывает значительное увеличение сопротивления движению вместе с более интенсивным износом конвейерной ленты из-за её колебания. Однако опорные ролики, закрепленные на каркасе ленты конвейера RopeCon®, исключают такую неблагоприятную ситуацию, но в любом случае полезно проверить нагрузку, действующую от ходового ролика на направляющий стальной канат. Деформация стального направляющего каната под действием веса воздействующих на него нагрузок (лента, груз, ходовые ролики) показана на рисунке 1.15 [32].

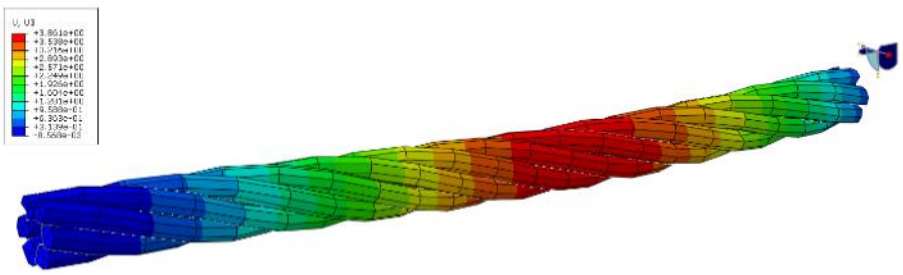

Рисунок 1.15 – Деформация направляющего стального каната конвейера RopeCon® под действием собственного веса и воздействующих на него нагрузок [32]

Из результатов проведенного анализа видно, что деформация стального направляющего каната не является чрезмерной и, следовательно, такая деформация не имеет особого влияния на его работу [32].

В работе [33] описываются конструктивные и эксплуатационные параметры вантово–канатного ленточного конвейера Flyingbelt, созданного итальянским производителем грузовых канатных дорог Leitnerropways. Конвейер установлен в Бразилии и транспортирует 1500 т/ч известняка из карьера на цементный завод Lafarge Holcim, расположенный, на расстоянии 7 км.

Ленточный конвейер Flyingbelt преодолевает любые препятствия на земле, поскольку его став подвешен на высоте до 36 м над земной поверхностью. На рисунке 1.16 представлен подвесной вантовый канатный став конвейера с опорами, а на рис.1.17 – конструктивное исполнение его линейной секции.



Рисунок 1.16 – Ленточного подвесной вантовый конвейер, разработанный дочерней компанией Sempertrans Semperit Group и установленный на юго-востоке Бразилии [33]

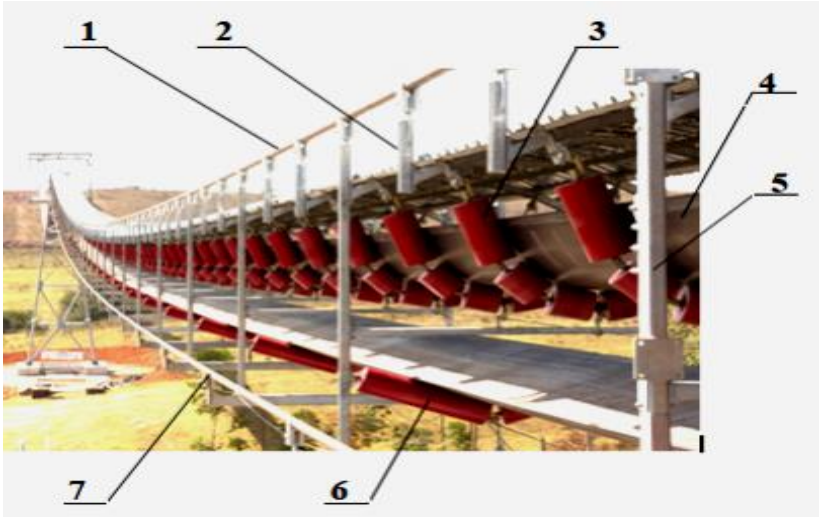

Рисунок 1.17 – Вантовая конструкция канатного става ленточного конвейера Flyingbelt, установленного в Бразилии: 1 - верхний пояс несущих канатов; 2 - подвеска роликоопоры грузовой ветви; 3 – шарнирная пятироликовая опора грузовой ветви; 4 - конвейерная лента; 5 - несущая рама; 6-двухроликовая опора порожней ветви; 7 - нижний пояс несущих канатов [33].

Следует отметить, что конструкция става подвесного канатного конвейера, представленная на рис. 1.17, практически полностью повторяет став конвейера RopeCon®, за исключением отсутствия у него третьего яруса верхних несущих канатов и конструкции ленты.

В работе [34] рассмотрен вопрос о внедрении на турецком предприятии Göltas Cemento, являющегося производителем цемента и расположенном недалеко от Испарты, примерно в 130 километрах к северу от Анталии, нового модернизированного пластинчатого конвейера немецкой фирмы BEUMER Group.

До модернизации был установлен обычный пластинчатый конвейер, у которого, как обычно, тяговым элементом является одна или две роликовые цепи с шагом 315 миллиметров, с разрывным усилием в диапазоне от 250 до 2700 кН, что обеспечивает оптимальную адаптацию к требуемым технологическим параметрам. Максимальная скорость транспортирования горячего клинкера составляла 0,3 метра в секунду.

Требовалось увеличение производительности конвейерной технологии с 250 до 400 тонн в час для цепного пластинчатого конвейера,

транспортирующего клинкер из системы охлаждения печи в силос. Высота силоса составляет 50 метров. Для преодоления уклона в 40 градусов был установлен пластинчатый конвейер с грузонесущим органом, имеющим стальную коробчатую форму, рис.1.18. Ширина пластин коробчатой формы может составлять от 500 до 2000 миллиметров. Длина транспортирования - более 250 метров, при производительности 1300 $м^3$/ч.

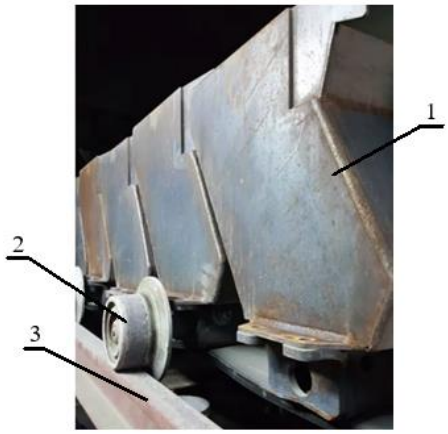

Рисунок 1.18 – Грузонесущий орган пластинчатого конвейера, имеющего коробчатую форму из стали, для транспортирования горячего клинкера: 1 – грузонесущий орган пластинчатого конвейера; 2 – ходовой ролик; 3 – направляющий рельс [34].

Вместо тяговых цепей на конвейере установлена специальная лента (рис. 1.18), каркас которой состоит из стальной проволочной сетки, созданной на фирме BEUMER по технологии, используемой для ковшовых элеваторов. Пластинчатые короба крепятся к износостойкой ленте долговечной и армированной стальной проволокой таким образом, что тепло клинкера в стальных ячейках не передается ленте. Этому препятствует специальный профиль между стальными ячейками и лентой.

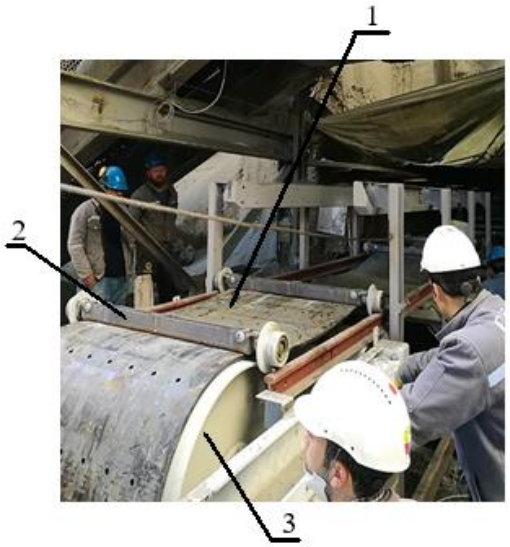

Рисунок 1.19 – Процесс крепления ходовых роликов к тяговому органу пластинчатого конвейера - специальной ленте: 1 – лента; 2 – ходовые ролики с осью; 3 – барабан [34].

Следует отметить, что представленная на рис. 1.19 конструкция крепления полностью повторяет узел крепления оси с роликами для конвейера типа RopeCon®.

Работа [35] посвящена анализу возможности применения грузовых подвесных канатных дорог (ГКПД) как в России, так и в зарубежных странах. Обозначены области их применения и обоснованы основные технические параметры.

«Грузовые подвесные канатные дороги (ГПКД) широко применялись в СССР и в зарубежных странах во второй половине XX-го века. При сопоставлении технико-экономических показателей автомобильного, железнодорожного, конвейерного транспорта и ГПКД выявлено, что ГПКД имеет ряд стратегических преимуществ перед другими видами транспортирования твердых полезных ископаемых. Особенно для отдаленных северных районов и Дальнего Востока. Достоинства ГПКД: независимость от профиля местности, от атмосферных условий, возможность прокладки трассы по кратчайшему расстоянию между пунктами погрузки и разгрузки и др. С учетом реально достигнутых показателей ГПКД целесообразно применять при

транспортировании от 0,5 до 5 млн т в год на расстоянии в несколько десятков километров» [35].

«Наиболее широко ГПКД используют в горных, пересеченных, труднодоступных, густозаселенных местностях, где они обеспечивают перевозки с наибольшей быстротой и наименьшими затратами. В этих условиях их применение удешевляет перевозки в 10 и более раз. Достоинства ГПКД: независимость от профиля местности и от атмосферных условий (гололед, снежные заносы), возможность прокладки трассы по кратчайшему пути между пунктами погрузки и разгрузки и др. С учетом реальной производительности (630 т/ч) их рационально применяют при годовой перевозке от 0,5 до 4—5 млн. тонн груза на расстояния 15—20 и более километров» [35].

«ГПКД успешно эксплуатируются во всем мире: как в южных широтах, так и на севере, в том числе, за Полярным кругом, например, на острове Шпицберген, в Норвегии, построена канатная дорога «Скороват» длиной 44,5 км для транспортировки пирита. Канатная дорога «Кристенберг Болиден» (Швеция) длиной 96 км, которая служила для транспортирования рудного концентрата. В Чили на высоте 5900 м над уровнем моря с помощью ГПКД перевозят сырую серу» [35].

Наибольшее распространение в мире получили двухканатные кольцевые дороги, производительность которых достигает 650 т/ч. Такие дороги применяются практически при любых условиях местности. Технические характеристики зарубежных грузовых подвесных канатных дорог представлены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Технические характеристики зарубежных ГПКД [35]

Страна	Фирма - поставщик оборудования	Тип дороги и транспортируемый материал	Полезная грузоподъ ёмность вагонетки	Производи тельность	Протяже нность	Скорость движения вагонеток
Франция	«ПХБ» (ФРГ)	Кольцевая двухканатная, руда	-	500	2,17	-
Индия	«Ушна Бреко» (Индия)	Кольцевая двухканатная, известняк	3	650	4,9	5
	«ПХБ» (ФРГ)	Кольцевая двухканатная, уголь	-	400	53,5	-
	РНВ Weserhuttle (ФРГ) Damoder (Индия)	Кольцевая двухканатная, уголь	2,6	300	9,7	4
	«Бреко» (Англия)	Кольцевая одноканатная, песок	0,9	200	1,9	5
Италия	«Ноуво Агудио» (Италия)	Кольцевая двухканатная, известняк	-	530	5,9	4
Тайвань	«Бритиш Роулвей инжиниринг»	Кольцевая двухканатная, известняк	-	450	7	-
Бразилия	«Ноуво Агудио» (Италия)	Кольцевая двухканатная, известняк	2,0	600	14,5	5
Швеция	«Бреко» (Англия)	Кольцевая двухканатная, руда	1,4	80	96	2,4
Иран	«Бритиш Роулвей инжиниринг»	Кольцевая двухканатная, сыпучие материалы	-	550	1-100	-
	«Ноуво Агудио» (Италия)	Маятниковая двухканатная, бетон	20	450	0,7	10

В статье [36] представлен научно обоснованный выбор транспортных средств, для перемещения сыпучих материалов в условиях крайнего Севера.

«Известно, что согласно требованиям к оборудованию, поставляемому в подразделения АК «АЛРОСА», оно должно работать при температуре –45 °С, но к сожалению далеко не все виды горного оборудования могут соответствовать такому жёсткому требованию» [36].

Отмечается, что серьезной проблемой разработки северных месторождений полезных ископаемых является эффективная транспортировка сырья от рудников и карьеров до обогатительных фабрик, поэтому достойное место здесь могут занимать только грузовые подвесные канатные дороги.

«Для сравнения различных видов транспорта, которые могут быть использованы в условия крайнего севера, была сделана выборка по рациональной области их применения, исходя из анализа их работы на действующих предприятиях и из научно-технической литературы» [36].

Поэтому возникла проблема эффективного освоения запасов товарной руды трубки «Зарница», связанная с большими затратами по её доставке на обогатительную фабрику, поскольку вариант предварительного обогащения руды в больших объемах на борту карьера реализовать не удалось.

Для проектирования такой транспортной системы были сформулированы следующие исходные данные: «производительность по руде – 5 млн. т в год; режим работы – 330 дней в году, в 2 смены по 12 часов; длина транспортирования – 16,5 км; перепады высот по трассе – от 320 до 452 м; максимальная крупность куска руды – 300 мм; влажность – 10–17 %» [36].

Исходя из профиля трассы от карьера Зарница до обогатительной фабрики, абсолютный перепад высот составляет 132 м, а угол подъема на отдельных участках достигал 6° (108 ‰).

В статье [36] представлена таблица сравнительных характеристик различных видов транспорта, для различных полезных ископаемы, которая приведена ниже.

Таблица 1.6 – Сравнительные характеристики различных видов транспортирования полезных ископаемы [36]

Показатель	Вид транспорта			
	Железнодорожный	Автомобильный	Конвейерный	Подвесные канатные дороги
Рациональная длина транспортирования, км	Более 10	1-10	До 4-12	1-100
Угол подъёма трассы, град	До 2,5	До 6	До 16-18	До 28^0 с гравитационным замком: До 45^0 с пружинным замком
Кусковатость материала, мм	Практически без ограничений	До 600-700	До 350	До 600-700
Производительность, млн т/год	15-150	До 15	До 20	До 6
Коэффициент перемещения	Единица груза перемещается посредством 1,2 единицы веса транспортного средства	1/1	1/0,7	1/0,5
Энергетические затраты	Средний расход энергии	Высокие	Выше среднего	Низкие
Влияние на экологию	Малая зависимость от климата	Зависимость от климата, высокое газопылевыделение в окружающую среду	Высокое пылеобразование при транспортировании. Необходимость возведения транспортных галерей	Минимальное воздействие на окружающую среду. Малая зависимость от климата
Стоимость перевозки	Низкие удельные затраты	В 3-6 раз выше, чем на ж/д транспорте	При увеличении длины конвейера затраты резко возрастают	При производительности более 1 млн т/год и расстоянии больше 2 км.
Недостатки	Необходимость возведения мостов, большие капитальные затраты	Необходимость возведения переходов через преграды. Высокие эксплуатационные расходы	Трудность транспортирования влажных пород, ограничение по крупности грузов	Ограниченная производительность

На основании анализа материалов, представленных в 1 главе, можно констатировать, что исследуемый ленточный конвейер RopeCon® имеет множество общих конструктивных узлов с ленточными вантовыми канатными конвейерам, пластинчатыми конвейерами, а также с грузовыми подвесными канатными дорогами. В связи с этим эксплуатация всех перечисленных машин имеет одни и те же особенности.

Кроме того, практикой эксплуатации подвесных канатных дорог установлено, что в течении нескольких десятков лет они эксплуатируются на крайнем Севере - Норвегия остров Шпицберген, канатная дорога «Скорват»длиной 49,5 км, а также в Швеции, канатная дорога «Кристенберг Болиден», длиной 96 км [35]. Это подтверждает факт возможности эксплуатации конвейера типа RopeCon® в условиях крайнего Севера, поскольку принцип его работы и конструкция канатного става идентичны грузовым подвесным канатным дорогам.

Проведенный в первой главе обзор научной литературы показал, что для достижения поставленной цели работы необходимо решить задачи исследования, перечисленные во введении.

Глава 2. Метод теоретического исследования параметров вантовой системы подвесного канатного конвейера

2.1 Математическая модель провеса канатов вантовой системы

2.1.1 Требования к геометрическим свойствам и обоснование математической модели провеса канатов вантовой системы

Рассматриваемая нами висячая канатная система, по которой движется конвейерная лента с грузом, представляет собой вантовую трехпоясную систему (по стандартному определению [37]), в которой первый (верхний) пояс составляют несущие канаты, а второй и третий пояса – два яруса направляющих канатов. Все три пояса связаны между собой опорными рамами, играющими роль вантов, работающих на растяжение. В классических вантовых системах рассматриваются либо двояковогнутые, либо двояковыпуклые системы поясов [38-41], т.е. имеющие взаимно противоположные направления кривизны, причем ванты предварительно напряжены. В нашем случае все пояса канатов имеют одинаковое направление кривизны. Это роднит рассматриваемую систему с системой канатов для подвесных канатных дорог, однако последняя не имеет вантов. В связи с этим, далее приводится разработка теории расчета висячей системы подвесного канатного конвейера с учетом основных положений расчета, как вантовой системы, так и подвесных канатных дорог.

Рассмотренная ниже классическая модель провеса канатов в виде цепной линии [42] не подходит для анализа вантовой системы ПКК, т. к. большая часть нагрузок, действующих в ней на канаты направлена не вертикально, а по нормали к канатам (нагрузки передаваемые через опорные рамы и давление опорных роликов конвейера на направляющие канаты). В работе [42] для общего вида распределения нагрузки $q(x)$ используется модель провеса в так называемых естественных координатах, что усложняет уравнения,

описывающие провес каната. Но в то же время прилагаемая нагрузка должна быть строго вертикальной. Рассмотренные в работе [42] параболическая и скорректированная - параболическая модели весьма удобны для расчетов, но также ориентированы на вертикальные нагрузки, хотя на основе этой модели учитываются и нормальные к канатам нагрузки от веса вагонеток, располагаемых на подвесной канатной дороге. Также показано, что приближенно можно учитывать только вертикальную их составляющую при малых стрелах провеса канатов, и что вызывает еще одну проблему, которая не решается с помощью этой модели.

Эта проблема заключается в следующем. В вантовой системе ПКК несущие и направляющие канаты связаны опорными рамами, через которые передаются усилия, нормальные к кривым изгиба канатов. Это означает, что при одинаковых геометрических размерах всех опорных рам, расположенных в продольной плоскости, расстояние между канатами верхнего и нижнего яруса, измеренное по нормали к кривым провеса канатов по всей длине пролета между опорными вышками, должно быть одинаковым. В связи с этим возникает вопрос - при какой форме провеса канатов это возможно? Для этого необходимо сформулировать поставленную задачу в математической форме.

Пусть верхний канат провисает по неизвестной пока кривой $y = f(x)$. Уравнение нормали к этой кривой [43] имеет вид:

$$(Y - y)\frac{dy}{dx} = -(X - x). \tag{2.1}$$

Здесь точка с координатами X и Y лежит на этой нормали. Предположим, что она расположена на нижнем канате, провисающем по кривой $Y(X)$, тогда расстояние по нормали между кривыми $y(x)$ и $Y(X)$ должно быть постоянным при всех значениях x и y и равным, например d. Расстояние между кривыми по нормали определяется из выражения:

$$(Y - y)^2 + (X - x)^2 = d^2. \tag{2.2}$$

Исключая из системы уравнений (2.1) и (2.2) переменные x и X, получаем:

$$(Y-y)^2+\left(\frac{dy}{dx}\right)^2(Y-y)^2=d^2,$$

или

$$(Y-y)^2(1+y'^2)=d^2, \qquad (2.3)$$

где $y'=\frac{dy}{dx}$.

Очевидно, если $y=f(x)$ – парабола, то условие (2.3) невыполнимо (так же, как и для цепной линии). Но это условие может быть выполнено, если $y=f(x)$ – дуга окружности. Тогда $y(x)$ и $Y(X)$ – концентрические окружности, что является условием равномерного прилегания всех канатов к кронштейнам связывающих их опорных рам.

Ниже нами рассматривается удовлетворяющая этим условиям приближенная модель провеса канатов – модель нити постоянной кривизны. Однако, необходимо провести оценку точности этой модели. Кроме того, необходимо перечислить основные параметры кривой провеса канатов, для чего далее по тексту представлены краткие характеристики трех вариантов моделей: модель механики гибкой нити (в том числе приближенная параболическая модель) [42]; исправленная модель параболического приближения, которая успешно применяется при расчетах подвесных канатных дорог [44]; принятая нами для использования модель нити постоянной кривизны.

В модели механики гибкой нити [42] рассматривается тяжелая гибкая нить, нагруженная внешней распределенной нагрузкой. Параметры прогиба нити показаны на рис. 2.1. На рис. 2.1,а приведен вариант, когда низшая точка нити *C*, натянутой между точками *A* и *B*, находится внутри пролета *AB*, составляющего по горизонтали длину l. На рис. 2.1,б приведен вариант, когда низшая точка *C* теоретического продолжения кривой провеса находится за

пределами пролета на расстоянии ($\delta - x$). Согласно этой модели, стрела прогиба f отсчитывается по вертикали и, следовательно, не может быть меньше, чем перепад высот между концами нити A и B, равный h.

