

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

*На правах рукописи*

**Бердюгин Илья Андреевич**

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА ТЯГОВОГО РАСЧЁТА ВАНТОВОГО  
ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ТИПА ROPESON®**

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

## Содержание

<b>Содержание</b> .....	2
<b>Введение</b> .....	4
<b>Глава 1. Конструктивные особенности подвесного вантового ленточного конвейера</b> .....	9
1.1. Описание конструктивных особенностей конвейера типа RopeCon®.....	9
1.2 Особенности трассы подвесных вантовых конвейеров.....	16
1.3 Методы расчета конвейеров с гибкими тяговыми элементами.....	19
1.3.1 Общая схема расчета конвейеров с гибкими тяговыми элементами...	19
1.3.2. Определение конструктивных параметров ленточных конвейеров традиционной конструкции.....	20
1.3.3 Методы тягового расчета ленточных конвейеров традиционной конструкции.....	26
1.4 Пример расчета подвесного вантового конвейера, имеющегося в открытом доступе.....	29
Выводы по главе и постановка задач исследования.....	33
<b>Глава 2. Критерии и методы выбора конструктивных и эксплуатационных параметров подвесного вантового конвейера</b> .....	36
2.1 Проблемы расчета подвесного вантового конвейера.....	36
2.2 Выбор конструктивных параметров ленты.....	36
2.3 Оценка погонного веса груза и движущихся частей конвейера.....	42
2.4 Ограничения на величину натяжения основной ленты .....	45
2.5 Критическая скорость движения ленты на линейной части конвейера.....	48
2.6 Критическая скорость движения ленты при крутильных колебаниях на участке её поворота.....	51
2.7 Выбор оптимального расстояния между ходовыми роликами.....	56
Выводы по главе 2.....	60

<b>Глава 3. Разработка метода тягового расчета подвесного канатного конвейера.....</b>	<b>64</b>
3.1. Виды и метод анализа сопротивлений движению тягового органа подвесного канатного конвейера.....	64
3.2. Метод определения составляющих основного распределенного сопротивления.....	65
3.2.1. Сопротивление вращению ходовых роликов.....	65
3.2.2. Сопротивление от изгибной деформации направляющих канатов.....	70
3.2.3 Сопротивление от вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты.....	78
3.3. Местные (сосредоточенные) сопротивления в контуре конвейера.....	82
3.3.1. Сопротивление в месте загрузки материала на ленту.....	82
3.3.2. Сопротивление при огибании лентой барабанов.....	82
3.3.3. Сопротивление на участках переворота ленты.....	83
3.3.4. Сопротивление при прохождении лентой опорных вышек.....	85
3.4. Разработка методики тягового расчета подвесного канатного конвейера.....	85
3.4.1. Условные обозначения, принятые в блок-схеме алгоритма тягового расчета подвесного канатного конвейера.....	85
3.4.2. Алгоритм тягового расчета подвесного канатного конвейера.....	86
Выводы по главе 3.....	90
<b>Заключение и общие выводы.....</b>	<b>92</b>
<b>Список литературных источников.....</b>	<b>95</b>
<b>Приложение А Методика тягового расчета вантового ленточного конвейера типа RopeCon® .....</b>	<b>102</b>
<b>Приложение Б Справка о практическом использовании результатов в ООО «Белохолуницкие конвейеры».....</b>	<b>122</b>
<b>Приложение В Справка о практическом использовании результатов в ООО «Криэйшн тяжмаш».....</b>	<b>123</b>

## Введение

**Актуальность работы.** Объемы перемещения полезных ископаемых и вскрышных пород средствами непрерывного транспорта в горнодобывающей отрасли России постоянно увеличиваются. При этом, особенно важна роль традиционных и специальных типов ленточных конвейеров, при применении циклично-поточной технологии (ЦПТ) на крупных горно-обогатительных комбинатах. Они используются, как внутри карьеров, при подъеме горной массы из карьера, а также на поверхности, например, на Михайловском, Лебединском, Оленегорском, Ковдорском ГОКах. Несмотря на свои преимущества перед средствами циклического транспорта указанные конвейерные установки имеют существенные недостатки. Это высокая металлоёмкость става из-за наличия большого количества роlikоопор и большая энергоёмкость процесса транспортирования, а следовательно, высокие капитальные и эксплуатационные затраты на обслуживания непрерывного транспорта.

Решение обозначенных проблем возможно с применением подвешного вантового конвейера типа RopeCon<sup>®</sup>. Став такого конвейера, подобно подвесной канатной дороге, состоит из канатов, опирающихся на опорные вышки. Расстояние между вышками может составлять до 1100 м. Это на 60 % снижает металлоёмкость става, а также позволяет преодолевать различные преграды по трассе конвейера.

На указанном типе конвейеров используются плоские ленты с закреплёнными на них гофрированными бортами и ходовыми роliками, движущиеся по направляющим канатам. Это позволяет сказать, что данный конвейер является комбинацией ленточного и пластинчатого конвейеров, а также подвесной канатной дороги. При этом примерно в 4 раза снижается коэффициент сопротивления движению ленты, по сравнению с традиционным ленточным конвейером, уменьшается потребление электроэнергии приводом конвейера во столько же раз [1]. Подробное описание и принцип работы данного типа конвейера приведены в статье [2].

Оригинальные конструктивные решения, позволяющие совместить элементы ленточного и пластинчатого конвейеров и подвесной канатной дороги в единой конструкции рассматриваемого конвейера RopeCon<sup>®</sup>, представленные в публикациях [3 – 6, 8 -15].

Наряду с ограниченным количеством открытой научно-технической информации от его проектировщика и производителя потребовало разработки теории расчета подвесной вантовой канатной системы става конвейера [7, 18]. При этом выбор модели провеса канатов между опорными вышками произведен на основе данных, представленных в статье [15] и теории гибких нитей [16, 17]. Разработанная теория позволила определить основные конструктивные и эксплуатационные параметры подвесной канатной вантовой системы става рассматриваемого конвейера.

Учитывая указанные выше инновационные решения в конструкции конвейера, заключающиеся в: использовании специальной ленты с гофробортами и ходовыми роликами; перемещении ходовых роликов (в отличие от пластинчатого конвейера) по гибким направляющим канатам вантовой системы конвейера, влияющих на величину коэффициента сопротивления их движению; особенностях огибания ленты с гофробортами и ходовыми роликами барабанов конвейера; невозможности установки на конвейере более одного приводного барабана; необходимости выбора и регулирования натяжения и провеса вантового канатного става в пролетах между опорными вышками; обязательном применении двух участков переворота ленты (в головной и хвостовой части конвейера), с определением их длины и возникающего на них сопротивления движению ленты, позволили сделать заключение, что разработка метода тягового расчёта подвесного вантового конвейера, позволяющего определить все его необходимые конструктивные и эксплуатационные параметры, является актуальной.