В работе [42] определяются параметры кривой провеса, когда на нить действуют вертикально направленные параллельные силы тяжести - стрела провеса f и абсцисса нижней точки δ. При произвольном распределении нагрузки $q(x)$ это достаточно сложная задача, которая сводится к решению системы дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами.

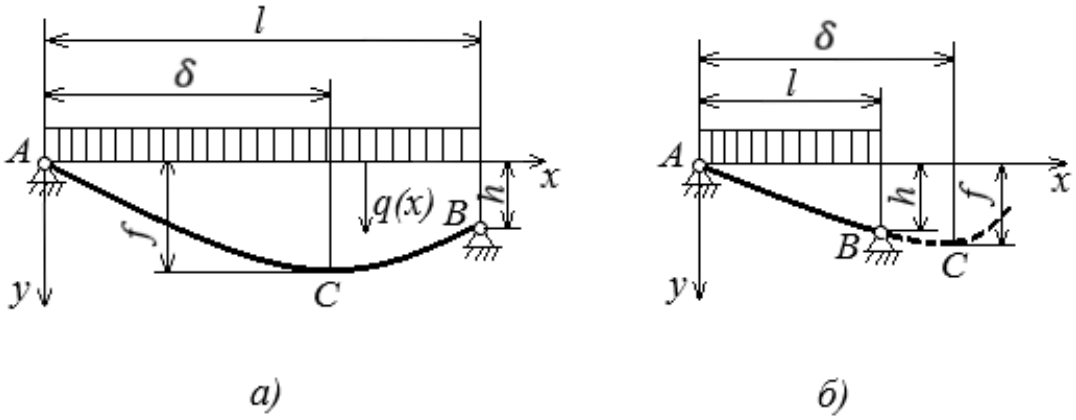

Рисунок 2.1 – Схема прогибов абсолютно гибкой нити согласно теоретической механике гибкой нити [42]

Решение значительно упрощается при однородной нагрузке: нить, находящаяся в равновесии под действием вертикальной нагрузки, равномерно распределенной вдоль горизонтальной оси x, провисает по параболе.

Такую кривую провеса гибкой нити называют параболическим приближением, т. к. на самом деле нагрузка от собственного веса нити распределена равномерно не по горизонтальной оси x, а по длине нити, то есть по так называемой естественной координате. Это учитывает более сложная общеизвестная модель под названием «цепная линия» [42, 45, 46.]. Согласно этой модели, кривая провеса описывается гиперболическими функциями. При малых относительных провесах разложение этих функций в степенной ряд с удержанием первых двух членов дает параболическое приближение.

Более точное параболическое приближение получено в работе [44], в которой считается, что провес каната происходит под действием собственного веса, представленного приближенно в виде нагрузки, распределенной с постоянной интенсивностью вдоль хорды пролета *AB* (рис. 2.2).

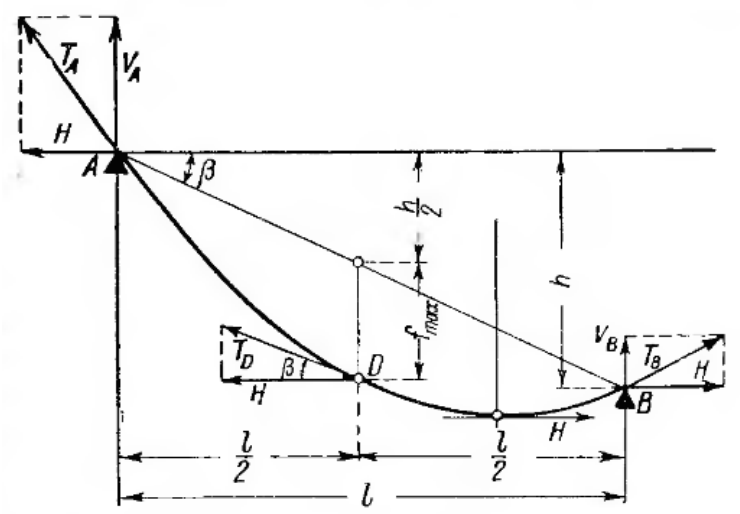

Рисунок 2.2 – Параметры скорректированной параболической модели [44]

Это означает, что в уравнениях провеса гибкой тяжелой нити заменяют текущий угол наклона касательной к кривой провеса α на его среднее значение β – на угол наклона к горизонтали хорды AB. Как показано в работе [44], использование такого приближения дает в самом неблагоприятном случае ошибку в 1,5 - 3,0% по сравнению с точной моделью цепной линии. В дальнейшем нами возможность такой замены в рассматриваемой вантовой системе подвесного канатного конвейера (ПКК) будет дополнительно обоснована.

Удовлетворяющую сформулированным выше требованиям к модели провеса канатов ПКК модель нити постоянной кривизны получим, как частный случай уравнений линии изогнутого стержня [47].

Схема сил, действующих на бесконечно малый элемент стержня длиной ds , занимающий центральный угол $d\beta$ относительно текущего центра кривизны *O*, показана на рис. 2.3. Кроме горизонтальной оси x и вертикальной

оси y, используется координата s вдоль срединной оси стержня и текущий угол наклона её к горизонтали – β. Система уравнений изгиба имеет вид [47]:

$$\left.\begin{aligned} T - \frac{dG}{d\beta} &= Rq_R, \\ G + \frac{dT}{d\beta} &= Rq_T, \\ \frac{1}{R}\frac{dM}{d\beta} + \frac{dT}{d\beta} &= Rq_T, \\ M &= \frac{D_x}{R}, \end{aligned}\right\} \qquad (2.4)$$

причем Rdβ = ds,

где T – натяжение в канате вдоль оси s;

G – перерезывающая сила;

M – изгибающий момент;

R – текущий радиус кривизны;

D_x – изгибная жесткость каната при изгибе в поперечном направлении,

q_R, q_T– удельная внешняя нагрузка в радиальном и тангенциальном направлениях.

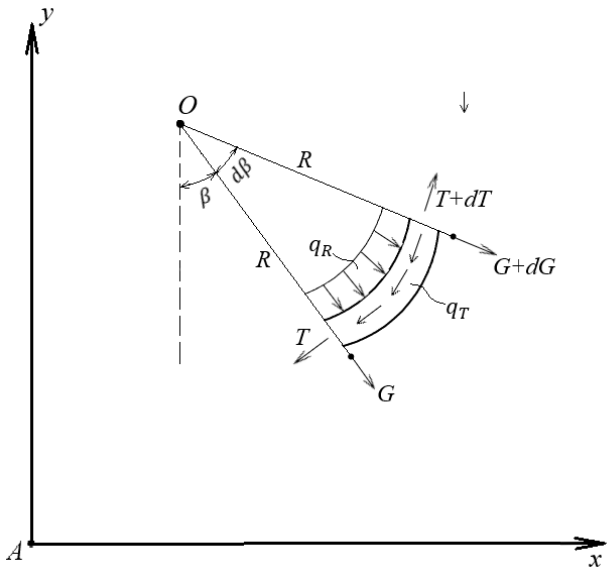

Рисунок 2.3. - Схема сил, действующих на бесконечно малый элемент изогнутого стержня [47]

Вместо радиуса R удобнее использовать текущую кривизну линии К = 1/R. Тогда, исключая из системы уравнений (2.4) величины G и M, получаем:

$$\left.\begin{aligned} KT - D_x K \frac{d}{d\beta}\left(K \frac{dK}{d\beta}\right) = q_R, \\ D_x K^2 \frac{dK}{d\beta} + K \frac{dT}{d\beta} = q_T. \end{aligned}\right\} \tag{2.5}$$

Учитывая, что соотношение dβ = K ds, то через производную по s система уравнений выражается проще:

$$\left.\begin{aligned} KT - D_x \frac{d^2K}{ds^2} = q_R, \\ D_x K \frac{dK}{ds} + \frac{dT}{ds} = q_T. \end{aligned}\right\} \tag{2.6}$$

Рассматривая канаты вантовой системы ПКК в пролете между опорами А и В (рис. 2.4), можно с большой степенью точности пренебречь их изгибной жесткостью: $D_x \approx 0$. Тогда из уравнения (2.6) получаем (учитывая переориентацию оси y на рис. 2.4):

$$\left.\begin{aligned} -KT = q_R, \\ -\frac{dT}{ds} = q_T. \end{aligned}\right\} \tag{2.7}$$

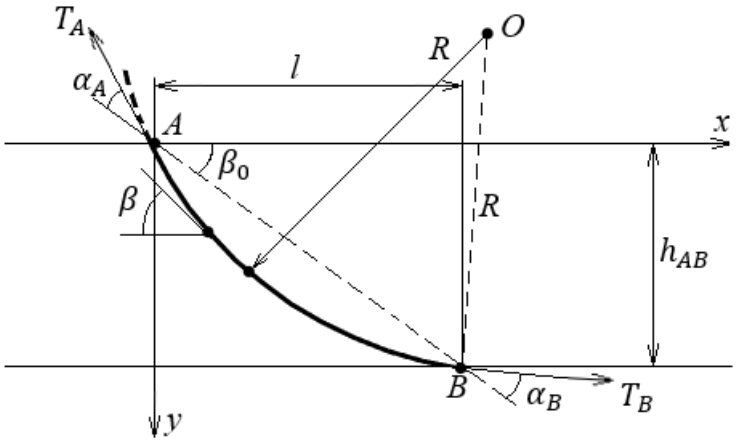

Рисунок 2.4 – Схема натяжения каната в пролете между опорами, представленная, как нить постоянной кривизны

Для случая, когда на канат действует распределенная вертикальная нагрузка от собственного веса каната $q_к$ и распределенная нормальная нагрузка,

направленная к оси каната q_N (положительным направлением q_N считается направление радиуса R на рис. 2.3), то

$$\left.\begin{array}{c} q_R = -(q_k cos\beta + q_N), \\ q_T = q_k sin\beta. \end{array}\right\} \quad (2.8)$$

Из этого уравнения получаем систему уравнений (2.7) в виде:

$$\left.\begin{array}{c} KT = q_k cos\beta + q_N, \\ \dfrac{dT}{ds} = -q_k sin\beta. \end{array}\right\} \quad (2.9)$$

Из второго уравнения системы (2.9) следует:

$$dT = -q_k\, dy, \quad (2.10)$$

$$T = T_B + q_k h, \quad (2.11)$$

где h - разность между высотой текущей точки каната и высотой точки B. Это будет выполняться и для параболической модели провеса канатов, что позволяет оценить изменение натяжения в целом на всей трассе подвесной системы. Обычно натяжную станцию канатов располагают на нижнем конце трассы [44], что дает меньший угол перегиба каната на опоре в месте их натяжения. В этом случае, если натяжение каната в зоне его натяжного устройства равно P, то, согласно (2.11) максимальное его натяжение на трассе

$$T_{max} = P + q_k h_{max}, \quad (2.12)$$

где h_{max} – разность высот натяжного груза натяжного устройства и самой высокой точки трассы подвесной системы (для конвейера RopeCon® обычно не превышает 700м).

При выборе необходимого диаметра каната исходят из того, что

$T_{\text{р}} \geq T_{max}$,

где $T_{\text{р}}$ – расчётное допустимое натяжение данного каната диаметром $d_{\text{к}}$ и погонным весом $q_{\text{к}}$, с учетом нормативного запаса прочности (обычно принимают $T_{\text{р}}$= 0,6 $T_{\text{разр}}$, где $T_{\text{разр}}$ - разрывное усилие).

Отношение $\lambda_{\text{р}} = {}^{T_{\text{р}}}/_{q_{\text{к}}}$ называется разрывной длиной каната (длина вертикально подвешенного каната, при которой он разрывается под действием собственного веса). Величина $\lambda_{\text{р}}$ изменяется в небольших пределах и зависит только от типа и маркировочной группы стали проволок (основная группа – $1270\,{}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$) [44]. В таблицах 2.1 – 2.5 нами рассчитаны значения $\lambda_{\text{р}}$ для разных типов канатов.

Таблица 2.1. – Значения $\lambda_{\text{р}}$ для закрытого каната с двумя слоями клиновидной и одним слоем Z-образной проволоки по ГОСТ 7676-73

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, $мм^2$	Расчетная масса 100 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие, кН, не менее, для маркировочной группы проволок 1270 ${}^{Н}/_{мм^2}$	$\lambda_р$, км
50,0	1713,8	1469,51	2180	14,8
52,0	1846,2	1582,83	2350	14,9
54,0	1988,1	1704,37	2525	14,9
55,0	2016,3	1728,06	2565	14,8
60,0	2408,7	2063,60	3065	14,9
65,0	2764,0	2367,31	3515	14,9
70,0	3231,84	2767,12	4115	14,9

Таблица 2.2 – Значения $\lambda_р$ для закрытого каната с двумя слоями Z-образной проволоки по ГОСТ 18901-73

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, $мм^2$	Расчетная масса 100м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие, кН, не менее, для маркировочной группы проволок 1270 $Н/мм^2$	$\lambda_р$, км
38,5	1003,01	858,15	1270	14,8
40,5	1089,44	931,89	1385	14,9
42,5	1213,89	1038,40	1540	14,8
45,0	1336,46	1142,72	1700	14,9
47,0	1478,89	1264,56	1880	14,9
51,0	1711,89	1463,53	2180	14,9
54,0	1950,11	1667,91	2480	14,9

Таблица 2.3 – Значения $\lambda_р$ для закрытого каната с Z-образной проволокой в наружном слое [48]

Диаметр каната, мм	Расчетная масса 100м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие, кН, не менее, для маркировочной группы проволок 1270 $Н/мм^2$	$\lambda_р$, км
42,0	10862	1667	15,3
52,0	16848	2527	15,0
62,0	23850	3548	14,9
66,0	26170	4023	15,4
72,0	32088	4729	14,7
78,0	35950	5543	15,4

Таблица 2.4 – Значения $\lambda_р$ для закрытого каната с омегообразными проволоками [49, 50]

Диаметр каната, мм	Расчетная масса 100м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие, кН, не менее, для маркировочной группы проволок 1270 $^{Н}/_{мм^2}$	$\lambda_р$, км
38,5	8399	1253	14,9
45,0	11683	1743	14,9
60,0	20693	3028	14,6

Таблица 2.5 – Сокращенные технические данные для спиральных канатов по европейским стандартам [51]

Диаметр каната, мм	Минимальная разрывная прочность, кН	Расчетная несущая способность, кН	Площадь A поперечного сечения, мм^2	Масса, кг/пог.м	$\lambda_р$, км
75	5420	3290	3330	27,3	12,1
80	5910	3580	3670	30,8	11,6
58	6680	4060	4150	34,8	11,7
90	7320	4440	4650	39,0	11,4
95	8160	4950	5190	43,5	11,4
100	9040	5480	5740	48,2	11,4
105	10200	6160	6340	53,1	11,6
110	11200	6760	6950	58,3	11,6
115	12300	7440	7610	63,7	11,7
120	13300	8060	8280	69,4	11,6
125	14500	8780	8980	75,3	11,7
130	15600	9470	9710	81,4	11,6
135	16800	10200	10500	87,8	11,6
140	18200	11000	11300	94,4	11,7
145	19500	11800	12100	102	11,6
150	20800	12600	13000	108	11,7
155	22200	13500	13800	113	11,9
160	23700	14300	14800	121	11,8

Из таблиц 2.1 – 2.5 следует, что величина $\lambda_{\text{р}}$ составляет для наиболее широко применяемых в вантовых системах отечественных и зарубежных канатов 11,4-15,4 км. На этой основе оценим значения составляющих в равенстве (2.12), заменив T_{max} на $T_{\text{р}}$:

$$T_{\text{р}} = P + q_{\text{к}} h_{max},$$

$$\lambda_{\text{р}} q_{\text{к}} = P + q_{\text{к}} h_{max},$$

$$P = q_{\text{к}}\left(\lambda_{\text{р}} - h_{max}\right). \qquad (2.13)$$

Поскольку отношение $h_{max}/\lambda_{\text{р}}$ не превышает нескольких процентов, натяжение канатов T изменяется вдоль трассы медленно и незначительно.

Величина P определяется допустимым максимальным провесом в первом от натяжной станции пролете. При малых допустимых стрелах провеса углы α_A и α_B (см. рис. 2.4) малы, и изменяющийся от $(\beta_0 - \alpha_B)$ до $(\beta_0 + \alpha_A)$ угол β можно заменить на его среднюю величину, равную β_0. Тогда в первом уравнении системы (2.9) получаем:

$$KT \approx q_k cos\beta_0 + q_N. \qquad (2.14)$$

Заменяя при этом текущее значение T в одном пролете каната между опорными вышками на среднее $T_{\text{ср}} = \frac{1}{2}(T_A + T_B)$ (как делают при расчётах подвесных канатных дорог [44]) и имея в виду оценки, сделанные в уравнении (2.13), можем считать в уравнении (2.14) и кривизну $K \approx const$. При этом отрезок каната AB можно приближенно считать дугой окружности с радиусом:

$$R = \frac{T_{\text{ср}}}{q_{\text{к}} cos\beta_0 + q_N} = const. \qquad (2.15)$$

Это положение позволяет решить проблему, обозначенную при анализе условия прилегания канатов к кронштейнам опорных рам (2.3).

2.1.2 Метод оценки точности геометрических параметров полученной модели постоянной кривизны

Заметим, что при $q_N \gg q_к$ модель нити постоянной кривизны, полученная выше, становится абсолютно точной.

Оценим разницу в расчетах по моделям цепной линии, параболической и дуги окружности.

Сравним кривые, соответствующие этим моделям, расположив начало координат в середине пролета и поравняв $h_{AB} = 0$. Примем также, что кривые имеют одинаковый радиус кривизны в точке $x = 0$, $y = 0$, равный 1. Для цепной линии при $y(0) = 0$:

$$y(x) = a\left(ch\frac{x}{a} - 1\right),$$

$$y'(x) = sh\frac{x}{a}, \quad y''(x) = \frac{1}{a}ch\frac{x}{a},$$

А её кривизна будет равна

$$K(x) = \frac{y''}{(1+y'^2)^{3/2}} = \frac{\frac{1}{a}ch\frac{x}{a}}{\left(ch\frac{x}{a}\right)^3},$$

откуда радиус кривизны в точках $x = 0$, $R_0 = a = 1$. Следовательно, это соответствует кривой $y(x) = chx - 1$.

Для параболы $y(x) = \frac{1}{2}bx^2$, очевидно $b = \frac{1}{R_0} = 1$, т. е. нужно вести сравнение с параболой $y(x) = \frac{1}{2}x^2$.

Эти кривые сравним с дугой окружности радиусом $R = 1$. Проведем секущую горизонтальную линию на высоте f (хорду), такую, чтобы её длина была равна 1, т. е. она будет пересекать кривую провеса каната в точках $x = -0{,}5$ и $x = +0{,}5$, и при этом высота хорды будет равна:

- для цепной линии $f = ch0{,}5 - 1 \approx 0{,}128$;
- для параболы $f = \frac{1}{2}(0{,}5)^2 = 0{,}125$;
- для дуги окружности $f = 1 - \sqrt{1 - (0{,}5)^2} \approx 0{,}134$.

Как видно отсюда, при одинаковой кривизне в средней (самой низкой точке) и при длине пролета l, равной единице, три сравниваемые кривые имеют практически одинаковую стрелу прогиба. И это при довольно большой относительной стреле прогиба $\left(\frac{f}{l} \approx 0{,}13\right)$. При этом углы $\alpha_A = \alpha_B$ (см. рис. 2.7) составляют:

- для цепной линии $\alpha = arctg(sh0{,}5) = arctg(0{,}521) \approx 27{,}5°$;

- для параболы $\alpha = arctg0{,}5 = 25°$;

- для дуги окружности $\alpha = 30°$.

Как видно, различие между кривыми относительно невелико даже при довольно больших углах в точках подвеса.

Таким образом, можно с достаточно высокой точностью использовать удобную для расчета вантовой системы ПКК модель провеса канатов, как гибкой нити постоянной кривизны.

Определим параметры этой кривой, по аналогии с цепной линей и параболой. Основные геометрические параметры приведены на рис. 2.5. Максимальная стрела прогиба $f_{max} = DE$:

$$f_{max} = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} = R - \sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4cos^2\beta_0}} = R - \sqrt{R^2 - \frac{1}{4}(l^2 + h^2)}, \quad (2.16)$$

где $L = {}^{l}/_{cos\beta_0}$ – длина хорды *AB*.

При небольших стрелах провеса второй член под корнем квадратным мал, по сравнению с первым и тогда

$$\sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4cos^2\beta_0}} = R\sqrt{1 - \frac{l^2}{4R^2cos^2\beta_0}} \approx R\left(1 - \frac{l^2}{8R^2cos^2\beta_0}\right).$$

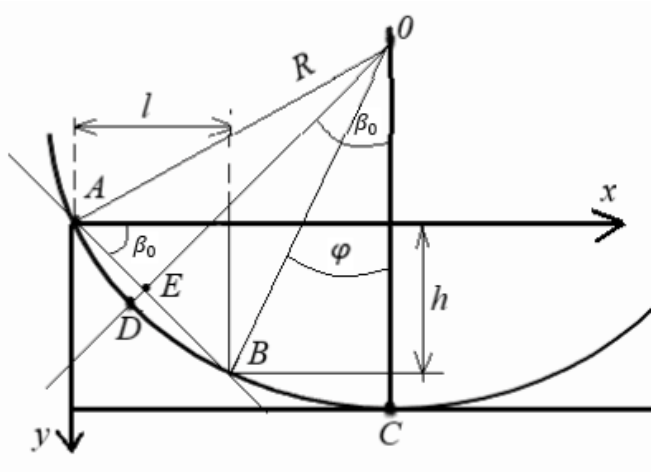

Рисунок 2.5 – Модель провеса канатов между опорными вышками как гибкой нити постоянной кривизны.

При этом

$$f_{max} \approx \frac{l^2}{8Rcos^2\beta_0}. \tag{2.17}$$

Определим максимальный провес каната по правилу, используемому при проектировании других подвесных систем [44], т. е. как расстояние по вертикали от точки E (см. рис. 2.5) до кривой провеса. Для этого необходимо записать уравнение дуги окружности AB в системе координат $x-y$. Заметим, что ни для каких других целей это довольно сложное уравнение использовать не нужно. Поскольку центр окружности смещен из центра координат $x-y$ в точку 0 (см. рис. 2.5), то уравнение окружности имеет вид:

$$(x-\Delta x)^2+(y-\Delta y)^2=R^2, \tag{1.18}$$

где смещения Δx и Δy определяются следующим образом:

$$\Delta x = OE\sin\beta_0+\frac{l}{2}=\sqrt{R^2-\frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}}\times\sin\beta_0+\frac{l}{2};$$

$$\Delta y=-\sqrt{R^2-\frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}}\times\cos\beta_0+\frac{l}{2}\mathrm{tg}\beta_0.$$

Подставляя эти выражения в уравнение (2.18), получим:

$$y=\left(-\sqrt{R^2-\frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}}\times\cos\beta_0+\frac{l}{2}\mathrm{tg}\beta_0\right)\pm$$

$$\pm\left[R^2-\left(x-\sqrt{R^2-\frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}}\times\sin\beta_0+\frac{l}{2}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}. \qquad (2.19)$$

Поскольку при выбранной системе координат $x \geq 0$, $R \geq y \geq 0$, в формуле (2.19) выбираем знак «+». Определим вертикальную стрелу провеса при $x = {}^{l}/_{2}$. При этом:

$$f_{bmax} = y\left(\frac{l}{2}\right)-\frac{l}{2}tg\beta_0 =$$

$$=-\sqrt{\left(R^2-\frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}\right)\cos^2\beta_0}+\sqrt{R^2-sin^2\beta_0\left(R^2-\frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}\right)}\approx$$

$$\approx\frac{l^2}{8R\cos^3\beta_0}=\frac{f_{max}}{\cos\beta_0}, \qquad (2.20)$$

Что и следовало ожидать. Здесь мы использовали приближенные значения корней квадратных при малых стрелах провеса.

2.2 Метод определения распределений натяжений в несущих и направляющих канатов вантовой системы с учетом устойчивости их работы

2.2.1 Метод определения нагрузок, действующих на канаты, и принципы их определения

Одним из основных принципов проектирования подвесной системы ПКК, а следовательно, и определения провесов, массы канатов и допустимых нагрузок, действующих на канаты, является условие надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам (рис. 2.6), которое можно сформулировать по аналогии с условием прилегания канатов к башмакам опорных вышек на вогнутом участке трассы подвесной канатной дороги [44].

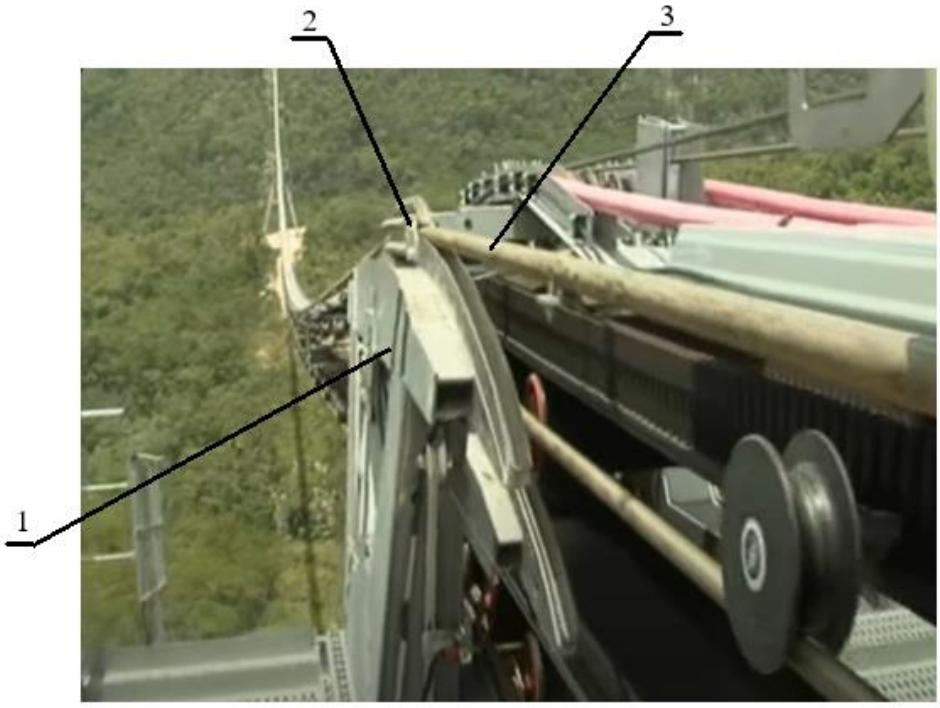

Рис. 2.6 – Прилегание несущих канатов к башмакам опорных вышек: 1 – опорная вышка; 2 – башмак; 3 – несущий канат

Надежность прилегания должна быть обеспечена при действии климатических и иных факторов, характерных для нашей страны (ветер, снеговая нагрузка, обледенение и т. п.), а также при поперечных колебаниях вантовой системы, которые с этой целью исследовались экспериментально [44]. При разработке правил устройства первых советских подвесных канатных дорог были установлены нормы надежности для условий нашей страны, характеризуемые единым комплексным показателем - коэффициентом надежности прилегания канатов. Кроме того, существует ограничение на максимально допустимый относительный провес всей вантовой системы, обеспечивающий её достаточную поперечную жесткость [52]. Такой подход и рекомендации по выбору указанного коэффициента изложены также в Федеральных нормах и правилах в области промышленной безопасности: "Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог" (утверждены приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 3 декабря 2020 г. N 487).

При определении нагрузок на канаты вантовой системы будем иметь в виду, что второе уравнение системы (2.9) служит лишь для определения добавки к натяжению T в зависимости от высоты h. В правую часть этого уравнения для всех канатов входит их погонный вес, а для несущего каната – еще и вес опорных рам. Этот вес также является по направлению строго вертикальной нагрузкой и его погонная величина, как показано ниже, не зависит от шага подвески опорных рам.

Определим эту величину. Необходимое поперечное сечение стержня опорной рамы (можно считать, что для унификации все стержни в раме имеют одинаковое сечение) определяется нагрузкой на него:

$$F_c \times {[\sigma]}/{n_з} = q_{NH} l_{op}, \tag{2.21}$$

где F_c – площадь поперченного сечения стержня (обычно в форме уголка);

$[\sigma]$ – предел прочности материала стержня;

$n_з$ – нормативный коэффициент запаса прочности;

q_{NH} – нормальная нагрузка на 1 несущий канат, передаваемая через опорные рамы со стороны направляющих канатов;

l_{op} – шаг подвески опорных рам.

При определении веса опорной рамы будем исходить из практики проектирования, когда суммарная длина вертикальных и горизонтальных стержней в ней равна примерно $10B_л$, где $B_л$ – ширина ленты конвейера. Вес одной рамы, приходящийся на 1 несущий канат:

$$G_{op} = 5B_л \times F_c \times \rho_м \times g, \tag{2.22}$$

или с учетом (2.21)

$$G_{op} = 5B_л \frac{q_{NH} \times n_з}{[\sigma]} \times \rho_м \times g \times l_{op}, \tag{2.23}$$

где $\rho_м$ – плотность материала рамы;

g – ускорение свободного падения.

Погонная нагрузка на 1 канат от веса опорных рам:

$$q_{op} \approx \frac{G_{op}}{l_{op}} = 5B_л \frac{q_{NH} \times n_з}{[\sigma]} \times \rho_м \times g. \tag{2.24}$$

При наличии укрытия конвейера 9 (рис. 2.7) к погонной нагрузке от веса рам необходимо добавить половину погонного веса укрытия. Для простоты будем полагать в дальнейшем, что нагрузка от опорных рам учитывает вес укрытия.

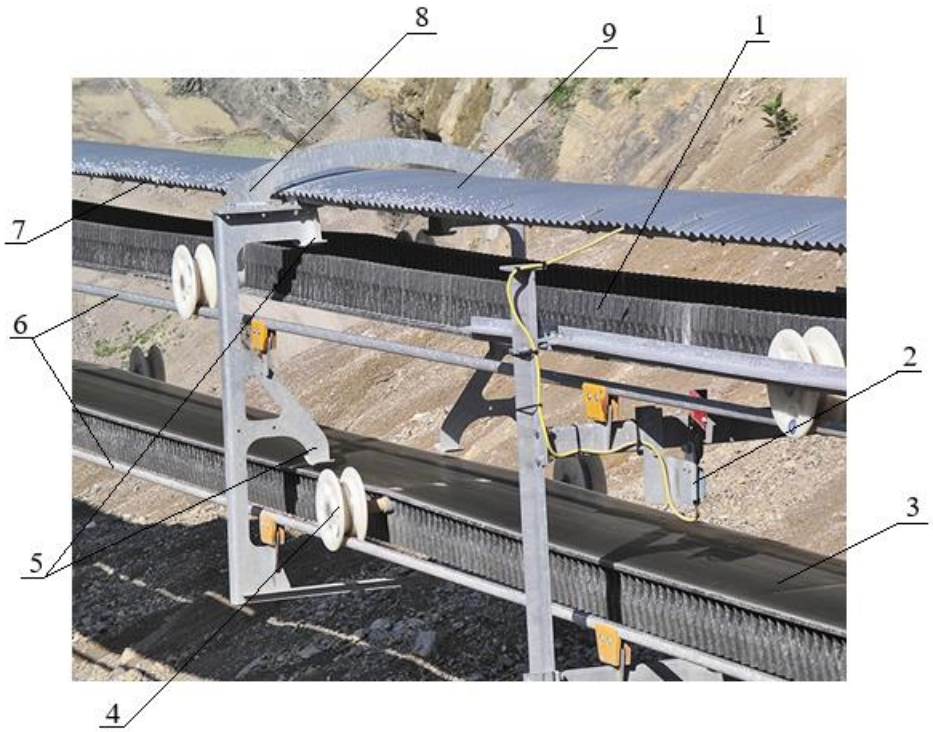

Рис. 2.7 – Конструкция линейного става ленточного конвейера типа RopeCon®: 1 – конвейерная лента с гофрированными бортами грузовой ветви; 2 – датчики натяжения канатов; 3 – конвейерная лента с гофрированными бортами порожней ветви; 4 – ходовые ролики с осями; 5 – полки, ограничивающие вертикальное перемещение ленты при ветровой нагрузке; 6 – направляющие армированные стальные канаты; 7 – несущие армированные стальные канаты; 8 – опорная рама; 9 – защитное укрытие [1]

Первое уравнение системы (2.9) служит для определения радиуса провеса R (и соответствующей ему стрелы провеса) при заданном натяжении и действующей нагрузке. Рассмотрим правую часть уравнения.

На направляющие канаты действует нагрузка от грузовой и порожняковой ветвей конвейера, причем действует только нормальная её составляющая. При этом касательная составляющая воспринимается лентой и приводом конвейера. Поэтому, если погонный вес ленты равен $q_л$, погонный

вес груза на ленте - $q_г$, погонный вес ходовых катков с осями и креплениями - $q_{ок}$ ($q_{ок} = \frac{G_{ок}}{l_{ок}}$, где $G_{ок}$ – вес одной колесной пары, $l_{ок}$ – шаг между ходовыми катками), погонный вес каната - $q_к$, то на один направляющий канат порожняковой ветви будет действовать нормальная нагрузка:

$$\left[q_{КП} + \frac{1}{2}(q_л + q_{ок})\right] \times (1 - k_{оп}) \times \cos\beta\,, \qquad (2.25)$$

- на один направляющий канат грузовой ветви:

$$\left[q_{КГ} + \frac{1}{2}(q_г + q_л + q_{ок})\right] \times (1 - k_{ог}), \qquad (2.26)$$

где $k_{оп}$ и $k_{ог}$ – коэффициенты, отражающие долю нагрузки, передаваемую через опорные рамы на несущий канат.

На несущий канат действует, во - первых, нагрузка от веса каната $q_{КН}$ с учетом добавки от веса опорных рам, которая пропорциональна составляющим нагрузкам из уравнений (2.25) и (2.26), но с коэффициентами $k_{оп}$ и $k_{ог}$. При этом коэффициент пропорциональности задается формулой (2.24) и равен $5B_л\frac{n_з}{[6]} \times \rho_м \times g$. При $B_л = 0{,}8$, $n_з = 1{,}5$, $[6] = 1{,}27 \cdot 10^9$Па , $\rho = 7800\,\frac{кг}{м^3}$, $g = 9{,}81\,{}^{м}/_{с^2}$ этот коэффициент будет равен 0,00036, т. е. ничтожно мал. Поэтому в дальнейшем нецелесообразно в расчетах учитывать вес опорных рам. Таким образом, на несущий канат действует нормальная нагрузка:

$$\left\{q_{КН} + \left[q_{КП} + \frac{1}{2}(q_л + q_{ок})\right]k_{оп} + \left[q_{КГ} + \frac{1}{2}(q_г + q_л + q_{ок})\right]k_{ог}\right\} \times \cos\beta\,. \qquad (2.27)$$

Для дальнейшего анализа необходимо задаться длиной пролетов канатов между опорными вышками и между опорными рамами внутри этих пролетов. При их определении будем руководствоваться общими принципами, которые используются при проектировании подвесных канатных дорог [44]:

- натяжное устройство обычно ставится в нижней точке трассы и создает постоянное предварительное натяжение *P* (рис. 2.8, а);

- на трассе имеются вогнутые (рис. 2.8, б, в), выпуклые участки (рис. 2.8, г) и ровные участки - на которых регламентируются допустимые углы перегиба каната на опорных вышках по величинам хорд на соседних пролетах;

- на вогнутых участках трассы (рис. 2.8, д) важно обеспечить надежное прилегание канатов к опорным башмакам располагаемых на опорных вышках; для этого вершины вышек расставляют вдоль условной кривой, так называемой «перенапряженной» линией провеса, и эта линия описывается такой - же формулой, с помощью которой описывают провес каната в пролетах между опорами (у нас должна быть дуга окружности). При этом провес кривой меньше и определяется натяжением каната на этом участке трассы, умноженным на некоторый повышающий коэффициент. Получается, что канат сначала, как бы натягивают с повышенным натяжением, затем под него подставляют опоры, после чего натяжение каната снижают до нормального. При этом обеспечивается одинаковый коэффициент надежности прилегания канатов к башмакам на всех опорах. Используя этот принцип, мы можем его распространить для обеспечения надежности прилегания направляющих канатов к опорным рамам, с некоторой его модификацией;

- на выпуклых участках трассы (рис. 2.8, е) главным требованием является не превышение допустимого угла перегиба δ между хордами соседних пролетов.

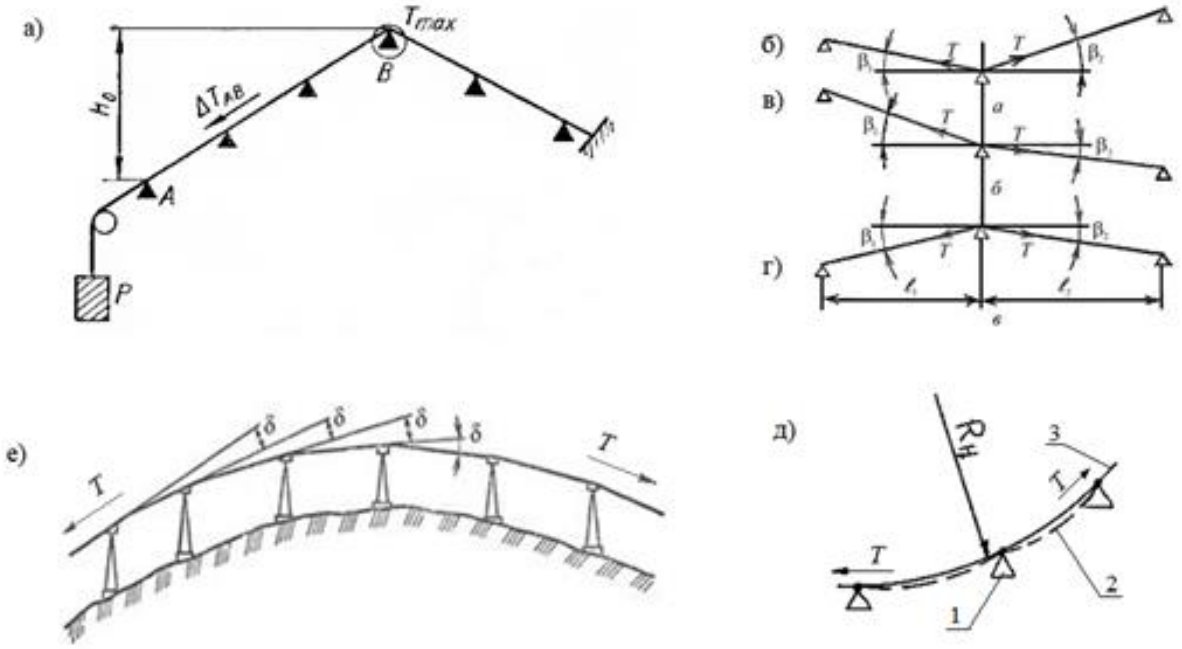

Рисунок 2.8 – Общие принципы проектирования подвесных систем: 1 – опорная вышка; 2 – кривая провеса каната между опорными вышками; 3 – условная кривая трассы – «перенапряженная» линия провеса [44].

Нужно иметь в виду еще одно обстоятельство, которое может ограничивать возможности выбора рациональных параметров подвесной системы – постоянство для одного типа канатов определяемое из отношения $\lambda_p = {T_p}/{q_к}$.

Подставим выражение для радиуса кривизны (2.15) в формулу для определения стрелы провеса (2.20), получим:

$$f_{вmax} = \frac{l^2 q_к}{8T cos^2 \beta_0}. \quad (2.28)$$

Оценим наибольшую возможную величину $f_{вmax}$ с учетом того, что согласно (2.13): $T_{min} = P = q_к(\lambda_p - h_{max})$, и что хорда пролета между опорами $L = {l}/{cos\beta_0}$. Тогда из уравнения (2.28) получим для каната любого типоразмера:

$$\nu = \frac{f_{вmax}}{L} = \frac{L}{8(\lambda_p - h_{max})}, \quad (2.29)$$

при этом величина ν будет пропорциональна длине хорды пролета. Это учитывают при проектировании подвесных канатных дорог, задавая значения углов δ (см. рис. 2.8, е) больше - для более больших пролетов.

Оценим эту величину, приняв $\lambda_p = 12000\,м$, максимальную высоту подъема трассы конвейера $h_{max} = 600\,м$, длину хорды пролета $L = 1500\,м$. Получим $\nu = 0{,}016$ (т. е. 1/61) – совершенно ничтожный провес. При этом необходимо учитывать то, что, на канаты вантовой системы действуют и другие нагрузки, способные в несколько раз увеличить величину ν. Очевидно, если величина ν не позволяет обеспечить рациональные значения других параметров вантовой системы, её можно принимать и больше «нормативной», задаваемой формулой (2.29). , Конечно при этом, прочность (разрывное усилие)

каната может использоваться не полностью, однако тогда появляются два регулируемых параметра вантовой системы: T и $q_к$.

Условие надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам сформулируем по аналогии с условием прилегания канатов к башмакам опорных вышек на вогнутом участке трассы [44]. При этом вводится коэффициент надежности прилегания (который принимают равным $1{,}2 \div 1{,}5$):

$$n_H = \frac{N}{V}, \tag{2.30}$$

где N – удерживающая нагрузка (вес каната и другая);

V – поднимающая нагрузка от натяжения канатов (при этом натяжение канатов прикладывается вдоль хорд соседних пролетов).

По аналогии применительно к вантовой системе ПКК можно сформулировать условие прилегания канатов к кронштейнам опорных рам на основе схемы, показанной на рис. 2.9, где обозначено: 1 – опорная рама; 2 – кронштейн рамы; 3 – хорда кривой провеса каната; 5 – точки контакта каната с соседней опорной рамой. Через значения $T_{\text{Н}}$, $T_{\text{Гр}}$ и $T_{\text{П}}$ обозначены натяжения, соответственно, несущего каната и направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера.