**Цель работы:** Разработка метода тягового расчёта подвесного вантового конвейера RopeCon<sup>®</sup> с учётом специфики его трассы и конструктивного исполнения.

**Идея работы** состоит в установлении аналитических зависимостей эксплуатационных и конструктивных параметров, а также сопротивлений движению ленты в зависимости от физико-механических свойств транспортируемого груза, расстояния пролета между опорными вышками и величины углов наклона трассы конвейера, основывающихся на экспериментальных данных и математических моделях, а также создании на их основе метода тягового расчета подвесного вантового конвейера RopeCon®.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Получены аналитические зависимости для определения оптимальной площади поперечного сечения груза, располагаемого на ленте конвейера типа RopeCon®, с учётом рабочей ширины ленты и высоты гофробортов.

2. Обоснованы верхние и нижние диапазоны ограничений на допустимое натяжение и скорость движения ленты, а также на расстояние между ходовыми роликами конвейера типа RopeCon® с учётом возможных колебаний вантового става и вертикальных и крутильных колебаний ленты.

3. Разработаны алгоритмы расчета распределенных сопротивлений движению ленты на грузовой и порожней ветви конвейера и определены местные сопротивления её движению при огибании барабанов, в том числе на участке переворота ленты, учитывающие особенности эксплуатационных и конструктивных параметров подвесного вантового конвейера типа RopeCon®.

4. Разработан метод тягового расчета подвесного вантового конвейера типа RopeCon®, учитывающий наличие на трассе конвейере участков с отрицательным и положительным наклоном, а также возможные колебания канатного вантового става.

**Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается** корректным использованием разделов математического анализа и теории дифференциальных уравнений, теоретической механики, сопротивления материалов и теории упругости, теории машин непрерывного транспорта и подвесных вантовых систем, а также принятыми нормами международных стандартов расчёта и проектирования машин непрерывного транспорта.

**Научная новизна работы** состоит в решении актуальной научной задачи, заключающейся в разработке метода тягового расчета подвешенного вантового конвейера типа RopeCon<sup>®</sup>, с учётом специфики трассы и конструктивного исполнения, необходимых для обоснования его эксплуатационных параметров.

**Научное значение работы** состоит в:

1. Разработке обоснованного способа расчёта необходимой ширины конвейерной ленты, высоты её гофробортов и теоретического сечения слоя груза располагаемого на ленте конвейера, в отличие от принятого эмпирического способа.

2. Обосновании величины верхних и нижних ограничений на скорость движения ленты и шаг ходовых роликов с учётом возможных колебаний канатного вантового става и возникающих вертикальных и крутильных колебаний конвейерной ленты.

3. Разработке метода тягового расчета конвейера типа RopeCon<sup>®</sup>, учитывающего распределенные сопротивления движению ленты на грузовой и порожней ветвях на основе выведенных теоретических зависимостей отдельных составляющих этих сопротивлений от комплекса параметров, а также обязательного наличия по всей длине участков трассы с отрицательными и положительными углами наклона при возможном колебании канатного вантового става.

**Практическое значение работы** заключается в том, что на основании разработанного метода тягового расчета подвешенного вантового ленточного конвейера типа RopeCon<sup>®</sup>, предложена методика его тягового расчета, учитывающая конструктивные особенности его узлов, трассы и вантового става. Полученные научные результаты и выводы диссертационной работы рекомендуется применять на предприятиях и в организациях, занимающихся проектированием, конструированием и эксплуатацией ленточных конвейеров для горнодобывающей промышленности, а также в учебном процессе на практических занятиях, а также при курсовом и дипломном проектировании.

**Реализация результатов диссертационной работы.** Научные и практические результаты диссертации приняты к использованию в ООО «Криэйшн тяжмаш» и ООО «Белохолуницкие конвейеры», а также используются в учебном комплексе горного института НИТУ МИСИС, при подготовке студентов и магистров горно - металлургического профиля.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты работы ежегодно докладывались на международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (2022 - 2024) и на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ МИСИС.

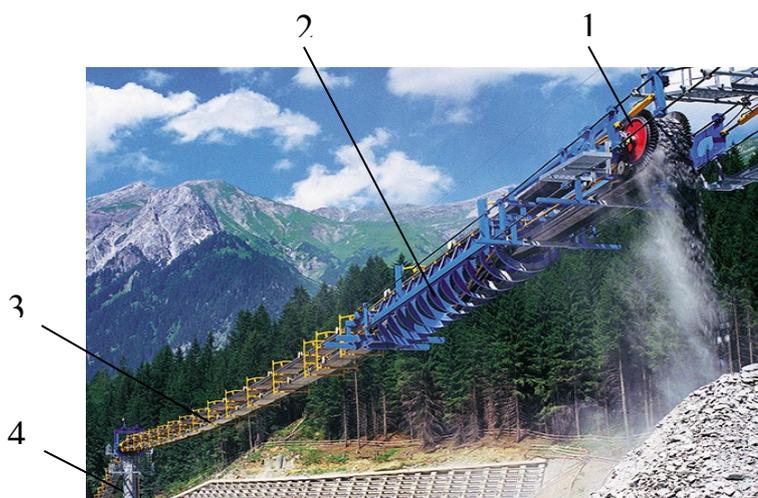
**Публикации.** Основные положения диссертационной работы опубликованы в 3 научных статьях, из которых 2 входят в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ, и одна - в индексируемую наукометрическую базу Scopus.

**Объем и структура работы.** Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, библиографического списка и трех приложений. Работа изложена на 123 страницах текста, содержит 7 таблиц и 31 рисунок. Библиография включает 69 наименований.

## Глава 1. Конструктивные особенности подвесного вантового ленточного конвейера типа RopeCon®

### 1.1. Описание конструктивных особенностей конвейера типа RopeCon®

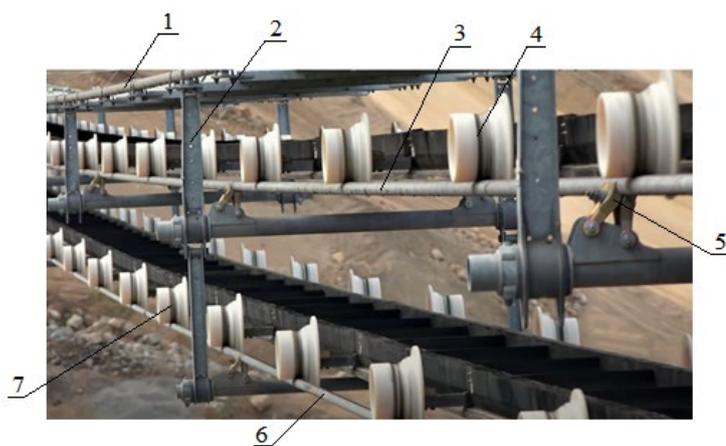
Конвейер типа RopeCon® – это стационарная система транспортирования на большие расстояния, в которой совмещаются преимущества подвесных канатных дорог и традиционного транспорта ленточными конвейерами. На рис 1.1. представлен ленточный конвейер RopeCon® с обозначением основных узлов.