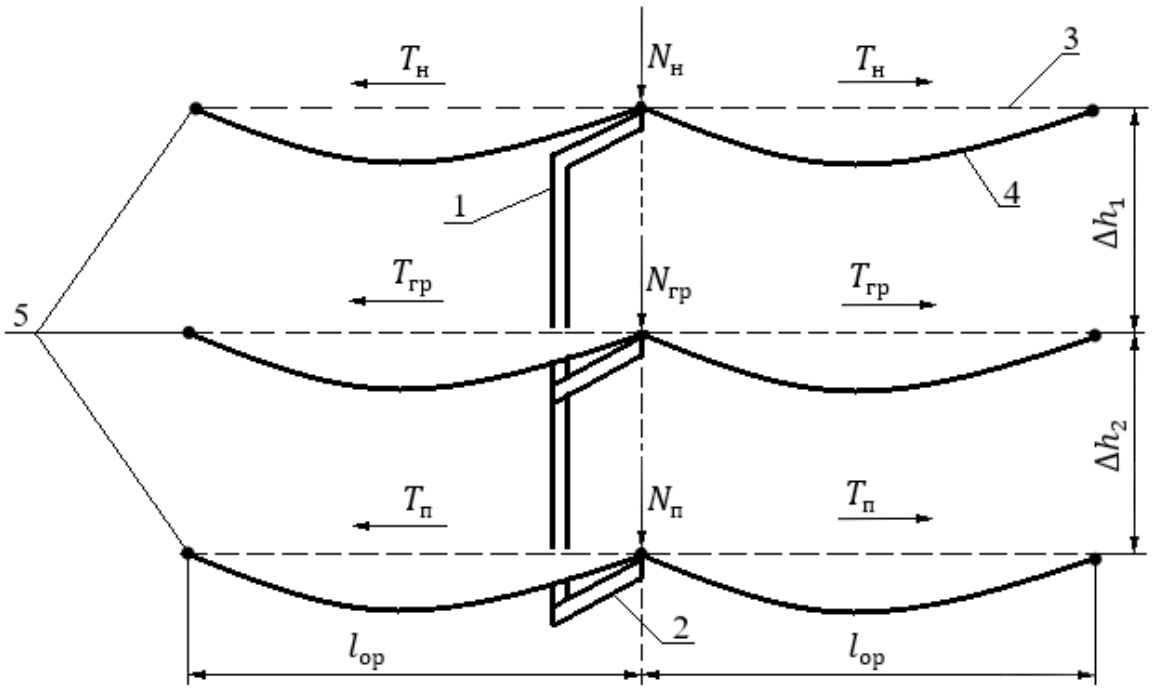

Рисунок 2.9 – Определение надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам

Очевидно, в нашем случае в формуле (2.30) величины N_i равны нагрузкам, взятым по формулам (2.25) или (2.26) при $k_{oг} = 0$ и $k_{on} = 0$, умноженным на длину пролета между опорными рамами l_{op}. Величины V_i в формуле (2.30) при малом соотношении l_{op}/R равны: $V_i = k_i \times T_i \times l_{op}$

Отсюда получаем, что

$$(1 - k_{on}) = \frac{1}{n_H}, \quad (1 - k_{oг}) = \frac{1}{n_H}. \tag{2.31}$$

Тогда при рекомендуемом $n_H \geq 1{,}2$ [43 по госту], $k_{on} = k_{oг} = k_0 \approx 0{,}167$.

При ориентировочных проектных расчетах рекомендуется принимать $n_H = 1{,}3 \div 1{,}5$ [44]. Это соответствует значениям $k_0 = 0{,}23 \div 0{,}33$.

Таким образом, нами определены эквивалентные по уровню надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам рекомендуемые значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты, обеспечивающие условия надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам, зависящие от веса грузовой и порожней ветвей конвейера, перепада высот трассы конвейера и радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками, что подтверждает первое выносимое научное положение, выносимое на защиту.

2.2.2 Метод определения распределений натяжений между канатами вантовой системы

Запишем первое уравнение вида (2.8) применительно к трем канатам – несущему, направляющему грузовой ветви и направляющему порожней ветви конвейера, с учетом выражений для нагрузки (2.25), (2.26) и (2.27). Поскольку высота опорных рам канатного става конвейера весьма мала по сравнению с

радиусом кривых прогиба на них канатов, считаем этот радиус одинаковым для всех канатов (как и кривизну их K). При этом система уравнений имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} KT_н = \left\{q_{КН} + \left[q_{КП} + \frac{1}{2}(q_л + q_{ок})\right]k_0 + \left[q_{КГ} + \frac{1}{2}(q_г + q_л + q_{ок})\right]k_0\right\} \times \cos\beta_0, \\ KT_{гр} = \left[q_{КГ} + \frac{1}{2}(q_г + q_л + q_{ок})\right] \times (1 - k_0) \times \cos\beta_0, \\ KT_П = \left[q_{КП} + \frac{1}{2}(q_л + q_{ок})\right] \times (1 - k_0) \times \cos\beta_0 \end{aligned}\right\}. \quad (2.32)$$

Далее считаем, что рассчитываются натяжения канатов, близкие к минимальным по длине трассы, т. е. $T_н \approx P_н$, $T_{гр} \approx P_{гр}$, $T_п \approx P_п$, где $P_н$, $P_{гр}$ и $P_п$ – вес натяжных грузов, соответственно для натяжения двух несущих канатов и направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера. При этом разрывное усилие канатов, возможно используется не полностью (как указано выше, это условие может быть невыполнимым), а только с коэффициентом использования $C_н$, $C_{гр}$ и $C_п$, соответственно (все эти коэффициенты не превосходят единицы и подлежат дальнейшему обоснованию). Тогда по аналогии с (2.12) и (2.13):

$$\left.\begin{aligned} T_н = q_{КН}(\lambda_р \times C_н - h_{max}), \\ T_{гр} = q_{КГ}(\lambda_р \times C_{гр} - h_{max}), \\ T_п = q_{КП}(\lambda_р \times C_п - h_{max}). \end{aligned}\right\}. \quad (2.33)$$

Здесь принято, что все канаты относятся к одной марке, хотя и имеют различные диаметры, т. е. имеют одинаковую разрывную дину $\lambda_р$.

Решение системы шести уравнений (2.32) и (2.33) дает необходимое распределение натяжений канатов и их погонные массы при заданной нагрузке от веса ветвей конвейера и перепаде его высот, а также от радиуса кривизны провеса каната в пролетах. При этом задача сводится, в конечном счете к определению оптимальных значений коэффициентов использования разрывной прочности канатов (при равной $\lambda_р$ – к коэффициенту использования их стоимости, т.к. стоимость 1 т. каната в одной марке примерно одинакова для всех диаметров) и коэффициентов $k_{ог}$ и $k_{оп}$ [53]. При этом необходимо

задаваться соотношением массы ветвей конвейера с массой канатов, которое определяется либо методом последовательных приближений, либо оценивается по данным практики проектирования. В любом случае это задача, должна решаться численными математическими методами. При решении этой задачи необходимо учитывать ограничения на стрелу провеса канатов в пролете между опорными конструкциями.

Так, например, ЦНИИСК им. Кучеренко считает, что для обеспечения необходимой поперечной жесткости вантовой системы величина f_{max} должна быть в диапазоне $\frac{1}{8} \div \frac{1}{12}$.

С учетом этого, из уравнения (2.18) получаем $R \geq (1{,}0 - 1{,}5)L$. Согласно работе [44], угол максимального подъема каната α в пролете между опорами должен быть не более $(0{,}08 \div 0{,}20)$ радиан, однако при очень больших пролетах его может доходить до 0,30. Эти требования получаются из долговечности канатов, поэтому с учетом этого из уравнения (2.18) следует:

$$\frac{f_{max}}{L} \leq \frac{\alpha}{4}.$$

Дополнительные ограничения накладывают также: принятая длина пролета между опорными рамами; шаг установки ходовых роликов конвейера, которые также необходимо отдельно обосновывать. Задачи оптимизации параметров вантовой системы и шага опорных роликов будут решаются в следующей главе.

Всё вышесказанное подтверждает, что на основании разработанной математической модели определены закономерности распределения величин натяжений между несущими и направляющими канатами вантовой системы става в зависимости от их погонных масс при заданной нагрузке.

Выводы по главе 2

1. Висячая система подвесного канатного конвейера представляет собой вантовую трехпоясную систему. В то же время эта система имеет сходные черты с системой канатов подвесных канатных дорог. Поэтому в главе

представлен разработанный метод теории расчета висячей системы подвесного канатного конвейера с учетом основных положений расчета, как вантовых систем, так и подвесных канатных дорог.

2. На основе рассмотренных вариантов моделей провеса канатов висячих систем, предложена модель провеса канатов – модель тяжелой гибкой нити постоянной кривизны, удовлетворяющая условиям равномерного прилегания всех канатов к кронштейнам связывающих их опорных рам (вантов).

3. Предложен метод определения нагрузок, действующих на канаты вантовой системы. В частности, по аналогии с расчетом подвесных канатных дорог, применительно к вантовой системе ПКК сформулировано условие надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам. Определены эквивалентные по уровню надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам рекомендуемые значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты.

4. Получена система уравнений, решение которой дает необходимое распределение натяжений канатов и их погонные масс при заданной нагрузке от веса ветвей конвейера, перепаде высот конвейера и радиусе кривизны провеса каната в пролетах.

5. Задача оптимизации параметров вантовой системы и шага опорных катков конвейера сводится к определению оптимальных значений коэффициентов использования разрывной прочности канатов, а также коэффициентов передачи нагрузок от направляющих канатов на несущие. Эта задача должна решаться численными математическими методами, с учётом ограничения на стрелу провеса канатов в пролете между опорными вышками для обеспечения необходимой поперечной жесткости вантовой системы и требования обеспечения долговечности канатов. Дополнительные ограничения на вантовую систему става конвейера накладывает выбор оптимальной длины пролета между опорными рамами, и шаг установи ходовых роликов конвейера, которые также необходимо отдельно обосновать.

Глава 3. Обоснование эксплуатационных параметров вантовой системы подвесного канатного конвейера

3.1. Условия реализации минимального погонного веса и натяжения канатов вантовой системы

Основными эксплуатационными параметрами вантовой системы подвесного канатного конвейера являются погонный вес несущих и направляющих канатов вантовой системы (а следовательно и их диаметры) и необходимые натяжения всех этих канатов, а также расстояние между опорными рамами, играющими роль вантов в этой системе.

Как было выявлено раньше, необходимое натяжение канатов вантовой системы в значительной степени зависит от их погонного веса. В то же время, максимально возможное натяжение канатов прямо пропорционально их погонному весу [54]. Получается логически замкнутый круг рассуждений, который может говорить об ограниченных возможностях вантовой системы данного типа. Ранее этот факт разрешался допущением регулировки связи между параметрами «натяжение - погонный вес - натяжение» с помощью коэффициентов использования натяжения канатов $C_{\text{н}}$, $C_{\text{гр}}$ и $C_{\text{п}}$, поскольку их разрывное усилие возможно используется не полностью. Кроме того, соотношение натяжения и погонного веса канатов во многом определяют и коэффициенты надежности прилегания канатов соответственно порожняковой и грузовой ветвей конвейера – $К_1$ и $К_2$, которые будем считать различными [54]. Все перечисленные пять коэффициентов подлежат дальнейшему обоснованию. В качестве первого критерия для выбора этих коэффициентов примем минимальный погонный вес всех канатов, т.к. стоимость 1 т. каната одной марке примерно одинакова для всех имеющихся диаметров (большинство фирм продают канаты на вес).

Во-вторых принимаем, что все канаты относятся к одной марке (хотя и имеют различные диаметры), т. е. имеют одинаковую разрывную длину $\lambda_{\text{р}}$.

Решение системы шести уравнений (2.32) и (2.33) дает необходимое распределение натяжений канатов и их погонные веса при заданной нагрузке от веса ветвей конвейера и перепаде высот его трассы, а также от радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками. При этом, в конечном счете, задача сводится к определению оптимальных значений коэффициентов использования разрывной прочности канатов (при равной $\lambda_{\text{р}}$ – к коэффициенту использования их стоимости) и коэффициентов $k_{\text{ог}}$ и $k_{\text{оп}}$, которые отражают долю нагрузки, передаваемую через опорные рамы, соответственно на несущие канаты грузовой и порожней ветвей (см. главу 2).

Обозначим $k_1 = k_{\text{оп}} = 1 - \frac{1}{\text{К}_1}, k_2 = k_{\text{ог}} = 1 - \frac{1}{\text{К}_2}$,

Далее обозначим через $\text{С}_{\text{гр}}$, $\text{С}_{\text{п}}$, $\text{С}_{\text{н}}$ коэффициенты использования разрывной длины канатов - соответственно грузовой, порожняковой ветви конвейера и несущего каната. По физическому смыслу все эти коэффициенты не могут быть больше единицы.

Подставим уравнения из системы (2.33) в соответствующие уравнения системы (2.32):

$$\left.\begin{aligned} Kq_{KH}\left(\lambda_p \times C_н - h_{max}\right) &= q_{KH} \times \cos\beta_0 + Kq_{KП}\left(\lambda_p \times C_п - h_{max}\right)K_1 k_1 + \\ &+ Kq_{KГ}\left(\lambda_p \times C_{гр} - h_{max}\right)K_2 k_2 \\ Kq_{KГ}\left(\lambda_p \times C_{гр} - h_{max}\right)K_2 &= \left[q_{KГ} + \frac{1}{2}\left(q_г + q_л + q_{\text{р}}\right)\right] \times \cos\beta_0\,, \\ Kq_{KП}\left(\lambda_p \times C_п - h_{max}\right)K_1 &= \left[q_{KП} + \frac{1}{2}\left(q_л + q_{\text{р}}\right)\right] \times \cos\beta_0 \end{aligned}\right\}, \tag{3.1}$$

$$\left.\begin{aligned} T_{\text{н}} &= q_{\text{КН}}\left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{н}} - h_{max}\right), \\ T_{\text{гр}} &= q_{\text{КГ}}\left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{гр}} - h_{max}\right), \\ T_{\text{п}} &= q_{\text{КП}}\left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{п}} - h_{max}\right). \end{aligned}\right\}. \tag{3.2}$$

Поскольку ранее были приведены минимальные значения натяжений, которые в дальнейшем, при анализе различных режимов работы вантовой

системы мы будем считать фиксированными, во избежание путаницы обозначим их, как постоянные веса соответствующих натяжных грузов:

$$\left.\begin{aligned} T_{\text{н}} &= q_{\text{КН}}\left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{н}} - h_{max}\right) = \text{P}_0 = const, \\ T_{\text{гр}} &= q_{\text{КГ}}\left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{гр}} - h_{max}\right) = \text{P}_2 = const, \\ T_{\text{п}} &= q_{\text{КП}}\left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{п}} - h_{max}\right) = \text{P}_1 = const. \end{aligned}\right\}. \quad (3.3)$$

Далее, для удобства вычислений примем обозначения:

$$\left.\begin{aligned} \left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{н}} - h_{max}\right) &= \lambda_0, \\ \left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{гр}} - h_{max}\right) &= \lambda_2, \\ \left(\lambda_{\text{р}} \times C_{\text{п}} - h_{max}\right) &= \lambda_1. \end{aligned}\right. \quad (3.4)$$

$$\left[\frac{1}{2}\left(q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right)\right] = \text{А}, \quad (3.5)$$

$$\left[\frac{1}{2}\left(q_{\text{г}} + q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right)\right] = \text{В}. \quad (3.6)$$

При этом все величины λ_i имеют одно и то же предельное значение:

$$\lambda_0 \leq \left(\lambda_{\text{р}} - h_{max}\right),$$
$$\lambda_2 \leq \left(\lambda_{\text{р}} - h_{max}\right),$$
$$\lambda_1 \leq \left(\lambda_{\text{р}} - h_{max}\right).$$

С учётом новых обозначений, принятых в уравнениях (3.4, 3.5, и 3.6), запишем уравнения (3.1) в виде:

$$\left.\begin{aligned} Kq_{\text{КН}}\lambda_0 = q_{\text{КН}} \times \cos\beta_0 + Kq_{\text{КП}}\lambda_1 K_1 k_1 + Kq_{\text{КГ}}\lambda_2 K_2 k_2 \\ Kq_{\text{КГ}}\lambda_2 K_2 = [(q_{\text{КГ}} + \text{В})] \times \cos\beta_0\,, \\ Kq_{\text{КП}}\lambda_1 K_1 = [(q_{\text{КП}} + \text{А})] \times \cos\beta_0 \end{aligned}\right\}. \quad (3.7)$$

После приведения подобных членов в уравнениях (3.7) получим:

$$\left.\begin{aligned} q_{\text{КН}}(K\lambda_0 - \cos\beta_0) = Kq_{\text{КП}}\lambda_1(K_1 - 1) + Kq_{\text{КГ}}\lambda_2(K_2 - 1) \\ q_{\text{КГ}}(K\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0) = B\cos\beta_0\,, \\ q_{\text{КП}}(K\lambda_1 1 - \cos\beta_0) = A\cos\beta_0 \end{aligned}\right\}. \quad (3.8)$$

Выполняя подстановку второго и третьего уравнений в первое уравнение, мы получаем три независимых уравнения для веса несущих канатов грузовой и порожняковых ветвей конвейера:

$$q_{\text{КН}} = \frac{1}{(\text{К}\lambda_0 - \cos\beta_0)}\left[\frac{K\lambda_1}{(\text{К}\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0)}\text{A}\cos\beta_0\,(K_1 - 1)\right] + \\ + \frac{1}{(\text{К}\lambda_0 - \cos\beta_0)}\left[\frac{K\lambda_2}{(\text{К}\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0)}\text{B}\cos\beta_0\,(K_2 - 1)\right]; \\ q_{\text{КГ}} = \frac{1}{(\text{К}\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0)}\text{B}\cos\beta_0\,; \\ q_{\text{КП}} = \frac{1}{(\text{К}\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0)}\text{A}\cos\beta_0\,. \tag{3.9}$$

При этом должны соблюдаться условия:

$(\text{К}\lambda_0 - \cos\beta_0) > 0,$

$(\text{К}\lambda_1\text{К}_1 - \cos\beta_0) > 0,$

$(\text{К}\lambda_2\text{К}_2 - \cos\beta_0) > 0.$

Перепишем первое уравнение (3.9) в виде:

$$q_{\text{КН}} = \frac{K\lambda_1(\text{К}_1-1)}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)}\left[\frac{1}{(\text{К}\lambda_1\text{К}_1-\cos\beta_0)}\text{A}\cos\beta_0\right] + \frac{K\lambda_2(\text{К}_2-1)}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)}\left[\frac{1}{(\text{К}\lambda_2\text{К}_2-\cos\beta_0)}\text{B}\cos\beta_0\right].$$

Тогда суммарный погонный вес канатов можно записать в виде:

$$q_\Sigma = (q_{\text{КН}} + q_{\text{КП}} + q_{\text{КГ}}) = \left[\frac{K\lambda_1(\text{К}_1-1)}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)} + 1\right]\left[\frac{1}{(\text{К}\lambda_1\text{К}_1-\cos\beta_0)}\text{A}\cos\beta_0\right] + \\ \left[\frac{K\lambda_2(\text{К}_2-1)}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)} +\right]\left[\frac{1}{(\text{К}\lambda_2\text{К}_2-\cos\beta_0)}\text{B}\cos\beta_0\right].$$

После упрощения равенства получаем:

$$q_\Sigma = \left[\frac{K\lambda_1\text{К}_1-K\lambda_1+\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)}\right]\left[\frac{1}{(\text{К}\lambda_1\text{К}_1-\cos\beta_0)}\text{A}\cos\beta_0\right] + \\ \left[\frac{K\lambda_2\text{К}_2-K\lambda_2+\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)}\right]\left[\frac{1}{(\text{К}\lambda_2\text{К}_2-\cos\beta_0)}\text{B}\cos\beta_0\right] = \\ = \frac{\text{A}\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)}\left[\frac{K(\lambda_0-\lambda_1)}{(\text{К}\lambda_1\text{К}_1-\cos\beta_0)} + 1\right] + \frac{\text{B}\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0-\cos\beta_0)}\left[\frac{K(\lambda_0-\lambda_2)}{(\text{К}\lambda_2\text{К}_2-\cos\beta_0)} + 1\right]$$

(3.10)

В уравнении (3.10) введём следующие обозначения: $\text{К}\lambda_1 = \text{x}$, $\text{К}\lambda_2 = \text{y}$, $\text{К}\lambda_0 = \text{z}$, и вычислим частные производные от q_Σ по x, y, z:

$$\frac{dq_\Sigma}{dx} = \frac{\text{A}\cos\beta_0}{(z-\cos\beta_0)} \times \frac{-zK_1+\cos\beta_0}{(x\text{К}_1-\cos\beta_0)^2};$$

$$\frac{dq_\Sigma}{dy} = \frac{\text{B}\cos\beta_0}{(z-\cos\beta_0)} \times \frac{-zK_2+\cos\beta_0}{(y\text{К}_2-\cos\beta_0)^2};$$

$$\frac{dq_\Sigma}{dz} = \left[\frac{1}{(x\text{К}_1 - \cos\beta_0)}\text{A}\cos\beta_0\right] \times \frac{-x(\text{К}_1 - 1)}{(z - \cos\beta_0)^2} + \left[\frac{1}{(y\text{К}_2 - \cos\beta_0)}\text{B}\cos\beta_0\right] \times \frac{-y(\text{К}_2 - 1)}{(z - \cos\beta_0)^2}.$$

Мы получили все производные, которые при всех значениях параметров x, y, z отрицательные и не могут быть равны нулю, поэтому необходимые условия экстремума не соблюдаются при допустимых значениях переменных, а наименьшее значение суммарного погонного веса канатов q_Σ конвейера имеет место на границе области допустимых значений [54]:

$$\lambda_0 = (\lambda_\text{р} - h_{max}),$$
$$\lambda_2 = (\lambda_\text{р} - h_{max}),$$
$$\lambda_1 = (\lambda_\text{р} - h_{max}).$$

При этом минимальное значение q_Σ не зависит от коэффициентов $k_\text{ог}$ и $k_\text{оп}$, учитывающих распределение нагрузок через опорные рамы вантовой системы конвейера и равно:

$$q_\Sigma = \frac{\text{A}\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0 - \cos\beta_0)} + \frac{\text{B}\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0 - \cos\beta_0)} = \frac{(\text{A} + \text{B})\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0 - \cos\beta_0)}. \qquad (3.11)$$

Отсюда суммарное натяжение канатов вантовой системы одной стороны конвейера:

$$\text{T}_\Sigma = \lambda_0 \frac{(\text{A} + \text{B})\cos\beta_0}{(\text{К}\lambda_0 - \cos\beta_0)}. \qquad (3.11')$$

Эти значения будем считать зафиксированными при заданной величине К=1/R (которую будем в дальнейшем задавать при полностью загруженном конвейере).