1– приводной блок мощностью 30 кВт; 2–устройство для переворота ленты; 3– линейный став конвейера; 4–промежуточная опора

*Рисунок 1.1 - Конвейер типа RopeCon® в проекте «Strengen» по строительству автодорожного тоннеля в Тироле, Австрия, [3].*

На рис. 1.2 показана, подвесная канатная система конвейера RopeCon®, состоящая из шести канатов, два из которых – несущие 1, а четыре 3 и 6 – направляющие, по которым перемещаются соответственно ходовые ролики грузовой ветви 4 и порожней 7. В качестве несущих канатов применяются армированные, оцинкованные или закрытые типы. На двух несущих канатах 1 закреплены опорные рамы 2, поддерживающие направляющие канаты 3 и 6.



1 - несущий канат; 2 – опорная рама; 3 – направляющий канат грузовой ветви;  
 4 – ходовые ролики грузовой ветви; 5 – кронштейн опорной рамы;  
 6 – направляющий канат порожней ветви; 7 – ходовые ролики порожней ветви

*Рисунок 1.2 - Линейная секция подвешеного вантового ленточного конвейера типа RopeCon, [4].*

Опорные рамы 2 поддерживают несущие канаты 1 и удерживают их параллельно на прямолинейной трассе. С одной стороны они не дают ходовым роликам 4, 7 сойти с направляющих канатов 3, 6, а с другой стороны – поддерживают верхнюю и нижнюю ветви конвейера, передавая часть их веса на несущие канаты.

В несущих канатах создается натяжение, достаточное для поддержания посредством ходовых роликов веса транспортируемого груза, ленты и всех дополнительных компонентов. Благодаря возможным большим пролетам несущих канатов допускается преодоление больших расстояний между берегами рек, вершинами гор или других препятствий.

Несущие и направляющие канаты одним концом закреплены на бетонном фундаменте, а к другому их концу - через блоки подвешены натяжные грузы. На протяжении трассы конвейера может быть установлено несколько промежуточных опор – аналогично подвесной канатной дороге.

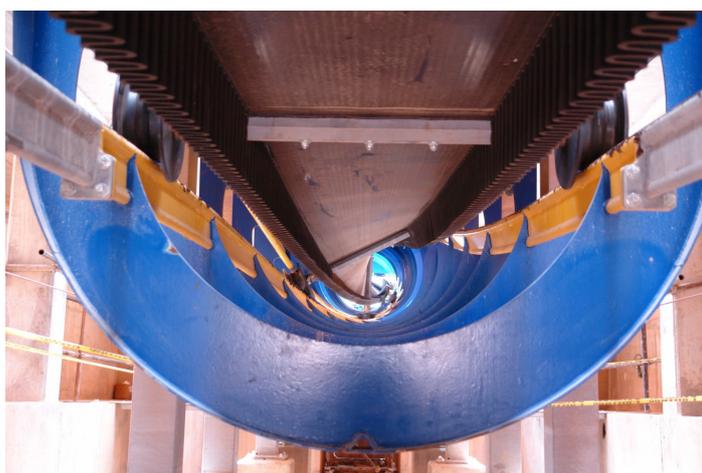
На некоторых участках конвейера (например, на участке загрузки) конструкция става конвейера может быть не канатной - вантовой, а жесткой (рис.1.3). (в синий цвет окрашены элементы жесткого става, в желтый цвет – элементы вантового става).



*Рисунок 1.3 - Конвейер RoperCon® с комбинацией жесткого и вантового става*

Для исключения просыпания прилипших к порожней ветви ленты остатков груза после разгрузочного устройства и перед приводным барабаном, устанавливают устройства для переворота ленты на  $180^{\circ}$ . Это же устройства, в случае необходимости, обеспечивают возможность транспортирования другого груза на порожней ветви в обратном направлении.

Устройство для переворота ленты представляет собой единую жесткую конструкцию, подвешенную на несущих канатах и содержащую жесткие направляющие для опорных роликов (рис. 1.4).



*Рисунок - 1.4 Вид изнутри устройства для переворота ленты на холостой ветви конвейера*

Тяговым и грузонесущим органом данного типа конвейера является плоская лента, с привулканизированными к её краям волнистыми бортами 3, предназначенными для предотвращения бокового обрушения располагаемого на

ней насыпного груза, рис. 1.5. В зависимости от длины конвейера, его производительности и угла наклона могут быть использованы резиноканавчатые, резиноканавчатые, или однопрокладочные - арамидные конвейерные ленты. Использование резиноканавчатых лент возможно на конвейерах, не превышающих длину 500 метров, что связано с их повышенным удлинением.

Следует особо отметить, что применение однопрокладочных - арамидных конвейерных лент улучшает эксплуатационные характеристики конвейера RopCon<sup>®</sup>, поскольку они, в сравнении с равнопрочными резиноканавчатыми лентами, имеют на 30% меньший погонный вес, что положительно влияет на снижение энергозатрат при транспортировании материала, за счёт чего, снижаются нагрузки на ходовые ролики и барабаны – поскольку их диаметры также уменьшаются [67].

При этом, в сравнении с традиционным ленточным конвейером, достигается большее поперечное сечение материала, лежащего на ленте, за счёт применения бортов волнистой формы, позволяющих ленте изгибаться на приводном и обводном барабанах без перенапряжения бортов. Высота бортов зависит от ширины ленты и производительности конвейера. Кроме того, через определённые расстояния к ленте крепятся оси 2, на концах которых установлены ходовые пластиковые ролики.