Таким образом, суммарный вес канатов вантовой системы конвейера (а значит и их стоимость) прямо пропорционален суммарному весу обеих его ветвей. При этом он зависит только от угла наклона трассы конвейера и принятого провеса канатов в пролёте между опорами.

Следует отметить, что величины коэффициентов К_1 и К_2 должны быть проверены по условиям надежного прилегания несущих канатов к кронштейнам опорных рам, рис. 3.1. Проверка вышеупомянутых

коэффициентов должна быть выполнена для двух случаев: при отсутствии груза на конвейере и при его наличии. Они и определяют распределение полученных ранее суммарного веса и натяжения между несущим и направляющими канатами.

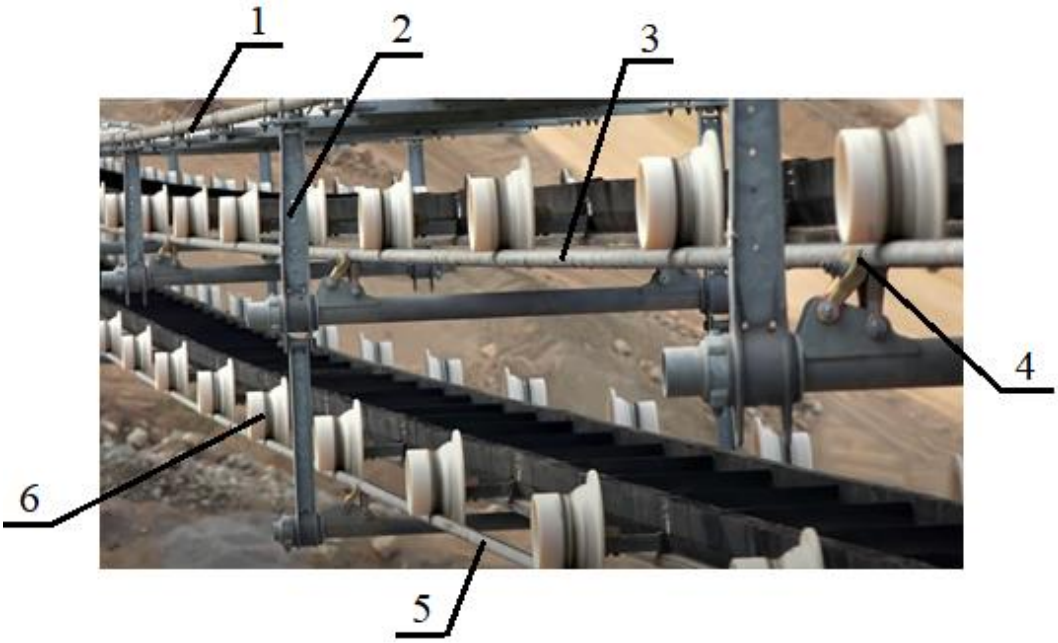

Рисунок 3.1 – Опорная система для несущих канатов подвесного канатного конвейера типа RopeCon®: 1 - несущий канат; 2 – опорная рама; 3 – направляющий канат грузовой ветви; 4 – кронштейн опорной рамы; 5 – направляющий канат порожней ветви; 6 – ходовые ролики

3.2. Определение распределений собственного веса и натяжений между несущими и направляющими канатами

На основании выполненного анализа уравнений (3.9), полагаем, что $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_0$, а также учтём, что радиус кривизны провеса канатов в десятки раз меньше их разрывной длины (оценки этих параметров представлены в главе 2):

$$К\lambda_i К_i \gg \cos\beta_0, \text{ при } i = 0;\ 1;\ 2.$$

Тогда с большой степенью точности можно считать, что:

$$q_{\text{КН}} = \frac{1}{\text{К}\lambda_0}\left[\frac{1}{(\text{К}_1}\text{A}\cos\beta_0\,(\text{К}_1 - 1)\right] + + \frac{1}{\text{К}\lambda_0}\left[\frac{1}{(\text{К}_2}\text{B}\cos\beta_0\,(\text{К}_2 - 1)\right];$$

$$q_{\text{КГ}} = \frac{1}{\text{К}\lambda_0\text{К}_2}\text{B}\cos\beta_0\,; \tag{3.12}$$

$$q_{\text{КП}} = \frac{1}{\text{К}\lambda_0\text{К}_1}\text{A}\cos\beta_0.$$

Или, согласно уравнению (3.3), веса грузов натяжных устройств должны быть равны:

$$\begin{gathered}\text{P}_0 = \frac{1}{\text{К}}\left[\frac{1}{\text{К}_1}\text{A}\cos\beta_0\,(\text{К}_1 - 1)\right] + \\ + \frac{1}{\text{К}}\left[\frac{1}{(\text{К}_2}\text{B}\cos\beta_0\,(\text{К}_2 - 1)\right]; \\ \text{P}_2 = \frac{1}{\text{КК}_2}\text{B}\cos\beta_0\,; \\ \text{P}_1 = \frac{1}{\text{КК}_1}\text{A}\cos\beta_0\,;\end{gathered} \tag{3.13}$$

Заметим, что такое приближение возможно лишь при ненулевой нагрузке на вантовую систему става конвейера.

При этом меньший из коэффициентов К_1 и К_2 должен быть равен или больше нормативного значения коэффициента надежности прилегания канатов к опорным рамам вантовой системы $n_{\text{Н}}$.

Для случая, когда конвейерная лента грузовой ветви порожняя (B=A), при том же весе грузов натяжных устройств, коэффициенты надежности прилегания канатов станут другими, как и кривизна К. Обозначим все эти величины, в режиме отсутствия груза на ленте теми же буквами, как это было написано ранее, но со штрихом: $\text{К}'_1$, $\text{К}'_2$, $\text{К}'$, Тогда для режима отсутствия груза на ленте конвейера из (3.13) получаем для последних двух уравнений:

$$\text{P}_2 = \frac{1}{\text{К}'\text{К}'_2}\text{A}\cos\beta_0 = \frac{1}{\text{КК}_2}\text{B}\cos\beta_0 = const\,, \tag{3.14}$$

$$\text{P}_1 = \frac{1}{\text{К}'\text{К}'_1}\text{A}\cos\beta_0 = \frac{1}{\text{КК}_1}\text{A}\cos\beta_0 = const\,. \tag{3.15}$$

Поделив левые и правые части этих уравнений друг на друга и сократив одинаковые величины, получаем:

$$\frac{К'_1}{К'_2} = \frac{К_1}{К_2}\,\frac{В}{А}. \qquad (3.16)$$

В качестве третьего уравнения для простоты выражений возьмем уравнение (3.11) при $К\lambda_0 \gg \cos\beta_0$:

$$q_\Sigma = \frac{(А + В)}{К} = \frac{2А}{К'} = const. \qquad (3.17)$$

Из уравнения (3.17) видно, насколько уменьшается кривизна линии провеса вантовой системы при отсутствии груза на конвейере, в сравнении со случаем загруженного конвейера. При этом коэффициент надежности прилегания канатов грузовой ветви уменьшится, а коэффициент надежности прилегания канатов порожняковой ветви увеличится, что следует из выражения (3.16). Следовательно, при расчете параметров вантовой системы нужно принимать коэффициенты надежности прилегания канатов $К_1$ и $К_2$ различными – такими, чтобы при разных загрузках конвейера минимальный из них был больше нормативного значения n_H. Это означает, что при загруженной конвейерной ленте $К_1 = n_Н$, а при незагруженной - $К'_2 = n_Н$.

Подставляя в (3.14) и в (3.15) соотношение (3.17), получаем:

$$К'_1 = K_1\frac{(A + B)}{2A}\ ; \qquad (3.18)$$

при этом $К'_2 = К_1 = n_Н$.

Отсюда следует, что при расчетах натяжения и погонного веса канатов нужно принимать величину $К_1 = n_Н$, а величину K_2 вычислять из уравнения (3.18):

$$К_2 = n_Н\frac{2В}{(А + В)}. \qquad (3.19)$$

Отметим, что полученные выражения зависят только от соотношения В/А (см. уравнения (3.6) и (3.5)). Например, при нормативном значении коэффициента надежности прилегания канатов $n_Н = 1,4$ и при соотношении погонного веса загруженного и не загруженного конвейера В/А= 1,7, при расчетах натяжения и погонного веса канатов нужно принимать величину $К_1 = 1,4$, а величину $К_2 = 1,4 \times 1,26 = 1,77$. При этом на незагруженном конвейере

$К_2$ уменьшится до 1,4, а $К_1$ увеличится до $1{,}4 \times 1{,}35 = 1{,}89$. В обоих режимах работы конвейера будет соблюдено условие надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам.

Таким образом, с учетом уравнений (3.9) и (3.11) и (3.18), необходимые веса всех канатов можно определять по формулам для случая загруженной верхней ветви конвейера:

$$q_{\Sigma} = \frac{(\mathrm{A} + \mathrm{B})\cos\beta_0}{(\mathrm{K}\lambda_0 - \cos\beta_0)},$$

$$q_{\mathrm{КН}} = q_{\Sigma} - q_{\mathrm{КГ}} - q_{\mathrm{КП}},$$

$$q_{\mathrm{КГ}} = \frac{1}{(\mathrm{K}\lambda_0 \mathrm{K}_2 - \cos\beta_0)} \mathrm{B}\cos\beta_0, \qquad (3.19)$$

$$q_{\mathrm{КП}} = \frac{1}{(\mathrm{K}\lambda_0 \mathrm{K}_1 - \cos\beta_0)} \mathrm{A}\cos\beta_0,$$

где $\mathrm{К}_1 = n_{\mathrm{Н}}$, $K_2 = n_{\mathrm{Н}} \frac{2B}{(A+B)}$.

Натяжения канатов $T_{\mathrm{н}}$, $T_{\mathrm{гр}}$ и $T_{\mathrm{п}}$ получаются отсюда умножением соответствующих весов на величину λ_0.

Далее, на рис. 3.2 - 3.6, приведены графики зависимости веса канатов от веса верхней ветви конвейера А и от длины пролета между опорными вышками L, при соотношении B/A=1.7, при $\lambda_0 = 10\,000$м, $\cos\beta_0 = 1$(горизонтальный участок); $К_1$=1,4; $К_2$=1,76. При этом учтено, что по данным различных источников погонный вес порожней ветви конвейера составляет 400-700 Н/м. Согласно рекомендациям различных организаций, изложенным в главе 2, радиус кривизны кривой провеса канатов принят K = 1/R = 1,5L, где L – длина пролета между опорными вышками. При этом расчетные уравнения использовались в виде:

$$q_{КГ} = \frac{1{,}7}{(\frac{\lambda}{1{,}5L} K_2 - \cos\beta_0)} A\cos\beta_0,$$

$$q_{КП} = \frac{1}{(\frac{\lambda}{1{,}5L} K_1 - \cos\beta_0)} A\cos\beta_0,$$

$$q_{КН} = \frac{2{,}7\, A\cos\beta_0}{(\frac{\lambda}{1{,}5L} - \cos\beta_0)} - q_{КП} - q_{КГ}.$$

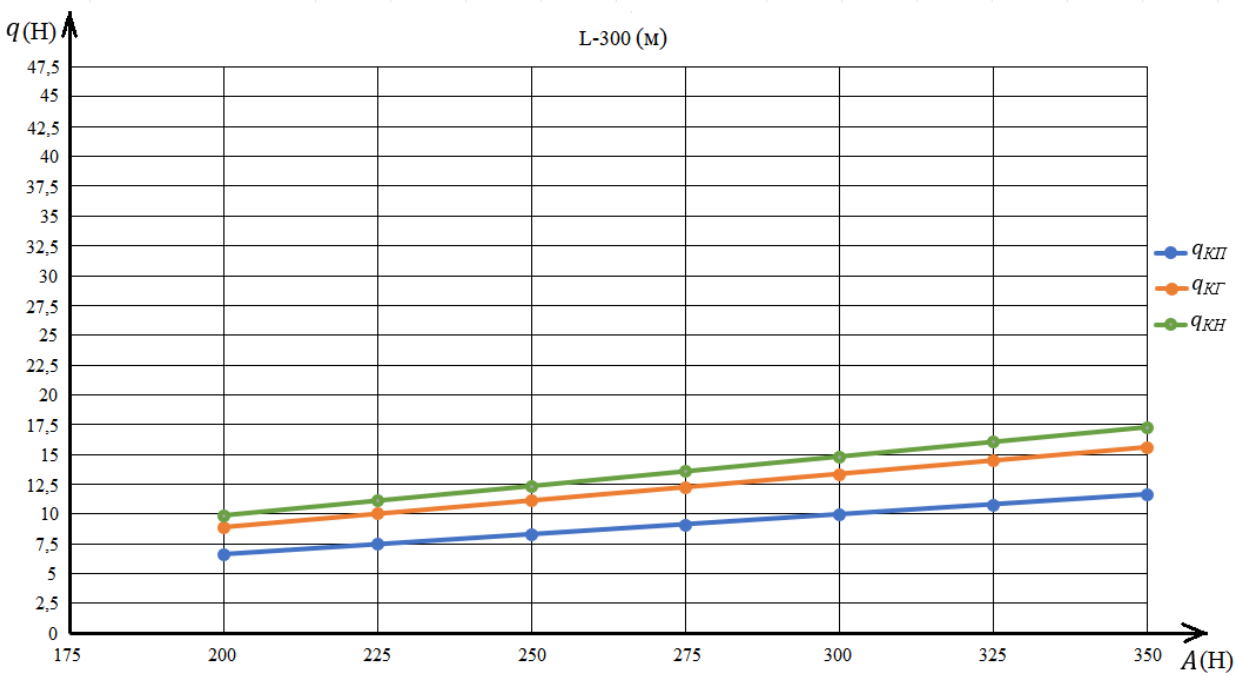

Рисунок 3.2 – Зависимости погонного веса отдельных канатов q (Н) от погонного веса порожней ветви конвейера А (Н), приходящегося на одну сторону конвейера, при L=300 м

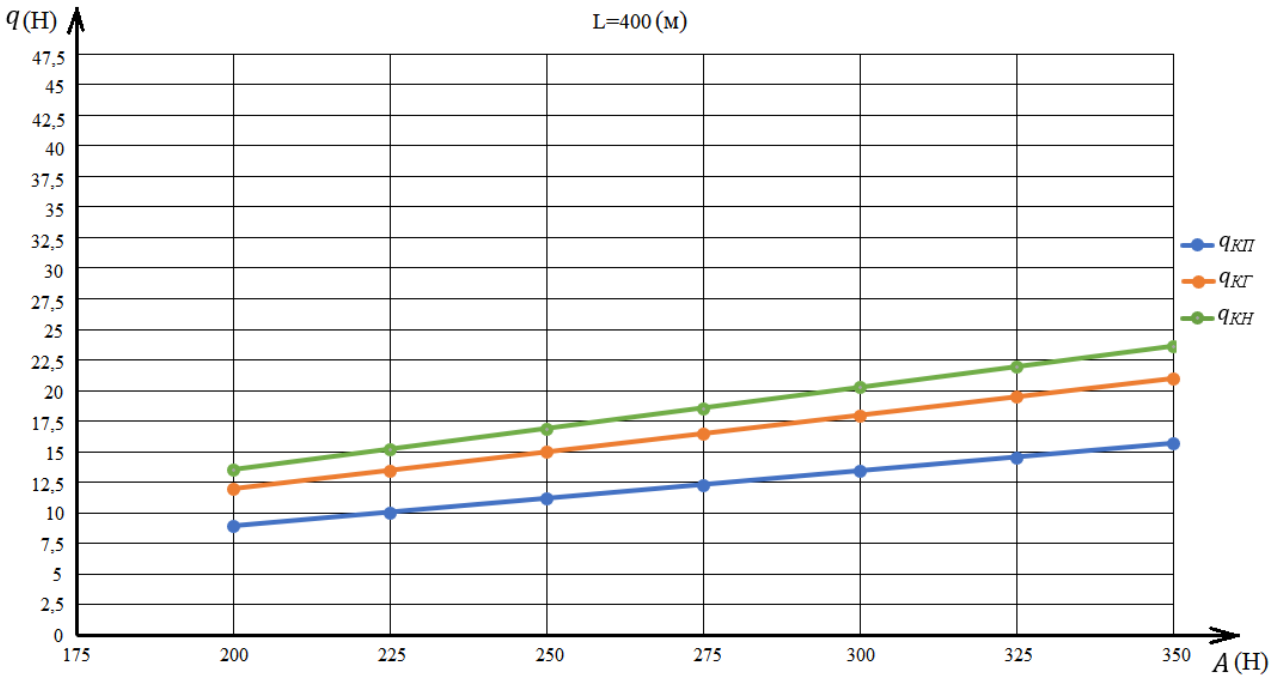

Рисунок 3.3 – Зависимости погонного веса отдельных канатов q (Н) от погонного веса порожней ветви конвейера А (Н), приходящегося на одну сторону конвейера, при L=400 м

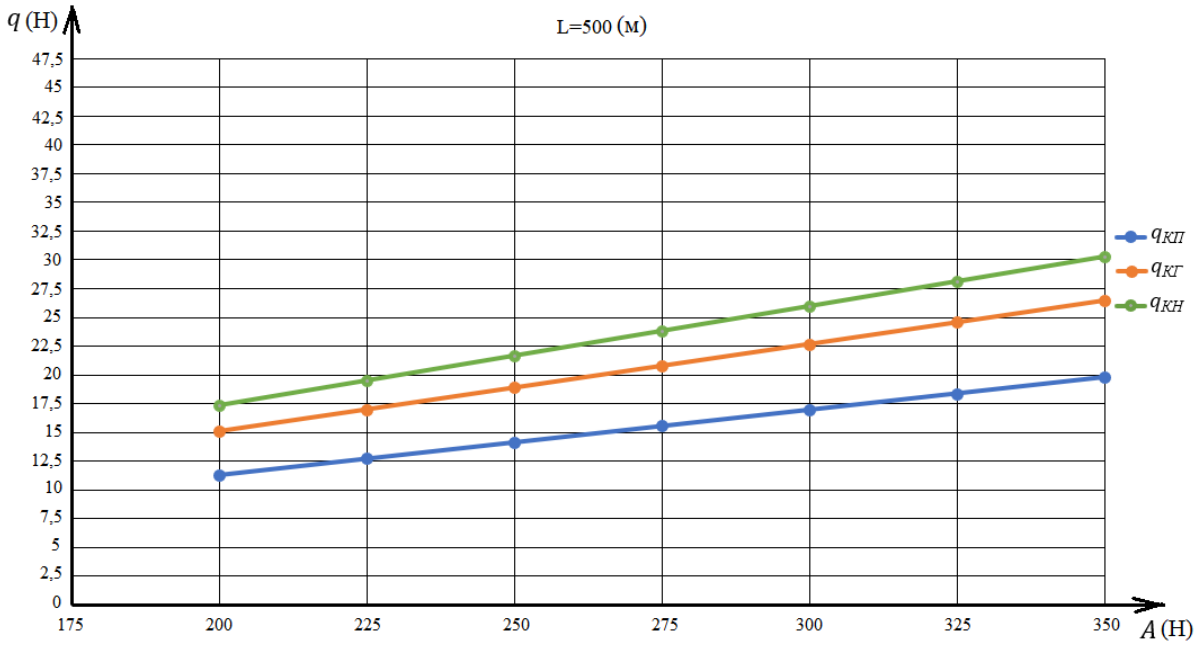

Рисунок 3.4 – Зависимости погонного веса отдельных канатов q (Н) от погонного веса порожней ветви конвейера А (Н), приходящегося на одну сторону конвейера, при L=500 м

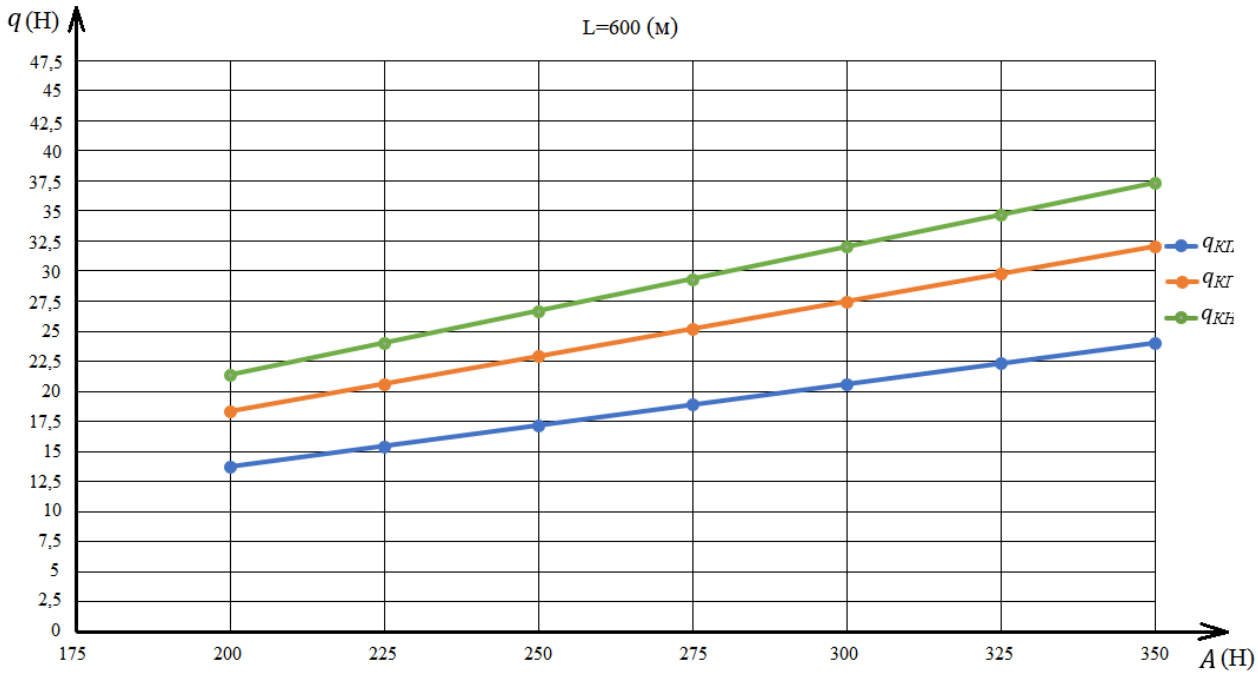

Рисунок 3.5 – Зависимости погонного веса отдельных канатов q (Н) от погонного веса порожней ветви конвейера А (Н), приходящегося на одну сторону конвейера, при L=600 м