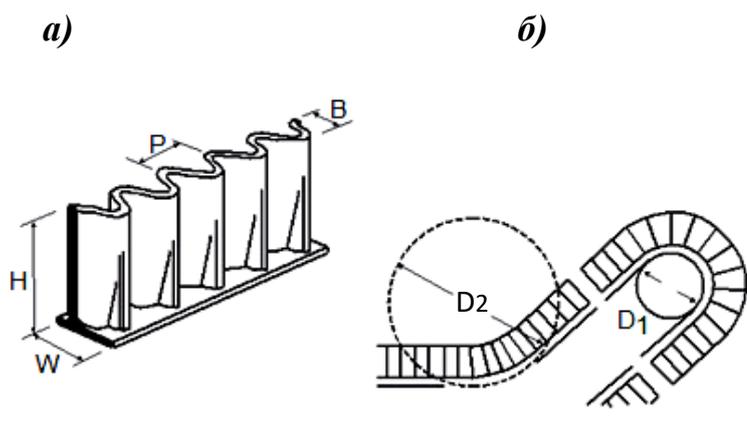
1-ходовые ролики; 2- ось роликов; 3-лента с гофрированными бортами  
*Рисунок 1.5 - Ходовые ролики с осью в сборе с конвейерной лентой: [1]*

Особый интерес для расчета конвейера представляет конструкция тягового и грузонесущего органа - ленты и её параметры, в которой обычно используются гофрированные борта «MAXOFLEX<sup>®</sup>» и «FLEXOWELL<sup>®</sup>» германской фирмы

«ContiTech» или их аналоги, выпускаемые другими фирмами. Конвейерная лента типа «FLEXOWELL®» состоит из двух основных элементов - резиноканевой или резинокросовой базовой ленты, а также из гофрированных бортов изготовленных из армированного, вулканизированного каучука [3].

Такие ленты могут поставляться для различных величин действующих нагрузок: легкая (M), средняя (MW), тяжелая (MWS) и сверхтяжелая (MWSF), рис. 1.6. В зависимости от применяемой категории лент (MW/TW/TCW), они выпускаются с армированием тканью, что обеспечивает лучшую стабильность их эксплуатации. В табл. 1.1 приведены геометрические размеры гофроботов «MAXOFLEX®» изготавливаемых для указанных конвейерных лент.

Гофрированные борта и перегородки MAXOFLEX®, изготавливаются в соответствии с разработанным стандартом.



а - обозначение геометрических размеров, б - диаметры барабанов обеспечивающих прохождение лентой вертикальных криволинейных участков ( $D_1$ -приводной барабан)

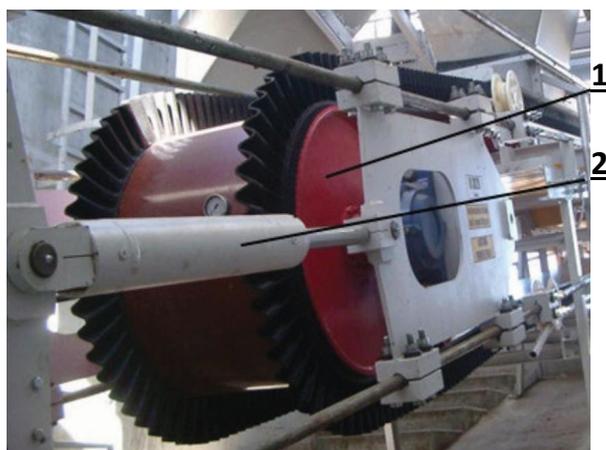
Рисунок 1.6 - Обозначение размеров гофробортов, для лент типа «MAXOFLEX®»

Привод ленты конвейера рассматриваемого типа - однобарабанный, как и на традиционных ленточных конвейерах, включает в себя: соединительные муфты, редуктор, гидравлическую муфту, электродвигатель, а натяжение ленты создается обводным хвостовым барабаном.

Таблица 1.1 - Геометрические размеры лент «гофроборт» типа MAXOFLEX

Тип перегородки	Геометрические размеры перегородок				
	H, мм	W, мм	P, мм	D <sub>1</sub> мин., мм	D <sub>2</sub> мин., мм
M40	40	35	35	120	200
M60	60	50	50	150	240
M80S	80	50	40	200	320
M100	100	50	40	250	400
M 100S	100	50	40	250	400
M 120	120	50	50	300	480
M 140	140	50	50	350	560
MW 80S	80	50	40	200	320
MW100	100	50	50	250	400
MW100S	100	50	40	250	400
MW120	120	50	50	300	480
MW140	140	50	50	350	560
MWS120	120	75	60	300	480
MWS140	140	75	60	350	560
MWS160	160	75	60	400	640
MWS180	180	75	60	450	720
MWS200	200	75	60	500	800
MWS250	250	75	60	625	1000
MWS280	280	75	60	750	1200
MWS300	300	75	19	750	1200
MWSF300	300	110	80	800	1000
MWSF350	350	110	80	1000	1200
MWSF400	400	110	80	1150	1400
MWSF450	450	110	80	1300	1600

Натяжение ленты создается либо гидравлическими цилиндрами, прикрепленными к натяжному барабану, рис. 1.7, либо грузовыми натяжными устройствами, что обеспечивает постоянно стабильное натяжение ленты и её прямолинейный ход.



**1-натяжной барабан; 2-гидроцилиндр натяжного устройства**

*Рисунок 1.7 – Гидравлическое натяжное устройство конвейера [1]*

Так же, как и на подвесных канатных дорогах, в соответствии с топографией местности, по трассе конвейера устанавливаются промежуточные опоры, рис. 1.8, предельное расстояние между которыми ограничивается допустимым натяжением канатов.



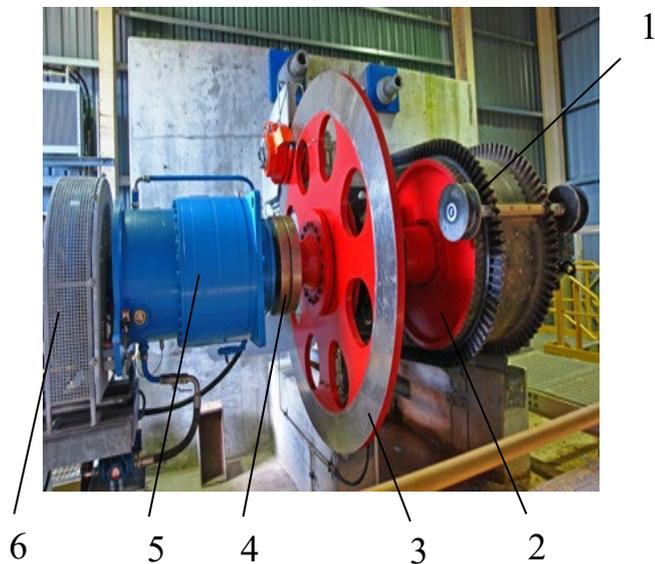
**1-несущий канат; 2 – направляющий канат грузовой ветви; 3 -направляющий канат порожней ветви**

*Рисунок 1.8 - Промежуточная опорная вышка канатного става конвейера*

Загрузка конвейера производится либо из бункера, либо питателем, обеспечивающим равномерное поступление груза на ленту конвейера.

В месте разгрузки транспортируемый материал либо передается на другой конвейер, либо поступает в направляющий - разгрузочный желоб.