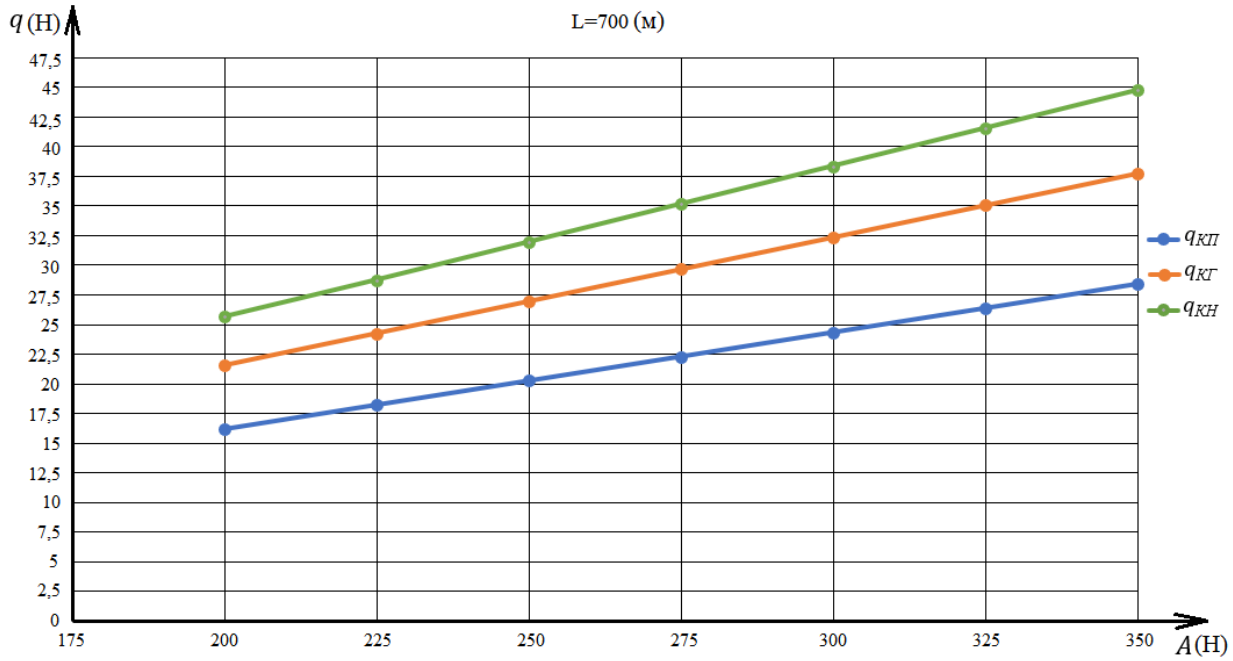

Рисунок 3.6 – Зависимости погонного веса отдельных канатов q (Н) от погонного веса порожней ветви конвейера А (Н), приходящегося на одну сторону конвейера, при L=700 м

Из приведенных графиков видно, что при рекомендованном значении коэффициента надежности прилегания канатов $n_{\text{Н}}$, равном 1,4, распределение погонного веса и натяжения между канатами в процентах от суммарного значения не зависит от длины пролетов между опорными вышками L и составляет $q_{кп}$ = 26%, $q_{кг}$ = 35%, $q_{кн}$ = 39% при соотношении B/A=1,7. Согласно формулам (3.19), в диапазоне изменения соотношения B/A от 1 до 2 доля $q_{кн}$ в суммарном натяжении канатов изменяется от 56% до 34%.

3.3. Определение рационального шага опорных рам вантовой системы конвейера

В главе 2 показано, что расстояние между опорными рамами не изменяет погонной нагрузки от них на вантовую систему, поскольку их вес пропорционален этому расстоянию. Кроме того, погонная нагрузка от них пренебрежимо мала, по сравнению с другими нагрузками, воздействующими на канаты вантовой системы конвейера. Иные критерии определения рационального шага опорных рам из рассмотрения статики вантовой системы

также не вытекают, поэтому при формулировке критериев выбора расстояния между опорными рамами l_{op}, рис. 3.7, нами рассмотрены явления, которые возникают при движении ленты по канатному ставу подвесного конвейера.

Во-первых, приведенные ранее расчетные формулы были получены в предположении, что нагрузка на канаты со стороны нижней и верхней ветвей конвейера является равномерно распределенной по длине. В действительности, на канаты грузовой и порожняковой ветви конвейера действуют сосредоточенные силы со стороны ходовых роликов ленты конвейера. В точках действия сосредоточенных сил прогибы канатов больше, чем при действии эквивалентной распределенной нагрузки от груза и ленты. Прогибы под ходовыми катками зависят от их положения в пролете между опорными рамами. На рис. 3.7 через l_{op} обозначена длина пролета между опорными рамами, а через l_{p} – шаг установки ходовых роликов на ленте конвейера. При движении по направляющим канатам става конвейера, нижние точки касания ходовых роликов и каната описывают некие траектории. Огибающая этих точек обозначена на рис. 3.7 цифрой 2, а кривая провеса канатов под действием эквивалентной распределенной нагрузки обозначена цифрой 1. Получается так, что система движущихся сосредоточенных сил от ходовых роликов создает волну дополнительного прогиба направляющих канатов.

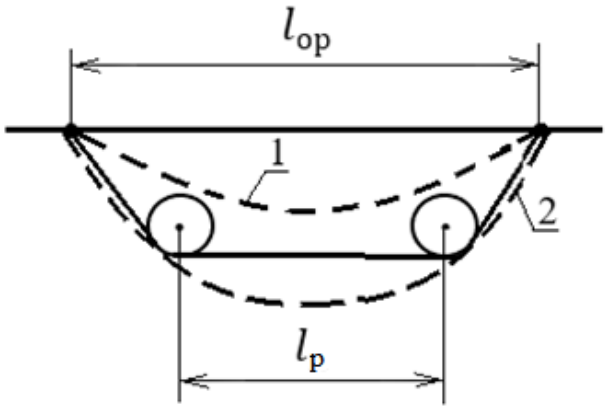

Рисунок 3.7 – Дополнительный прогиб канатов от неравномерности нагрузки: l_{op} – расстояние между опорными рамами; l_{p} – шаг установки ходовых роликов; 1 - кривая провеса канатов при действии эквивалентной распределенной нагрузки; 2 – огибающая траектория нижних точек ходовых катков

В работе [44] для расчета провеса и натяжения канатов подвесной канатной дороги рекомендуется учитывать дополнительный прогиб с помощью коэффициента неравномерности нагрузки τ_m. По этой методике стрела прогиба от собственного веса канатов и стрела прогиба от системы одинаковых сосредоточенных сил величиной Q для каждого пролета между опорными рамами длиной l_{op} должны рассчитываться отдельно, а затем суммироваться:

$$f_{max} = f_{max1} + f_{max2} = \frac{l_{op}^2}{8H\cos\beta} q_k + \frac{Q l_{op}}{4H} \tau_m, \qquad (3.20)$$

где коэффициент τ_m зависит также от шага сосредоточенных сил l_p .

В работе [44] путем прорисовки кривых провеса и их аналитического описания получены уравнения для коэффициента неравномерности нагрузки в зависимости от соотношения l_p/l_{op}.

Вид уравнений зависит от максимального количества сосредоточенных сил, попадающих в один пролет между опорными рамами (табл. 3.1)

Таблица 3.1 - Коэффициенты τ_m для вычисления максимального провеса от системы сосредоточенных грузов по формуле $f_{max2} = \frac{Q l_{op}}{4H} \tau_m$

$\frac{l_p}{l_{op}} cos\beta$	Расчетное число грузов в пролете, которому отвечает f_{max2}	Местоположение f_{max2}	Коэффициент максимального провеса τ_m
0,586 и больше	1	$l_{op}/2$	$\tau_m = 1$
0,586 – 0,450	2	$\frac{l_{op}}{2} \pm \frac{l_p}{4} cos\beta$	$\tau_m = 2\left(1 - 0{,}5\frac{l_p}{l_{op}} cos\beta\right)^2$
0,450 – 0,268	3	$l_{op}/2$	$\tau_m = \left(3 - 4\frac{l_p}{l_{op}} cos\beta\right)$
0,268 – 0,236	4	$\frac{l_{op}}{2} \pm \frac{l_p}{4} cos\beta$	$\tau_m = \left[4 - \frac{l_p}{l_{op}} cos\beta \left(8 - \frac{l_p}{l_{op}} cos\beta\right)\right]$

Заметим, что отношение $\frac{Q}{l_р} = q_э$ - есть эквивалентная распределенная нагрузка от сосредоточенных сил, поэтому для корректировки полученных ранее расчетных формул нам необходимо представить формулу (3.20) с учётом нагрузок А и В, приведённых в формулах (3.5 и 3.6), то есть привести уравнение (3.20) к виду:

$$f_{max} = f_{max1} + f_{max2} = \frac{l^2}{8Hcos\beta}(q_k + q_э\theta_m), \qquad (3.21)$$

где θ_m – коэффициент неравномерности нагрузки, который необходимо подставлять в полученные нами ранее формулы для определения натяжения канатов и их погонного веса.

Приравнивая формулы (3.20) и (3.21), получаем:

$\theta_m = 2x \cos \beta_0 \tau_m$,

где отношение $l_р/l_{ор}$ обозначено через x, β_0 – угол наклона конвейера на данном участке.

Преобразовывая таблицу 3.1, с учётом формулы (3.21) получаем таблицу 3.2, для определения коэффициента θ_m, в которой учтено, что при количестве сосредоточенных сил более 4, в пролете между рамами $l_{ор}$ этот коэффициент практически равен 1.

Таблица 3.2 - Значения коэффициента неравномерности нагрузки на канаты

Значение $x \cdot \cos\beta_0$	Формула $\theta_m (x, \beta_0) = (x \cdot \cos\beta_0)$
0 – 0,236	$\theta_m = 1,0$
0,236 – 0,268	$\theta_m = 8x \cdot \cos\beta_0 - 16(x \cdot \cos\beta_0)^2 + 2(x \cdot \cos\beta_0)^3$
0,268 – 0,450	$\theta_m = 6x \cdot \cos\beta_0 - 8(x \cdot \cos\beta_0)^2$
0,450 – 0,586	$\Theta_m = 4x \cdot \cos\beta_0 - 4(x \cdot \cos\beta_0)^2 + (x \cdot \cos\beta_0)^3$
0,586 – 2,00	$\theta_m = 2x \cdot \cos\beta_0$

На рис. 3.8 приведено семейство графиков для кусочно-непрерывной функции двух переменных $\theta_m (x, \beta_0)$ при изменении угла β_0 от 0 до 45^0(с шагом 5^0). Каждый график состоит из кусков вдоль оси X. Деление графика на куски вдоль оси X зависит от значения $\cos\beta_0$, при котором он построен.

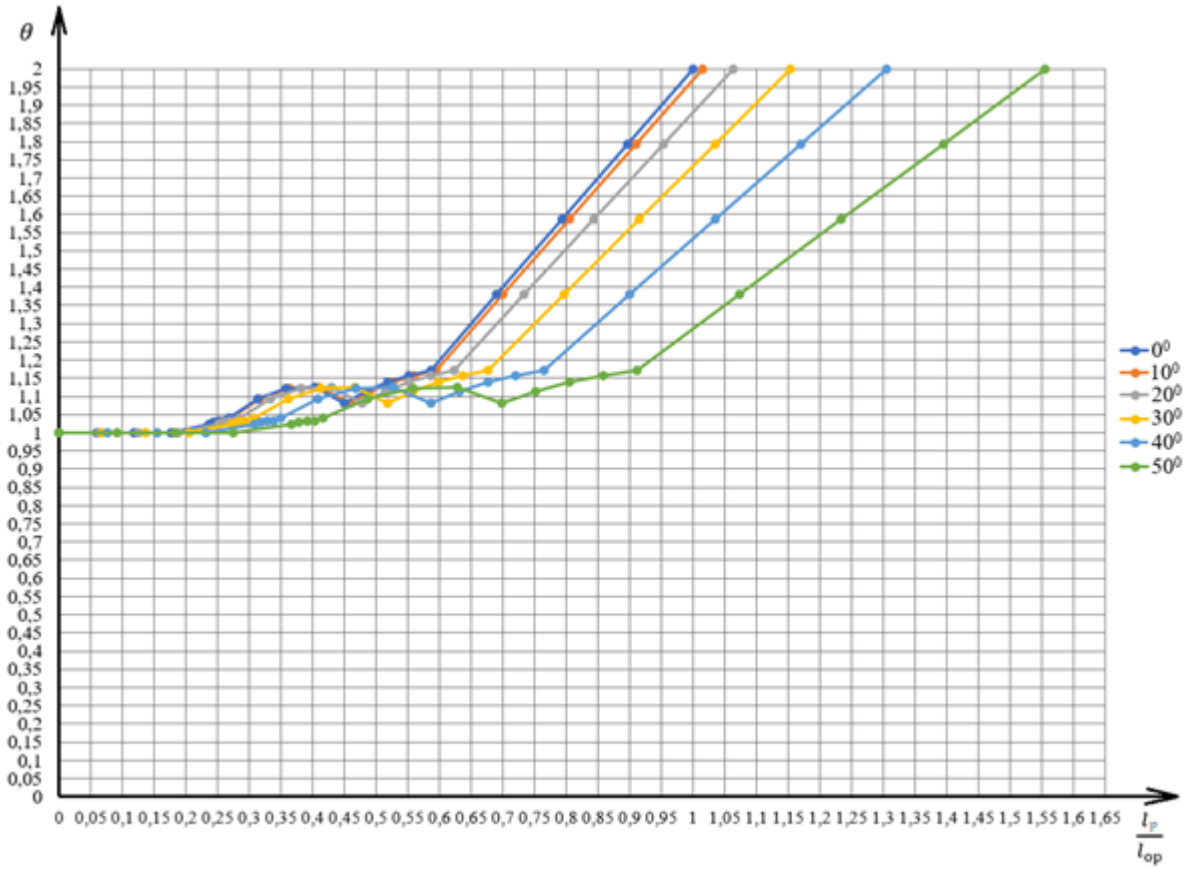

Рисунок 3.8 – Графики зависимости коэффициента неравномерности нагрузки на канаты θ_m от отношения шага катков к шагу рам $\frac{l_p}{l_{op}}$ при различных углах наклона конвейера β_0

В качестве дополнительного критерия выбора расстояния между опорными рамами принято отсутствие явления резонанса при вертикальных колебаниях вантовой системы. В данной системе имеется ряд резонансных соотношений ($\frac{l_p}{l_{op}}$), равных 1, ½, 1/3, 1,4 и т.д. Между ними расположены, определенные в работе [44], антирезонансные точки x = 0,29; 0,385; 0,435; 0,57; 0,77; 0,87; 1,176 и т.д. На графиках, приведенных на рис. 3.8, отобраны точки, соответствующие этим значениям x, и на рис. 3.9 построены те же графики, только по точкам, указанным выше. Соответствующие точки соединены прямыми линиями.

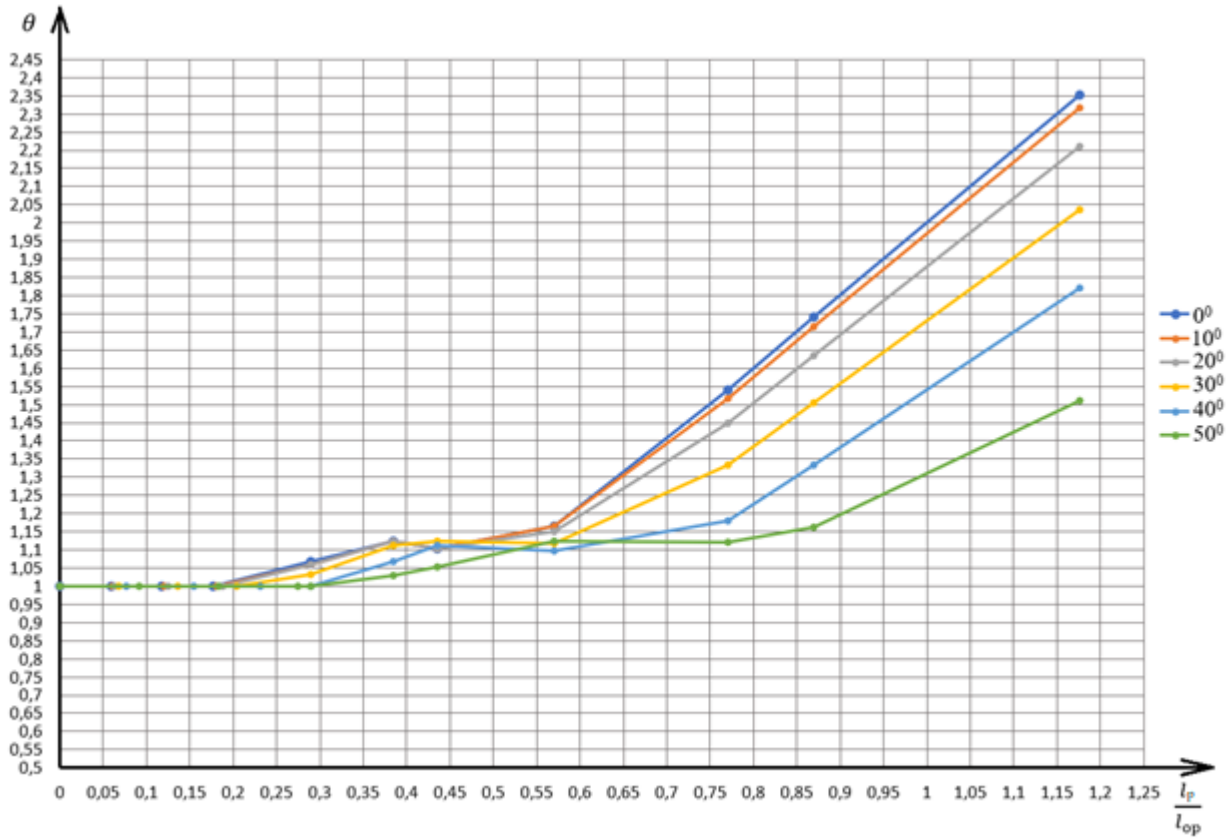

Рисунок 3.9 – Графики зависимости коэффициента неравномерности нагрузки на канаты θ_m от отношения шага катков к шагу рам $\frac{l_p}{l_{op}}$ при различных углах наклона конвейера β_0 для антирезонансных точек

Из приведенных графиков следует, что наихудшим случаем по динамическим критериям является горизонтальный участок вантовой системы, когда $\beta_0 = 0$. При этом, если x = 0,29 и менее, коэффициент неравномерности нагрузок не превосходит величины 1,06, и его можно не учитывать в расчетах. При таких значениях x, очевидно, и резонансные явления будут несущественными. Это также верно и для углов наклона несущих канатов вантовой системы, не превосходящих 40^0. Только при углах $\beta_0 = 40^0$-50^0 можно принимать x = 0,385.

Таким образом обоснован шаг установки ходовых роликов ленты, а также ограничения на стрелу провеса канатов в пролете между опорными вышками с учётом рекомендуемых коэффициентов использования разрывной прочности канатов става и коэффициентов передачи нагрузок от направляющих канатов на

несущие, обеспечивающих заданную поперечную жесткость вантовой системы конвейера, сто подтверждает третье научное положение, выносимое на защиту.

Выводы по главе 3

1. Минимальное значение суммарного натяжения всех канатов вантовой системы не зависит от коэффициентов распределения нагрузок, передаваемых через опорные рамы и коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам вантовой системы на грузовой и порожняковой ветвях конвейера.

2. Минимальный суммарный вес канатов вантовой системы конвейера (а значит и их минимальная стоимость) прямо пропорционален суммарному весу обеих его ветвей. При этом он зависит только от угла наклона трассы конвейера и принятой стрелы провеса канатов в пролёте между опорными вышками.

3. При расчете параметров вантовой системы рекомендуется принимать величины расчетных коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам на грузовой и порожней ветвях конвейера различными – такими, чтобы при изменяющихся нагрузках на ленту конвейера, минимальный из них был больше принятого нормативного значения. Получены аналитические выражения для определения этих коэффициентов при различных загрузках конвейерной ленты.

4. Расстояние между опорными рамами вантовой системы конвейера может быть обосновано минимизацией неравномерности подвижной нагрузки на канаты, возникающей при перемещении на ленте конвейера транспортируемого груза, веса ленты и погонного веса роликов. Дополнительным критерием выбора расстояния между опорными рамами можно считать отсутствие резонанса при вертикальных колебаниях вантовой системы.

Установлено, что наименее благоприятным случаем по этим динамическим критериям является горизонтальный участок вантовой системы. При этом, если отношение шага ходовых роликов конвейера к расстоянию между опорными рамами равно 0,29 и менее, то коэффициент неравномерности нагрузок не превосходит величины 1,06, и его можно не учитывать в расчетах. При этом и резонансные явления будут несущественными. Это также справедливо и для углов наклона участка вантовой системы, не превосходящих 40^0. При углах наклона трассы конвейера, равных 40^0-50^0, можно принимать отношение шага ходовых роликов конвейера к расстоянию между опорными рамами равное 0,385.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации, являющейся законченной научно-квалификационной работой, в которой на основании выполненных автором исследований содержится решение актуальной научной задачи разработки метода расчета параметров става вантового ленточного конвейера типа RopeCon®, имеющее важное значение для проектирования нового поколения ленточных конвейеров.

Основные научные результаты, выводы и рекомендации, полученные лично автором:

1. Установлено, что система подвесного канатного конвейера представляет собой трехпоясную вантовую систему, которая имеет сходные черты с системой канатов подвесных канатных дорог.

2. Разработана модель провеса канатов, описанная на основе уравнений тяжелой гибкой нити постоянной кривизны, обеспечивающая условия равномерного прилегания всех канатов к кронштейнам опорных рам.

3. Установлено, что минимальное значение суммарного натяжения всех канатов вантовой системы T_{Σ} не зависит от коэффициентов распределения нагрузок, передаваемых через опорные рамы и коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам K_1 и K_2 вантовой системы на грузовой и порожняковой ветвях конвейера. При этом оно зависит только от угла наклона трассы конвейера β_0, величины кривизны

провеса канатов K в пролёте между опорными вышками, величины λ_0 , учитывающей разрывную длину каната, и максимальной высоты подъема всей трассы конвейера;

4. Установлено, что минимальный суммарный вес канатов вантовой системы конвейера, $q_{\Sigma\, min}$ (а значит и их стоимость) прямо пропорционален суммарному весу обеих его ветвей, зависит только от угла наклона трассы конвейера и принятой стрелы провеса канатов в пролёте между опорными вышками;

5. Получены аналитические выражения для определения коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам в зависимости от изменяющихся суммарных погонных нагрузок $q_{\sum}$, а также для погонных весов всех канатов и их натяжений.

6. Получены значения расчетных коэффициентов $К_i$, при которых обеспечивается надежное прилегание направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера к кронштейнам опорных рам, причем их рекомендуется принимать различными, чтобы при изменяющихся погонных нагрузках на ленту величина наименьшего из них была бы всегда больше установленного нормативного значения;

7. Установлено, что расстояние между опорными рамами вантовой системы конвейера должно определяться из условия минимизации возникающей неравномерности от подвижной нагрузки на канаты, связанной с перемещением на ленте транспортируемого груза, веса ленты и погонного веса роликов. Дополнительным критерием можно считать отсутствие резонанса при вертикальных колебаниях вантовой системы. Установлено, что наименее благоприятным случаем по этим динамическим критериям является горизонтальный участок вантовой системы. При этом если отношение шага ходовых роликов конвейера $l_{\text{р}}$, к шагу подвески опорных рам $l_{\text{ор}}$, равно 0,29 и менее, то коэффициент неравномерности нагрузок не превосходит величины 1,06, и его можно не учитывать в расчетах. При этом и резонансные явления будут несущественными, что также справедливо и для углов наклона участка

вантовой системы, не превосходящих 40^0. При больших углах наклона трассы конвейера, отношение шага ходовых роликов конвейера к расстоянию между опорными рамами можно принимать 0,385.

8. Разработана «Методика расчета параметров става вантового ленточного конвейера на подвесных канатах», принятая к использованию в ОАО «Объединённые машиностроительные технологии» и в ООО «Центр горного машиностроения» для проектирования ленточных конвейеров вантового типа в условиях их применения в гористой местности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Галкин В.И., Шешко Е.Е. Возможность применения различных типов ленточных конвейеров при циклично-поточной технологии глубоких карьеров. Горная промышленность 2023; (4): 117-122. https://doi.org/10.30686/1609-9192-4-117-122

2. Pillichshammer C., Trieb H. Flebbe H. RopeCon - the new road conveyor belt // SCHÜTTGUT. 2003, vol. 9, no. 2, pp. 108–111.

3. Галкин В. И., Шешко Е. Е., Сазанкова Е. С. Современные конвейерные ленты для горной промышленности // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 3. – С. 9-14.

4. Галкин В. И. Специальные типы ленточных конвейеров для цементной промышленности // Цемент и его применение. – 2019. – № 4. – С. 30-32.

5. Захаров И. В. Оценка вариантов транспортного обеспечения производства в сложных географических и социальных условиях // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2014. – № 8. – С. 150-153.

6. Neradilova N., Stolarik J. RopeCon - progressive transportation system for continuous raw materials transportation // 17th international multidisciplinary scientific geoconference SGEM 2017, Albena, Bulgaria, STEF92 Technology Ltd., 2017. – p. 789-796. DOI: 10.5593/sgem2017/13/S03.100.

7. Семенкин А. В. Обзор применения крутонаклонных конвейеров в качестве карьерного и магистрального транспорта // Проблемы недропользования. – 2020. – № 2. – С. 25-36. DOI: 10.25635/2313-1586.2020.02.025.

8. Волин И. А. Обоснование метода расчета соединений ленты с ходовыми каретками подвесных ленточных конвейеров для транспортирования горных пород: специальность 05.05.06 "Горные машины": диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Москва, 2008. – 149 с.

9. Jian Q., Liang Q., Jun C., Jiancheng W., Ming J., Chunhua H. Analysis of the Working Cable System of Single-span Circulating Ropeway. MATEC Web of Conferences, 2017, vol. 136, DOI: 10.1051/matecconf/201713602003 22.

10. Пачина О. В., Юдаев И. А. Подвесной грузонесущий конвейер // Актуальные проблемы и пути развития энергетики, техники и технологий: Сборник трудов V Международной научно-практической конференции, Балаково, 24 апреля 2019 года. – Балаково: Национальный исследовательский ядерный университет "МИФИ", 2019. – С. 69-73.

11. Земсков А. Н., Кузнецов Б. А. Применение грузовых подвесных канатных дорог при транспортировке угля и руды. // Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов. – 2016 – № 3 – С. 554-557.

12. Короткий А. А., Маслов В. Б. О перспективах применения канатного транспорта // Безопасность труда в промышленности. - 2005. - №6. - С.30-34.

13. Земсков А. Н., Оверин А. А. Эффективность и надёжность использования грузовых подвесных канатных дорог // Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов. – 2019. – № 5. – С. 137-141.

14. Fedorko G., Molnár, V. Design of a calculation fem model of the test static set-up of pipe conveyor for analysis of contact forces // Advances in Science and Technology Research Journal. – 2017. – no. 11. – pp. 220– 225

15. Цыпкина В. В., Иванова В. П., Исамухамедов Д. Н. Обобщенная математическая модель подвесной канатной дороги обеспечивающая повышение энергоэффективности. // Universum: технические науки. – 2021. – № 6-4(87). – С. 90-98. DOI 10.32743/UniTech.2021.87.6.12004.

16. Kulinowski P. Simulation method of designing and selecting tensioning systems for mining belt conveyors // Arch. Min. Sci. – 2016. – no. 59. – pp. 123–138.

17. Musil M., Laskovský V. Analysis of the selected elements of industrial technological transport system RopeCon. // In Proceedings of the 20th International Scientific Conference Transport Means 2016. Kaunas University Technology Press.

18. Лагерев А. В., Толкачев Е. Н., Бословяк П. В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой: Монография – Брянск: Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского, 2016. – С. 303. DOI: 10.5281/zenodo.1197308.

19. Diethardt P., Kessler F., Stoschka M. Calculation of the drive power for RopeCon systems // SCHÜTTGUT. 2004, vol.10, no. 4, pp. 288 – 293.

20. Яхонтов Ю. А. Развитие теории и разработка методов расчета ленточных конвейеров с подвесными роликоопорами для горных предприятий: специальность 05.05.06 "Горные машины": диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Москва, 2005. – 319 с.

21. Семенкин А. В. Циклично-поточная технология на базе крутонаклонных конвейеров для глубоких карьеров // Горнодобывающая промышленность в 21 веке: вызовы и реальность: Сборник тезисов докладов международной научно-практической конференции, посвященной 60-летию института "Якутнипроалмаз" АК "АЛРОСА", Мирный, 15–16 сентября 2021 года. – Мирный: Акционерная компания "АЛРОСА" (публичное акционерное общество), 2021. – С. 37-38.

22. Тарасов Ю. Д., Лунев Д. Е. Конвейеры с подвесной лентой нового образца // Горное оборудование и электромеханика. – 2007. – № 4. – С. 17-19.

23. Воробьев А. Ф., Кондрашин А. Ю., Долгов Э. П. Ставы ленточных конвейеров нового поколения // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2009. – № S10. – С. 21-28.

24. Яхонтов Ю. А. Особенности тягового расчета ленточных конвейеров с подвесными роликоопорами // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2012. – № S3-5. – С. 3-10.

25. Антоняк Е. Теоретические исследования и конструирование ленточных конвейеров нового поколения // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2003. – № 10. – С. 154-157.

26. Подопригора Ю. А., Ивченко В. Н., Аверченков В. И. Новый высокоэффективный, экономичный и экологически чистый вид промышленного транспорта - конвейеры с подвесной лентой // Новые идеи, технологии, проекты и инвестиции: Тез. докл. регион. науч.-практ. конференция. – Брянск: Изд-во БИПКРО, 1999. – С. 34-36.

27. Alshalalfah B.W., Shalaby A., Dale S., Othman F. Aerial ropeway transportation systems in the urban environment: state of the art // Journal of Transportation Engineering. 2012. Vol. 138 (3). P. 253 – 262.

28. Franz Kessler. Recent developments in the field of bulk conveying. FME Transactions. 14 – VOL, 34, № 4, 2006. P. 213-220.

29. Droettboom M. Conveying the ore straight up and out: an alternative to truck transport [Электронный ресурс] // Bulk-online: [сайт]. [2019]. URL: https://news.bulk-online.com/bulk-solids-handling-archive/belt-conveying-as-the-crow-flies-belt-conveyor-truss-suspended-on-ropes.html (дата обращения 03.10.2021).

30. Галкин В.И. Новый тип ленточных конвейеров RopeCon®, реальность и перспективы. Анализ конструктивных и эксплуатационных параметров специальных ленточных конвейеров с подвеской на канатах. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2019. – № 6. – С. 136 – 146. – DOI: 10.25018/0236-1493-2019-06-0-136-146.

31. Darren Parker. Cost-efficient high-capacity material transport over difficult terrain [Электронный ресурс] // Miningweekly: [сайт]. [2008]. URL: http://www.miningweekly.com/article/costefficient-highcapacity-material-transport-over-difficult-terrain-2008-05-30 (дата обращения 12.04.2022).

32. Fedorko G., Molnár V., Kopas M. Calculation and Simulation Model of a System RopeCon // TEM Journal. – 2018. – vol. 7, no. 3. – pp. 480-487, DOI: 10.18421/TEM73-02.

33. Droettboom M. Belt conveying – as the crow flies: belt conveyor truss suspended on ropes [Электронный ресурс] // Bulk-online: [сайт]. [2019]. URL:

https://news.bulk-online.com/bulk-solids-handling-archive/belt-conveying-as-the-crow-flies-belt-conveyor-truss-suspended-on-ropes.html (дата обращения 03.10.2021).

34. Droettboom M. Belt Apron Conveyors for reliable and cost-efficient Transport of Cement Clinker [Электронный ресурс] // Bulk-online: [сайт]. [2019]. URL: https://www.bulk-online.com/en/article/case-study/belt-apron-conveyors-reliable-and-cost-efficient-transport-cement-clinker (дата обращения 03.10.2021).

35. Земсков А. Н., Оверин А.А., Бехер А.В. Вторая жизнь грузовых подвесных канатных дорог в горнодобывающей промышленности России и Средней Азии. // ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 3. – С. 175 – 183. – DOI: 10.25018/0236-1493-2019-03-0-175-183.

36. Земсков А. Н, Бехер А. В. Перспективы применения грузовых подвесных канатных дорог для условий Севера. // Известия вузов. Горный журнал. – 2019. – № 8. – С. 5 - 13. – DOI: 10.21440/0536-1028-2019-8-5-13.

37. Еремеев П. Г., Ведяков И. И., Киселев Д. Б. Пособие по проектированию висячих (вантовых) конструкций. – АО «НИЦ «Строительство» - ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко, 2020. – 148 с.

38. Качурин В. К. Теория висячих систем. М.-Л.: Госстройиздат, 1962. – 224 с.

39. Кирсанов Н.М. Висячие и вантовые конструкции. - М.: Стройиздат, 1981.— 158 с.

40. Агеева Е. Ю., Тишков В. А., Филимонова Е. А. Конструктивные особенности висячих покрытий в общественных зданиях. Нижегор. гос. архитектур.-строит. ун-т – Н. Новгород: ННГАСУ, 2015. – 87 с.

41. Пачин Г. Р. Характеристика однопоясной и двухпоясной висячей системы, комбинированной предварительно напряжённой вантовой конструкции // Материалы областного профильного семинара "Школа молодых ученых" по проблемам технических наук: Тезисы и доклады семинара, Липецк, 25 ноября 2022 года. – Липецк: Липецкий государственный технический университет, 2022. – С. 88-90.

42. Меркин Д. Е. Введение в механику гибкой нити. – М.: Наука, 1980. – 240 с.

43. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Мир, 1973. – 720 с.

44. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. - М.-Л.: Машиностроение, 1966.- 484 с.

45. Смирнов А. С., Дегилевич Е. А. Оптимизация цепной линии и ее модификаций. // Труды МФТИ. – 2022. – № 1. – С. 35 – 48. – DOI: 10.53815/20726759_2022_14_1_35.

46. Марквардт К. Г., Власов И. И. Контактная сеть. – М.: Транспорт, 1997. – 271 с.

47. Фрайфельд А. В. Проектирование контактной сети. – М.: Транспорт, 1984. – 397 с.

48. ТУ 14-4-1216-82 Канат закрытый несущий.

49. ТУ 14-171-16-2001 Закрытый канат с омегообразными проволоками.

50. ТУ 14-4-1766-94 Закрытый канат с омегообразными проволоками.

51. EN 12385-2:2002 Канаты проволочные стальные.

52. Шумейко В. И., Карамышева А. А. Обеспечение жесткости большепролетных вантовых систем // Актуальные проблемы науки и техники: Материалы национальной научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 26–28 марта 2019 года. – Ростов-на-Дону: Донской государственный технический университет, 2019. – С. 789-791.

53. Галкин В. И., Доблер М.О. Обоснование параметров вантовой системы ленточного конвейера на подвесных канатах типа RopeCon. // Горный журнал. – 2022. – № 9. – С. 72-77. DOI: 10.17580/gzh.2022.09.12.

54. Галкин В. И., Доблер М. О., Дьяченко В. П. Обоснование конструктивных параметров линейной вантовой секции подвесного канатного конвейера типа RopeCon // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11. – С. 115–127. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_11_0_115

Приложение А

Область применения:

Настоящая методика устанавливает требования к базовой конструкции става вантового ленточного конвейера на подвесных канатах, которая воспринимает регулярные нагрузки нормальных условий эксплуатации. Кроме того, учитываются частные коэффициенты надежности: коэффициенты доли нагрузки на несущие канаты; коэффициенты прилегания канатов. Учет нерегулярных и исключительных нагрузок должен выполняться на стадии проектирования конвейера для конкретных условий эксплуатации. Нерегулярные нагрузки рабочего состояния: ветровые, от снега и льда определяются свойствами груза.

Исходные данные для расчёта.

- Q – производительность конвейера, т/ч;
- L – расстояние между опорными вышками, м;
- B – ширина ленты, м;
- $m_л$ – масса ленты, кг;
- β – угол наклона трассы конвейера между опорными вышками, град;
- тип транспортируемого груза;
- γ - насыпная плотность транспортируемого груза, т/м^3.

1. Описание конструкции конвейера типа RopeCon®

На рисунке 1 представлен общий вид ленточного конвейера RopeCon®. Отличительной особенностью данного типа ленточного конвейера является подвеска всех его конструктивных элементов (става) 1 на несущих и направляющих канатах, создающих заданную стрелу провеса 2 между опорными вышками 3.

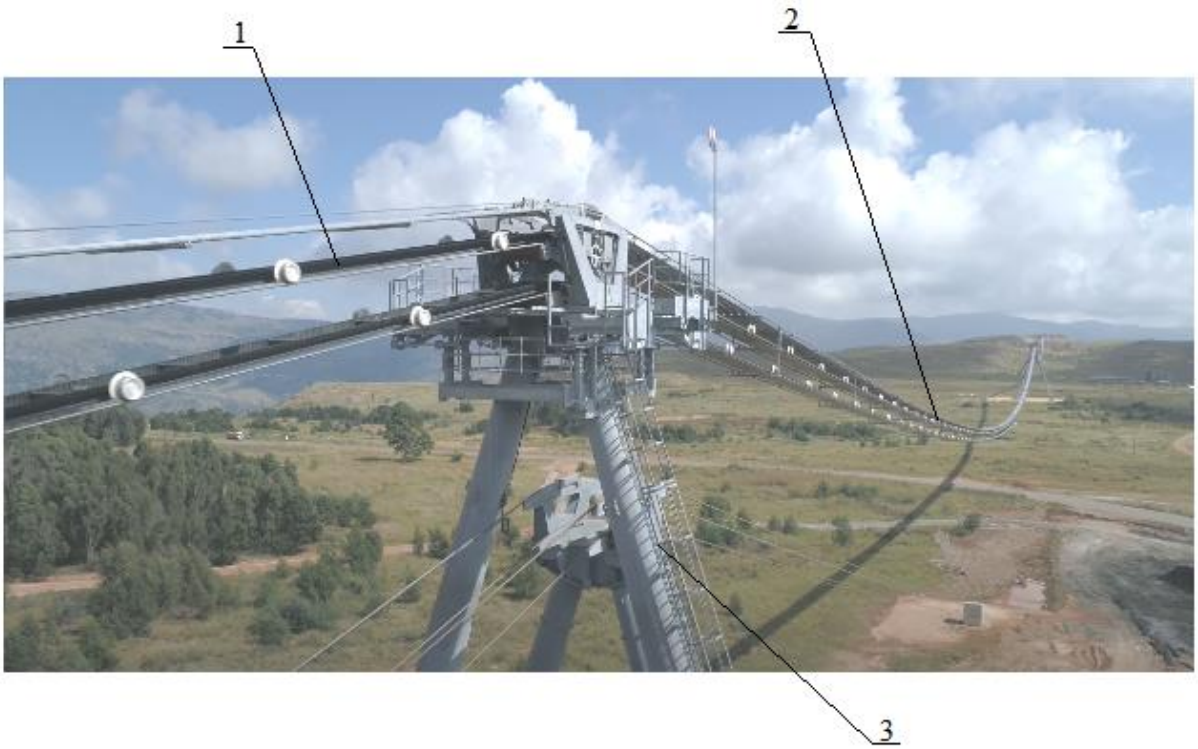

Рисунок 1 – Общий вид конвейера RopeCon® на местности:
1 – став конвейера; 2 – провес канатов между вышками;
3 – опорные вышки.

Линейный став конвейера типа RopeCon® (рис. 2) состоит конвейерной ленты с гофрированными бортами «MAXOFLEX» 1, состоящей из поперечно-жесткой резинотросовой ленты и гофрированных бортов из армированного вулканизированного каучука. Оси ходовых роликов 3 с помощью механических соединений прикреплены к ленте с определённым интервалом. Изготовленные из капролона, ходовые ролики на грузовой и порожней ветвях конвейера движутся по направляющим – двум параллельным стальным канатам 2, натянутым с определённым усилием, зависящим от погонной нагрузки от ленты, веса груза и ходовых роликов, а также от заданной стрелы провеса канатов между опорными вышками (рис. 1 (3)).