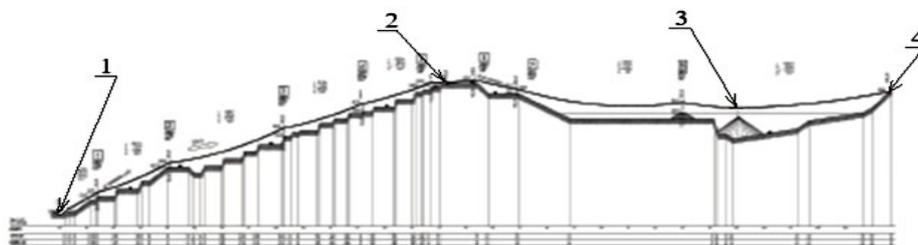
Привод конвейера (рис. 1.9), как правило, расположен в верхней части его трассы, как и на традиционном ленточном конвейере. Одним из преимуществ конвейера его разработчики считают возможность его работы в режиме рекуперации электроэнергии.



1- лента «гофроборт» с ходовыми роликами; 2- приводной барабан; 3-дисковый тормоз; 4-соединительная муфта; 5-пусковая муфта; 6- электродвигатель  
*Рисунок 1.9 - Вариант приводного блока транспортной системы, [3]*

## 1.2 Особенности трассы подвесных вантовых конвейеров

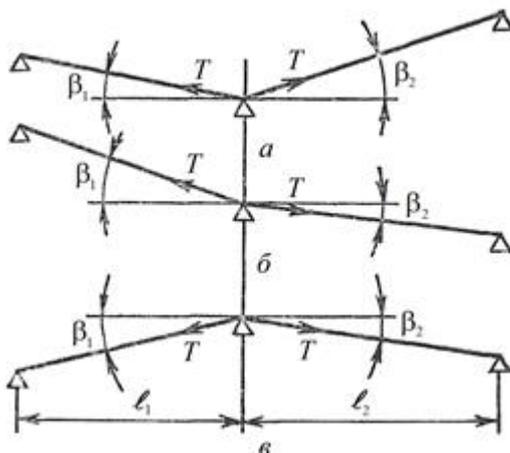
Профили трассы подвесного вантового конвейера (пример которой приведен на рис. 1.10) можно подразделить, как и для подвесных канатных дорог, на три типа - ровный (прямолинейный), вогнутый и выпуклый (рис. 1.11).



1 – узел загрузки; 2- промежуточная станция натяжения канатов; 3 – место разгрузки; 4 – место заанкеривания канатов

*Рисунок 1.10 – Пример трассы подвесного вантового конвейера [1]*

На отдельных участках трассы продольный профиль может быть прямым, вогнутым и выпуклым, рис. 1.11.



а, б – вогнутые участки; в – выпуклый участок

Рисунок - 1.11. Возможные варианты профилей трассы подвесного канатного конвейера: [1]

Вогнутый характер трассы - предпочтительнее, так как при этом можно делать длину пролетов между опорами больше – она не ограничена углами перегиба несущих канатов на опорах. Однако возникает проблема надежности прилегания ходовых роликов к направляющим канатам.

Для обеспечения надежности прилегания ходовых роликов к направляющим канатам должны быть соблюдены следующие условия (по аналогии с вантовой системой конвейера):

а) при превышении натяжения ленты на 40 % нагрузка на ходовой ролик должна оставаться положительной;

б) нагрузка от ролика на канат при наиболее неблагоприятных условиях нормальной работы, а также при отсутствии груза на конвейере должна быть не менее 40% от номинальной величины;

в) нагрузка от ролика на канат должна оставаться положительной и при давлении ветра снизу на ленту до 500 Па.

При этом трасса строится по параболической кривой, проходящей через верхние точки опор, что обеспечивает одинаковые коэффициенты запаса надежности прилегания несущих канатов к опорным башмакам. Такая кривая

называется перенапряженной кривой, так как фактически выбираемая кривая провеса канатов включает их провесы между опорными вышками и соответствует меньшему натяжению канатов, чем по перенапряженной кривой.

Допускаемый относительный провес этой кривой для подвесных канатных дорог ограничен допустимым углом перегиба канатов на опорах, а следовательно, углом сбегания и набегания каната на опору, тангенс которого принимается равным 0,04-0,08, а в исключительных случаях – может достигать до 0,2 [16].

Оценим относительный провес каната согласно теории гибких тяжелых нитей [17]. Если хорда линии провеса горизонтальна, то

$$\sin \alpha = p \left( \frac{2x}{L} - 1 \right), \quad (1.1)$$

где  $\alpha$  – текущий угол наклона каната;

$x$  – расстояние от опоры;

$L$  – длина хорды;

$p$  – относительный провес каната в пролете,  $p=f/L$ ;

$f$  – абсолютная величина провеса.

Согласно приведенным выше нормам, при  $x=0$ ,  $|\sin \alpha| \leq 0,04$  (при малом значении угла). Тогда величина относительного провеса каната  $p \leq 0,04$ , т.е. 1/25.

Однако в работе [18] показано, что подвесная система рассматриваемого конвейера является вантовой системой, ввиду наличия опорных рам в пролетах между опорами. Поэтому нормы провеса необходимо выбирать по рекомендациям для вантовых систем [19]. При этом для обеспечения необходимой поперечной жесткости системы рекомендуются значения  $p=1/80 \div 1/100$ . Поэтому в дальнейшем будем ориентироваться на эти значения. Но даже при этих нормах на ровном участке трассы, конвейер большую часть своей длины работает, как наклонный. При этом под понятием «наклонный» подразумевается конвейер, на грузовой ветви которого скатывающая сила, обусловленная углом наклона  $\alpha$ , не менее силы сопротивления движению ленты, характеризуемой коэффициентом распределенного сопротивления  $w$ . Границы такого участка определим по формуле (1.2):

$$|\sin \alpha| = |p(\frac{2x}{L} - 1)| \geq w. \quad (1.2)$$

С учётом того, что заявленное разработчиками конвейера значение коэффициента распределенного сопротивления составляет  $w=0,005$ , тогда при  $p=0,01$  получим (1.3)

$$\frac{x}{L} \leq 0,25 ; \quad \frac{x}{L} \geq 0,75. \quad (1.3)$$

То есть первую и последнюю четверти пролета конвейер работает, как наклонный. Таким образом, даже при самой идеальной трассе не менее половины своей длины он является наклонным (по принятому выше определению). Кроме того, первую четверть пролета конвейер работает, как нагорный (транспортирует груз «сверху-вниз»), а последнюю четверть пролета конвейер работает, как подъёмный. Это усложняет задачу построения диаграммы натяжений ленты и выбора величины предварительного ее натяжения.