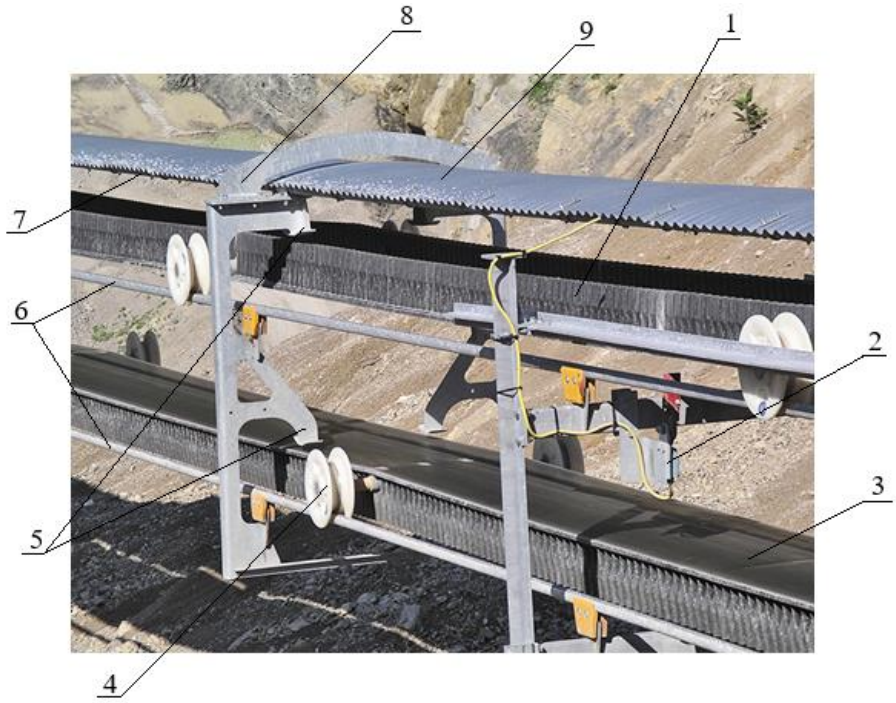

Рисунок 2 – Конструкция линейного става ленточного конвейера типа RopeCon®: 1 – конвейерная лента с гофрированными бортами грузовой ветви; 2 – датчики натяжения канатов; 3 – конвейерная лента с гофрированными бортами порожней ветви; 4 – ходовые ролики с осями; 5 – полки, ограничивающие вертикальное перемещение ленты при ветровой нагрузке; 6 – направляющие армированные стальные канаты; 7 – несущие армированные стальные канаты; 8 – опорная рама; 9 – защитное укрытие [1]

Расчет параметров вантового става ленточных конвейеров типа RopeCon® выполняется с учетом того, что в зависимости от прочности лены, обычно выбирается резинотросовая лента, к которой привулканизируются гофроборта фирмы «Maxoflex», за счёт которых образуется лоток. Технические параметры гофробортов «Maxoflex» представлены в табл. 1, а параметры резинотросовых лент фирмы ContiTech, используемые в конвейерах данного типа представлены в табл. 2.

Таблица 1 – Технические параметры говорбортов для лент «Maxoflex»

Тип гофроборта	H, мм	S_w, мм	T_w, мм	P, мм	Вес, кг/м^2
S	40	35	30	30	0,66
	60	50	45	40	1,80
	80	50	45	40	1,80
	120	50	45	40	2,23
	120	75	70	60	2,67
	160	75	70	60	4,77
HDS	200	75	70	60	6,48
	250	75	70	60	7,55
	280	75	70	60	8,60
	300	75	70	60	9,30
XHDS	300	100	500	14,6	12,5

Обозначения геометрических параметров из таблицы 1 представлены на рис. 3.

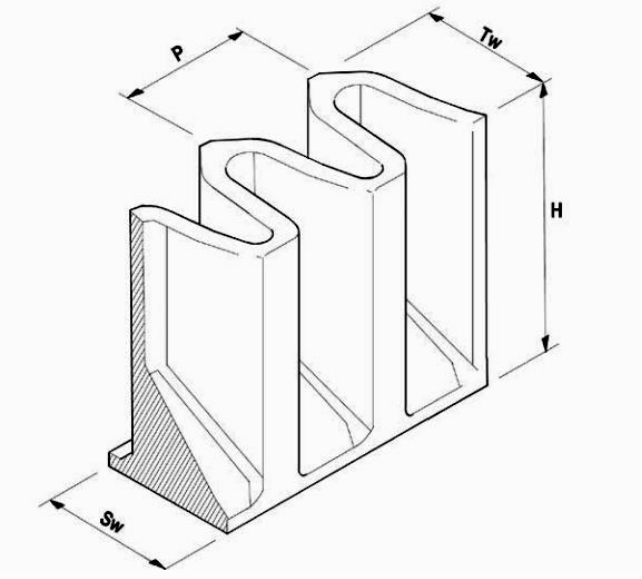

Рисунок 3 – Геометрические параметры гофроборта «Maxoflex».

Таблица 2 – Технические параметры конвейерных лент фирмы «ContiTech» стандартного ряда STAHLCORD®

Тип ленты	Диаметр троса,мм	Толщина сердечника, мм	Диаметр приводного барабана, мм	Масса 1 м^2 сердечника ленты, кг	Минимальная толщина обкладок, мм
St500	2,9	12,5	500	6,3	3
St600	2,9	10	500	6,7	3
St800	3,6	12	500	8,2	3
St1000	4,9	12	630	9,6	3
St1120	4,3	11	630	10,1	3
St1250	4,8	14	630	10,6	3
St1400	4,0	9	630	11,2	3
St1600	5,5	15	630	13	4
St1800	5,5	13,5	800	15,2	4
St2000	5,5	12	800	15,8	4
St2250	5,5	11	800	16,5	4
St2500	7,1	15	1000	18,6	5
St2800	7,1	13,5	1000	19,9	5
St3150	7,9	15	1000	22,5	6
St3500	8,4	15	1250	24	6
St4000	8,9	15	1250	27	7
St4500	9,6	16	1400	30,9	7
St5000	10,7	17	1600	33,6	8
St5400	11,2	17	1600	38,4	8
St6300	12,3	20	1800	36,7	9
St6600	12,3	19	2000	38,1	10
St7100	13,1	20	2250	47,6	10
St7500	13,2	19	2500	42,3	10
St10000	14,1	192	2500	42,3	10

Следует отметить, что в качестве возможного, более дешёвого варианта применения отечественных резинотросовых лент могут быть использованы

резинотросовые ленты АО «Курскрезинотехника». В табл. 3. представлены характеристики морозостойких резинотросовых лент, предназначенных для особо сложных условий эксплуатации, требующих применения конвейерных лент повышенной прочности: транспортирование руд, горных пород с кусками до 500 мм, абразивных материалов, рядового угля, глины, малоабразивных материалов при температура окружающего воздуха от -60°С до +60°С.

Таблица 3 - Характеристики морозостойких резинотросовых конвейерных лент АО «Курскрезинотехника»

Тип ленты	Диаметр троса, мм	Прочность при разрыве, Н/мм	Расчётная масса, кг/м^2	Толщина ленты, мм	Длина, м
РТЛМ-1000	4,2	1000,0	24,0	18,0 +1,0/-2,0	120-300
РТЛМ-1500	4,2	1500,0	25,8	18,0 +1,0/-2,0	120-300
РТЛМ-1500-6	6,0	1500,0	29,9	20,0±2,0	120-280
РТЛМ-2500	7,5	2500,0	34,3	20,5 +1,5/-2,0	120-280
РТЛМ-3150	8,26	3150,0	38,8	22,5±2,0	120-280
РТЛМ-4000	9,3	4000,0	47,5	29,0±2,0	согласование
РТЛМ-5000	10,6	5000,0	54,7	30±2,0	согласование

Следует отметить, что максимальная прочность при разрыве представленных в табл. 2 лент составляет 5000 Н/мм ширины ленты, что является в половину меньше, чем у лент фирмы «ContiTech».

2. Методика расчёта параметров вантового става конвейера

Основными параметрами вантовой системы подвесного канатного конвейера считаем: погонный вес несущих и направляющих канатов вантовой системы; необходимые натяжения в каждом из 6-ти канатов; нагрузки, действующие на канаты; максимальная стрела провеса канатов между опорными вышками.

2.1. Определение необходимых весов канатов и их натяжений.

Для того чтобы определить веса всех канатов става вантового ленточного конвейера типа RopeCon®, необходимо знать погонный вес конвейерной ленты $q_л$, погонную массу опорных роликов $q_{ор}$ и погонный вес груза на ленте $q_г$. Следует отметить, что расчет ведется для одного каната из пары канатов каждой ветви конвейера.

Определяем погонный вес ленты $q_л$:

$$q_л = m_л \times B \times g, Н/м \quad (1)$$

где В – ширина ленты, м; $m_л$ – масса ленты, кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Погонный вес ходовых роликов с осями $q_р$ может быть определён по формуле:

$$q_р = \frac{[4 + 2{,}34(B + 0{,}4)]g}{l_р}, Н/м \quad (2)$$

где $l_р$ – шаг между опорными роликами (2÷2,5), м;

B - ширина ленты, м.

Определяем погонную нагрузку транспортируемого груза $q_г$:

$$q_г = \frac{Q \times g}{3{,}6 \times v_л}, Н/м \quad (3)$$

где $v_л$ – скорость ленты, м/с;

Q – производительность конвейера, т/ч.

Таким образом, с учетом формул (2.1) и (2.2) и (2.3), необходимые погонные веса всех канатов можно определять по формулам для случая загруженной верхней ветви конвейера:

- вес каната грузовой ветви $q_{КГ}$:

$$q_{КГ} = \frac{1}{(\frac{\lambda_р}{1{,}5L} К_2 - \cos\beta_0)} B \cos\beta, \ Н/м \quad (4)$$

- вес каната порожней ветви $q_{КП}$:

$$q_{КП} = \frac{1}{(\frac{\lambda_р}{1{,}5L} К_1 - \cos\beta_0)} A \cos\beta, \ Н/м \quad (5)$$

- вес несущего каната $q_{КН}$:

$$q_{КН} = q_Σ - q_{КГ} - q_{КП}, Н/м \quad (6)$$

где $К_1 = 1{,}4$ - коэффициент надежности прилегания порожних канатов к кронштейнам опорных рам; $К_2 = 1{,}77$ - коэффициент надежности прилегания грузовых канатов к кронштейнам опорных рам; L – длина пролета между опорными вышками, м; $\lambda_р$ – разрывная длина каната, м,

(табл. 4);

$$\text{А} = \left[\frac{1}{2}\left(q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right)\right];$$

$$\text{В} = \left[\frac{1}{2}\left(q_{\text{г}} + q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right)\right];$$

q_{Σ} - суммарный погонный вес канатов:

$$q_{\Sigma} = \frac{(\text{А} + \text{В})\cos\beta}{(\frac{\lambda_{\text{р}}}{1{,}5L} - \cos\beta)}, \text{Н/м}$$

Натяжения канатов $T_{\text{н}}$, $T_{\text{гр}}$ и $T_{\text{п}}$ определяется отсюда умножением соответствующих погонных масс на величину $\lambda_{\text{р}}$:

$$T_{\text{н}} = q_{\text{КН}} \times \lambda_{\text{р}}, \text{Н} \quad (7)$$

$$T_{\text{гр}} = q_{\text{КГ}} \times \lambda_{\text{р}}, \text{Н} \quad (8)$$

$$T_{\text{п}} = q_{\text{КП}} \times \lambda_{\text{р}}, \text{Н} \quad (9)$$

где $q_{\text{КН}}$ - вес несущего каната, Н/м

$q_{\text{КГ}}$ – вес каната грузовой ветви, Н/м

$q_{\text{КП}}$ – вес каната порожней ветви, Н/м

Таблица 4 – Значения $\lambda_{\text{р}}$ для закрытого каната с двумя слоями клиновидной и одним слоем Z-образной проволоки по ГОСТ 7676

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, $мм^2$	Расчетная масса 100м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, $Н/_{мм^2}$	λ_p, км
			1270	
			Расчетное разрывное усилие, кН	
50,0	1713,8	1469,51	2180	14,8
52,0	1846,2	1582,83	2350	14,9
54,0	1988,1	1704,37	2525	14,9
55,0	2016,3	1728,06	2565	14,8
60,0	2408,7	2063,60	3065	14,9
65,0	2764,0	2367,31	3515	14,9
50,0	1713,8	1469,51	2180	14,8

2.2. Определение удерживающих нагрузок, действующих на канаты.

На канаты вантовой системы подвесного канатного конвейера действуют удерживающие нагрузки $N_{\text{Н}}$, $N_{\text{ГР}}$ и $N_{\text{П}}$ (рис. 4), обеспечивающие надежное прилегание канатов (4) к кронштейнам (2) опорных рам (1).

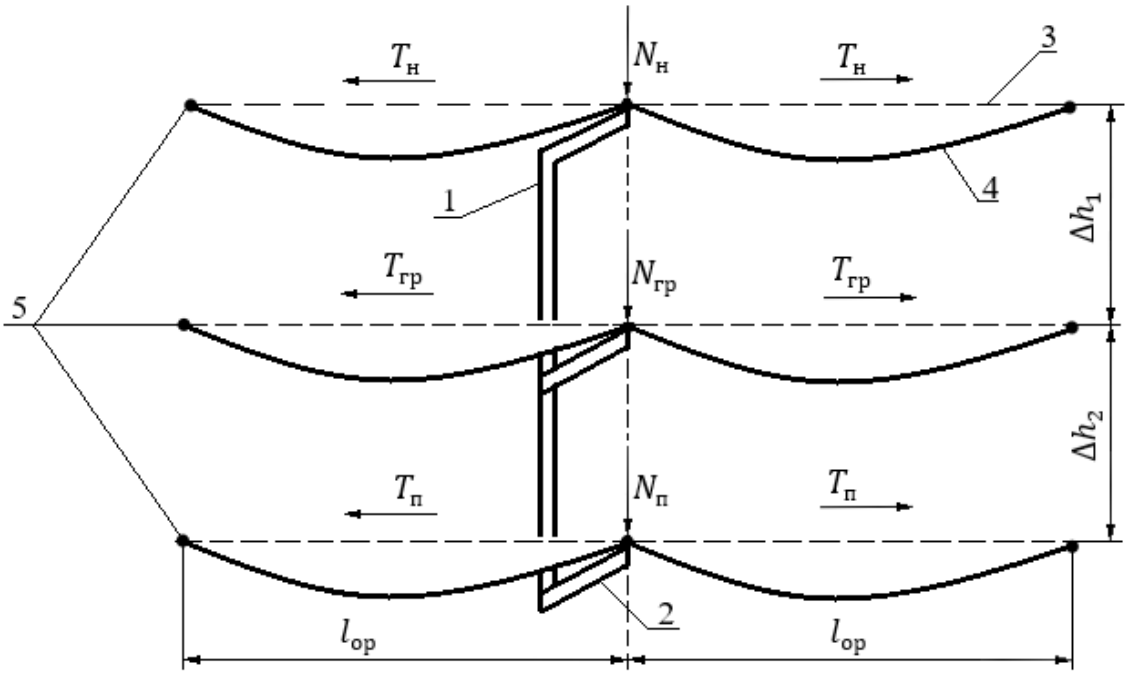

Рисунок 4 – Нагрузки действующие на канаты: 1 – опорная рама; 2 – кронштейн рамы; 3 – хорда кривой провеса каната; 4 – канат; 5 – точки контакта каната с соседнем опорной рамы.

На направляющие канаты действует нагрузка от грузовой $q_{N\text{ГР}}$ и порожней $q_{N\text{П}}$ ветвей конвейера, причем действует только нормальная ее составляющая:

- на один направляющий канат порожней ветви вантовой системы става конвейера действует нормальная нагрузка:

$$q_{N\text{ГР}} = \left[q_{\text{КГ}} + \frac{1}{2}\left(q_{\text{г}} + q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right)\right] \times (1 - k_{\text{ог}}) \times \cos\beta,\ \text{Н/м} \qquad (10)$$

- на один направляющий канат грузовой ветви:

$$q_{N\text{П}} = \left[q_{\text{КП}} + \frac{1}{2}\left(q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right)\right] \times (1 - k_{\text{оп}}) \times \cos\beta,\ \text{Н/м} \qquad (11)$$

где $k_{\text{оп}} = k_{\text{ог}} = 0{,}167$ – коэффициенты, отражающие долю нагрузки, передаваемую через опорные рамы на несущий канат.

На один несущий канат вантовой системы става конвейера действует суммарная нагрузка порожней и грузовой ветвей конвейера:

$$q_{N\text{Н}} = \left\{ q_{\text{КН}} + \left[q_{\text{КП}} + \frac{1}{2}\left(q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right) \right] k_{\text{оп}} + \left[q_{\text{КГ}} + \frac{1}{2}\left(q_{\text{г}} + q_{\text{л}} + q_{\text{р}}\right) \right] k_{\text{ог}} \right\} \times \cos\beta,\ \text{Н/м} \quad (12)$$

Тогда удерживающие нагрузки N_i будут равны нагрузкам, взятым по формулам (10), (11) и (12), и умноженным на длину пролета между опорными рамами $l_{\text{ор}}$:

$$N_{\text{Н}} = q_{N\text{Н}} \times l_{\text{ор}}, \text{Н} \quad (13)$$

$$N_{\text{ГР}} = q_{N\text{П}} \times l_{\text{ор}}, \text{Н} \quad (14)$$

$$N_{\text{П}} = q_{N\text{П}} \times l_{\text{ор}}, \text{Н} \quad (15)$$

где $N_{\text{Н}}$ – удерживающая нагрузка, действующая на один направляющий канат конвейера, Н; $N_{\text{ГР}}$ – удерживающая нагрузка, действующая на один канат грузовой ветви конвейера, Н; $N_{\text{Н}}$ – удерживающая нагрузка, действующая на один канат порожней ветви конвейера, Н; $l_{\text{ор}}$ – шаг опорных рам, м.

Шаг опорных рам $l_{\text{ор}}$ определяется отношением к шагу ходовых роликов конвейера $l_{\text{р}}$:

- для углов наклона участка вантовой системы, не превосходящих 40^0:

$$l_{\text{ор}} = \frac{l_{\text{р}}}{0{,}29}, \text{м}$$

- для углов наклона участка вантовой системы, превосходящих 40^0:

$$l_{\text{ор}} = \frac{l_{\text{р}}}{0{,}38}, \text{м}$$

2.3. Определение максимального провеса канатов f_{max} (м) между опорными вышками.

Основываясь на механике гибкой нити постоянной кривизны максимальный провес канатов между опорными вышками (рис.1.1) f_{max} (м) можно определить по формуле:

$$f_{max} \approx \frac{L^2}{8Rcos^2\beta}, \text{м} \quad (16)$$

где R – радиус дуги окружности провеса канатов, м;

β – угол наклона конвейера, град.

Радиус дуги окружности провеса канатов вантовой системы подвесного канатного конвейера R будет равен:

$$R = \frac{T_{\text{ср}}}{q_{\text{к}} cos\beta + q_{N\text{ср}}}, \text{м} \quad (17)$$

где $T_{\text{ср}}$ – среднее натяжение всех канатов вантовой системы, Н:

$$T_{\text{ср}} = \frac{1}{3}\left(T_{\text{н}} + T_{\text{гр}} + T_{\text{п}}\right), \text{Н} \quad (18)$$

$q_{N\text{ср}}$ – средняя нормальная нагрузка, действующая на канаты вантовой системы, Н/м:

$$q_{N\text{ср}} = \frac{1}{3}(q_{N\text{Н}} + q_{N\text{ГР}} + q_{N\text{П}}), \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad (19)$$

Определенная таким образом средняя нормальная нагрузка, действующая на канаты вантовой системы, позволяет путем умножения на необходимую скорость перемещения ленты определить производительность конвейера, по которой осуществляется подбор конвейерного става.

Приложение Б

Документы о практическом использовании результатов

Общество с ограниченной ответственностью
«Объединенные машиностроительные технологии»
ООО «ОМТ»

652700, г. Киселевск, Кемеровской обл., ул.Алейская, 15, литер В,; тел/факс +7 (38464) 5-01-09, e-mail: zavod@omt-ohe.ru;
127550, г. Москва, ул. Прянишникова, д. 5А; тел.+7 (495) 502-94-93; факс +7 (495) 502-94-98; e-mail: omt@sokolovskaya.ru
http://www.omt-gum.ru

07.11.23 № 01-4ТД/ 263

Справка
о внедрении результатов диссертационной работы **Доблера М.О.** на тему: **«Метод расчета параметров става вантового ленточного конвейера типа ROPECON»,** представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук, по специальности 2.8.8 Геотехнология. Горные машины.

Представленной справкой подтверждаем, что результаты диссертационного исследования, выполненные аспирантом кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения, Горного института Национального исследовательского технологического университета МИСИС Доблером Максимом Олеговичем, являются практически значимыми, Изложенные в представленной в приложении 1, методике расчёта параметров става вантового ленточного конвейера представляют значительный научный интерес, и будут использованы в ОМТ, при проектировании ленточных конвейеров вантового типа, для условий их применения в гористой местности, а также в транспортных системах портов, поскольку обладают облегчённым ставом и значительно меньшими затратами по энергопотреблению (в 4раза меньше), за счёт применения ходовых роликов вместо традиционных поддерживающих роликоопор.

Генеральный директор В.В. Добрыдин

Генеральный конструктор В.И. Чуденков

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«ЦЕНТР ГОРНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ»

ЦГМ
Центр Горного Машиностроения

Утверждаю
Директор по производству
ООО «ЦГМ»
_____ Денисов И.Н.
«27» ноября 2023 г

Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **Доблера М.О.** на тему: **«Метод расчета параметров става вантового ленточного конвейера типа ROPECON»,** представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук, по специальности 2.8.8 Геотехнология. Горные машины.

Данной справкой подтверждаем, что результаты диссертационной работы, выполненные аспирантом кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» Национального исследовательского технологического университета МИСИС Доблером Максимом Олеговичем, актуальны, обладают новизной, а разработанная им «Методика расчёта параметров става вантового ленточного конвейера» является практически значимой, и может быть использована в ООО «ЦГМ», не только для расчёта и конструирования става обозначенного типа ленточного конвейера, но и для традиционных ленточных конвейеров с вантовым ставом, область применения которых, в последнее время значительно расширяется по причине уменьшения весовых характеристик линейных секций става, а также за счёт возможности преодоления природных и промышленных преград возникающих на трассе длинных, магистральных ленточных конвейеров.

Директор по проектированию Дворянинов Д.С.