### **1.3 Методы расчета конвейеров с гибкими тяговыми элементами**

#### **1.3.1 Общая схема расчета конвейеров с гибкими тяговыми элементами**

Выполнение тягового расчёта конвейеров с гибкими тяговыми элементами, осуществляется в следующей последовательности [22]:

1. Определяются габариты конвейера на основании заданной производительности, компоновки и условия эксплуатации.
2. Определяется натяжение тягового элемента в различных точках конвейера методом обхода по контуру.
3. Проводится проверка провисания тягового элемента.
4. Определяется статическая мощность электродвигателя привода.
5. Рассчитывается усилие необходимое для перемещения натяжного барабана.
6. Производится расчёт тягового элемента.
7. Составляется схема привода и производится кинематический расчёт.
8. Осуществляется проверка электродвигателя привода на перегрузку при пуске.

Обзор научно - технической литературы в области конвейеров с гибкими тяговыми элементами показал, что в настоящее время отсутствуют какие - либо научно обоснованные рекомендации по тяговому расчету (в частности по коэффициенту распределенного сопротивления движению ленты), исследованию устойчивости движения тягового элемента, а также выбору эксплуатационных и конструктивных параметров, таких, как эффективная скорость движения ленты при заданной производительности, расстояние между роlikоопорами и оптимальные их диаметры на грузовой и порожней ветви конвейера.

В связи с тем, что расчет конвейеров с гибкими тяговыми органами, начинается с определения их конструктивных параметров, остановимся на этом вопросе более подробно.

### **1.3.2. Определение конструктивных параметров ленточных конвейеров традиционной конструкции**

В результате многолетних исследований многих ученых и проектировщиков, а также научно-исследовательских учреждений, разработана в целом общепризнанная методика определения конструктивных, силовых и режимных параметров ленточных конвейеров традиционной конструкции, изложенная в работах [22, 42, 43, 46, 54 и др.]. В табл. 1.2. приведены основные пункты этой методики, систематизированные по конструктивным элементам и узлам конвейера.

Таблица 1.2. Алгоритм определения основных конструктивных параметров элементов ленточного конвейера по данным литературных источников, [22, 42, 43, 46, 54] и др.

Элемент конвейера	Наименование параметра	Метод и формула расчета	Уточнения или ограничения на значение параметра	Для чего используется параметр
Лента	Ширина	Задается и проверяется по условию кусковатости транспортируемого груза - $a_{max} B_{min} = 2a_{max} + 0,2$	---	Весь расчет
	Скорость движения	$v = Q / (A_{15} K_{\beta} \cdot 300 \cdot \gamma_r \cdot ctg \left( \frac{\pi - \varphi_0}{6} \right) \cdot (0,9B - 0,05)^2),$ $15 = \begin{cases} I - \text{бункера нет;} \\ \text{Кг. лн} - \text{есть аккумулярующая ёмкость;} \end{cases}$	---	Весь расчет
	Прочность $\delta_p$	Задается по таблице в зависимости от принятой ширины ленты	---	Весь расчет
	Запас прочности ленты $n_3$	Определяется по таблице в зависимости от типа ленты и максимального угла наклона трассы конвейера	---	Расчет необходимый прочности ленты
	Вес	Определяется по таблице в зависимости от прочности ленты и ее типа	Уточнение проводится в ходе тягового расчета	Весь расчет

Элемент конвейера	Наименование параметра	Метод и формула расчета	Уточнения или ограничения на значение параметра	Для чего используется параметр
Став	Расстояние между роlikоопорами верхней и нижней ветви	$l'_p = 1,5 - [B] \cdot 0,1 - [\gamma] \cdot 0,1$ $l''_p = l'_p \cdot H$ <p>Где [43] указывает, что берется только целая часть величины, находящейся в скобах</p>	<p>Иногда определяется переменное расстояние между роlikоопорами в зависимости от текущего натяжения ленты по формуле <math>l'_{pH} = S_r / (8 \cdot q_c)</math>, где <math>S_r</math> – натяжение на рассматриваемом участке трассы</p> $q_c = \begin{cases} q_r + q_l & \text{– для участка грузовой ветви} \\ q_l & \text{– для участка порожняковой ветви} \end{cases}$	Весь расчет
	Конструктивные параметры переходных кривых	<p>Радиус</p> $\begin{cases} R = 12B & \text{– для кривых выпуклостью} \\ & \text{вверх для вогнутых кривых} \\ \frac{W_{II}}{q_l} & \text{или} \frac{W_r}{q_l + q_r} \end{cases}$	---	Стоимостной расчет конвейера
Привод	Диаметр привода барабана	Определяется по таблице, как функция от прочности и ширины ленты	<p>Уточнение диаметра приводного барабана по допустимому удельному давлению</p> $D_{\sigma} = \frac{2W_o}{\beta \alpha \mu P_{дон}}$	
	Число приводных барабанов	Определяется в зависимости от заданного угла обхвата лентой приводного барабана	Диаметр барабана округляется до ближайшего большего по ГОСТу	

Элемент конвейера	Наименование параметра	Метод и формула расчета	Уточнения или ограничения на значение параметра	Для чего используется параметр
	Типоразмер двигателя	Выбирается в зависимости от требуемой мощности привода и скорости вращения ротора	Уточнение проводится по той же схеме, что и выбор, но уже с учетом уточненного значения мощности привода	Расчет динамики, надежности, стоимости
	Число двигателей	Определяется в зависимости от необходимой мощности привода конвейера	Уточнение проводится по уточненному значению мощности привода	Расчет надежности, стоимости
	Типоразмер редуктора	Выбирается в зависимости от мощности двигателя и передаточного числа редуктора	Уточнение проводится по той же схеме, что и выбор, но уже с учетом уточненного значения мощности привода	Расчет надежности, стоимости
	Места установки привода	Принимается, что место установки привода в головной части конвейера	Окончательный выбор места выполняется по критерию минимизации его мощности (общего тягового усилия)	Детальный тяговый расчет
Натяжное устройство	Тип и место установки натяжного устройства	Определение оптимального значения проводится по критерию минимизации дополнительных натяжений, возникающих при нестационарных условиях работы конвейера	---	При определении прочности ленты, детальном тяговом расчете и определении стоимости

Элемент конвейера	Наименование параметра	Метод и формула расчета	Уточнения или ограничения на значение параметра	Для чего используется параметр
	Вес натяжного устройства	Определяется в зависимости от типа натяжного устройства, места его установки и натяжений в ленте	---	Расчет стоимости
	Ход натяжного устройства	$L_H = L_{упр} + L_M + L_{B,m}$ $L_{упр}, L_M, L_B$ – ход натяжного барабана соответственно для компенсации упругого удлинения ленты, для производства монтажных работ, для компенсации вытяжки вновь навешенной ленты	---	Расчет стоимости
Роликоопоры	Диаметр роликоопор	Диаметр роликов грузовой $D_{Rг}$ и порожняковой $D_{Rп}$ ветвей определяются в зависимости от ширины ленты и насыпной плотности транспортируемого груза	Уточняются после выбора типа подшипников	Используется при расчете массы роликов и показателей надежности
	Вес роликов, приходящийся на один метр длины конвейера	$q_p' = (B+0,6) 10^3$ $D_R^2 = (q L_p')^{-1}$ $q_p'' = (14B+0,4)$ $D_R^2 = 10^2 (q \cdot L_p'')^{-1}$	Уточнение выполняется при изменении значения расстояний между роликоопорами, по длине конвейера	Используется на всех этапах тягового расчета, расчета динамики, надежности и стоимости.

Элемент конвейера	Наименование параметра	Метод и формула расчета	Уточнения или ограничения на значение параметра	Для чего используется параметр
	Тип подшипника ролика	Определяется оптимальное значение по критерию оптимизации срока службы роликкоопор грузовой ветви	---	При определении надежности и стоимости
Барабаны	Диаметры барабанов	Диаметры концевых, натяжного и отклоняющего барабана определяются в зависимости от диаметра приводного барабана	---	Используется при расчете стоимости
	Ширина барабанов	Определяются в зависимости от ширины ленты по формуле: $L_B = B + A_{16}$ $A_{16} = \begin{cases} 0,15 & \text{при } B \leq 1,2 \\ 0,2 & \text{при } B > 1,2 \end{cases}$	---	При расчете стоимости

Необходимо отметить, что приведенный в табл. 1.2 алгоритм определения основных параметров ленточного конвейера является только одним из возможных вариантов. Следует подчеркнуть, что конструктивные и эксплуатационные особенности подвесных вантовых канатных конвейеров, безусловно, должны быть отражены в отдельных пунктах методики определения его основных параметров.

### **1.3.3 Методы тягового расчета ленточных конвейеров традиционной конструкции**

В принятых в нашей стране методиках тягового расчета ленточных конвейеров различают ориентировочный тяговый расчет и уточненный. Все сопротивления движению ленты подразделяют на распределенные и местные (сосредоточенные). К местным сопротивлениям относят сопротивления возникающие в месте загрузки материала на ленту, при огибании лентой барабанов и т. д. При ориентировочном расчете коэффициент распределенного сопротивления движению ленты по роликам  $W$  учитывает в основном тип ленты, тип и конструкцию подшипникового узла, а также качество монтажа конвейера, причем дифференциация коэффициента по значениям весьма широкая. Таким образом, ориентировочный метод тягового расчета ленточных конвейеров с использованием общего коэффициента сопротивления движению ленты дает существенную погрешность и что весьма важно, не позволяет учесть многие факторы: температуру окружающей среды, скорость движения ленты, расстояние между роликосторами, нагрузки на ролик и т. д., существенно влияющих на величину коэффициента сопротивления движению ленты  $W$ .

Общее тяговое усилие  $W_0$  определяемое при ориентировочном тяговом расчете конвейера определяется по формуле [39, 40,54]:

$$W_0 = W_{\Gamma} + W_n = k(q_{\Gamma} + q_p' + q_p'' + 2q_{\text{л}})Lw' \cos \beta \pm q_{\Gamma}L \sin \beta, H \quad (1.4)$$

где  $W_{\Gamma}$  и  $W_n$  – сопротивление движению верхней (грузовой) и нижней (порожной) ветвей конвейера, Н;  $k$  – коэффициент, учитывающий

сосредоточенные силы сопротивления движению;  $q_2$ ,  $q_l$ ,  $q'_p$ ,  $q''_p$  – погонные нагрузки от веса груза, ленты, вращающихся частей роlikоопор на верхней и нижней ветвях конвейера, Н/м;  $w'$  – общий коэффициент сопротивления движению ленты;  $L$  – длина конвейера;  $\beta$  – угол установки конвейера.

При дальнейшем уточнении величины значения  $W_o$  можно использовать различные величины коэффициентов сопротивления движению ленты на верхней и нижней ветви конвейера, тогда (1.5, 1.6):

$$W_o = k(q_\Gamma + q_l + q'_p)Lw'_\Gamma \cos \beta \pm (q_\Gamma + q_l)L \sin \beta \quad (1.5)$$

$$W_o = k(q_l + q''_p)Lw' \cos \beta \pm q_l L \sin \beta \quad (1.6)$$

где  $w'_2$  и  $w'_n$  – коэффициенты сопротивления движению ленты по роликам, соответственно, на верхней и нижней ветвях конвейера.

Коэффициенты сопротивления движению ленты в данном расчете  $w'_2$  и  $w'_n$  не учитывают влияния таких существенных факторов, как предварительное натяжение ленты, её скорость и ширина, форма поперечного сечения и шаг роlikоопор, диаметр роликов, температура окружающей среды и др., способных значительно изменить величину  $w'$  [62, 54].

Уточненный тяговый расчет необходимо выполнять путем суммирования всех сил сопротивления движению, как распределенных, так и сосредоточенных, рассчитываемых отдельно и подробно. Но гораздо более точные результаты могут быть получены при использовании так называемого дифференцированного подхода к расчету распределенного сопротивления. При таком подходе рассчитываются отдельно составляющие от сопротивления вращению роликов, вдавливания обечеек роликов в ленту и т. д.

Такой метод расчета позволяет учесть натяжение ленты, её тип, скорость, желобчатость роlikоопоры, диаметр роликов, температура окружающей среды, угол установки конвейера, конструкция узла уплотнения подшипников и др. Но учесть их влияние непосредственно на общий коэффициент сопротивления движению ленты практически невозможно. Кроме того, при данном методе расчета исключается влияние многих субъективных факторов, поскольку коэффициент сопротивления движению ленты не назначается, а рассчитывается [41, 54].

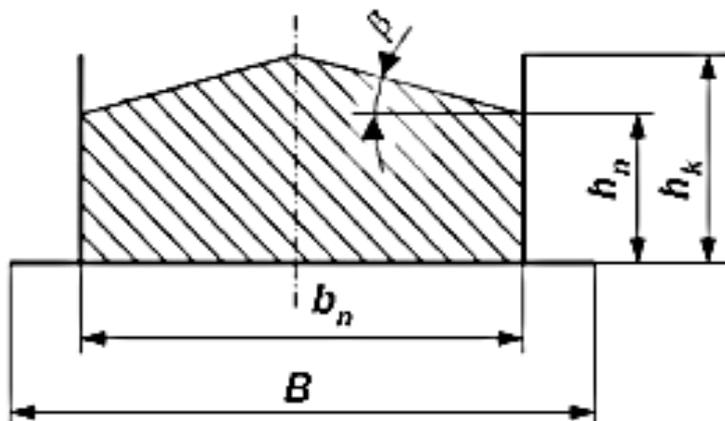
Необходимо отметить, что в Европе используется аналогичный изложенному выше подход к расчету ленточных конвейеров. Примером является стандарт DIN 22101-2011 [47], разработанный Немецким институтом по стандартизации (Deutsches Institut für Normung). Однако в указанном стандарте не используется дифференцированный подход к расчету распределенного сопротивления движению ленты. Предусмотрен ориентировочный расчет с использованием, так называемого фиктивного коэффициента сопротивления, назначаемого одинаковым для обеих ветвей конвейера, исходя из условий эксплуатации конвейера. При этом сопротивление от подъема груза наклонного конвейера рассчитывается отдельно и суммируется с основным сопротивлением. Местные же сопротивления подразделяются на вторичные и особые. К вторичным сопротивлениям относят сопротивления от изгиба ленты на барабанах, сопротивления вращению подшипников барабанов, сопротивления в местах загрузки конвейера от инерции груза и трения его о борта загрузочного устройства, сопротивления от средств очистки ленты. К особым сопротивлениям относят сопротивления, создаваемые устройствами промежуточной разгрузки груза, устройствами для переворота ленты и сопротивления на криволинейных участках трассы конвейера с выпуклостью вверх.

Пример использования стандарта DIN 22101-2011, для расчета подвешенного вантового конвейера, имеющийся в открытом доступе, проанализирован нами далее, [47].

#### 1.4 Пример расчета подвешенного вантового конвейера, имеющегося в открытом доступе

В работе [1] приведена попытка «предварительного» расчета подвешенного вантового конвейера на основе стандарта DIN 22101 (поскольку другого, более подходящего стандарта не имеется).

Как обычно, прежде чем перейти к тяговому расчету, определяются параметры производительности и конструктивные параметры конвейера. Поскольку в DIN 22101 поперечное сечение слоя груза, располагаемое на ленте конвейера, рассматривается только для случая обычной ленты на трехроликовых роlikоопорах, в работе [1] показаны параметры поперечного сечения груза на ленте с гофробортами, приведенные на рис. 1.12.



$B$  – ширина основной ленты;  $b_n$  – эффективная (рабочая) ширина ленты;  $h_k$  – высота гофробортов;  $h_n$  – высота заполнения грузом по борту («ватерлиния»);  $\beta$  – угол естественного откоса груза в движении

Рисунок - 1.12 Параметры поперечного сечения груза на ленте с гофробортами [1]

Заметим, что принятые на рис. 1.12 обозначения явно взяты с общепринятой схемы заполнения грузом поперечного сечения пластинчатого конвейера с подвижными бортами [22, 48].

Исходные данные для расчета: производительность конвейера  $Q=300$  т/ч; длина трассы конвейера  $L= 385$  м, высота подъема  $H=55$  м, насыпная плотность груза  $\rho=2000$  кг/м<sup>3</sup>, максимальная крупность кусков груза  $a=120$  мм.

Расчет начинается с определения массового секундного потока (1.7):

$$\dot{m} = \frac{Q}{3,6} = 83 \text{ м/с} \quad (1.7)$$

Затем определяется необходимая объемная производительность конвейера (1.8):

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = 0,042, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (1.8)$$

Скорость движения ленты принята по данным разработчика равной  $v=3,2$  м/с. Это наиболее часто применяемая скорость на конвейерах данного типа, но какого-либо обоснования её в открытых источниках не имеется. Заметим, что в российских стандартах ближайшее значение скорости движения ленты составляет 3,15 м/с.

Необходимое поперечное сечение груза на ленте (1.9)

$$A = \frac{\dot{V}}{v} = 0,013, \text{ м}^2. \quad (1.9)$$

Далее, согласно общепринятым методикам расчета ленточных конвейеров должна определяться необходимая ширина ленты, обеспечивающая данную объемную производительность и заданное поперечное сечение располагаемого на ленте груза. Однако в последних редакциях DIN этого не предусмотрено. Сначала ширина ленты предварительно назначается, затем рассчитывается теоретическое сечение слоя груза на ленте и сравнивается с необходимой её шириной.

Особенностью выбора ленты с гофробортами является наличие, кроме ширины ленты, еще одного параметра - высоты гофроборта  $h_k$  (см. рис. 1.12). Производители лент выпускают ленты одной и той же ширины, но с различной высотой гофробортов. От этой высоты зависит и рабочая ширина ленты  $b_n$ . Кроме того, должен быть назначен уровень заполнения площади

сечения груза по высоте борта  $h_n$ . Эти величины в анализируемой работе никак не обосновываются, а принятый уровень заполнения вообще не указан (очевидно, он зависит от характеристик груза). Не указан и принятый угол естественного откоса груза в движении  $\beta$ , который, согласно общепринятой методике и DIN составляет  $0,4\varphi$ , где  $\varphi$  – угол естественного откоса груза в покое.

В анализируемой работе принята ширина ленты 500 мм, высота бортов 120мм, рабочая ширина ленты 400мм, погонная масса ленты 40 кг/м. Констатируется, что этих параметров достаточно для обеспечения требуемой производительности конвейера. Фактическая погонная масса груза, располагаемого на ленте равна  $A=26$  кг/м.

Таким образом, обоснование конструктивных параметров ленты, её скорости движения и теоретического сечения груза на ней в данной работе отсутствует.

При тяговом расчете конвейера коэффициент распределенного сопротивления движению ленты принят одинаковым для грузовой ветви и для порожней. При определении этого коэффициента за отправную точку принято так называемое «стандартное значение», равное 0,02. Это значение для конвейера подвесного вантового конвейера уменьшено в 4 раза, т. е. до 0,005 (в соответствии с рекомендацией производителя). Подход, принятый в DIN, предполагает назначение этого коэффициента из общеизвестной таблицы (которая используется и в отечественной научно-технической литературе при ориентировочном расчете конвейеров общего назначения) в зависимости от коэффициента внутреннего трения груза, состояния ленты, её натяжения, крупности кусков груза, диаметра роликов, шага роликоопор верхней и нижней ветвей, скорости движения груза и температуры окружающей среды. Однако это только звучит так солидно. На самом деле по таблице выбираются только три значения коэффициента сопротивления движению: нижнее – 0,01; среднее «стандартное» – 0,02 и высокое – 0,04. При этом значения каждого из перечисленного выше ряда факторов

обозначены не конкретными числами или их диапазонами, а уровнями: низкий, средний, высокий: если уровень всех факторов низкий, принимаем нижнее значение коэффициента сопротивления, если высокий – то верхнее. В неопределенном случае принимается стандартное значение.

В работе [54] такой подход подвергнут критике и предложено коэффициент распределенного сопротивления не назначать, а рассчитывать на основе дифференцированного метода, т. е. определять на основе экспериментальных и теоретических зависимостей отдельные его составляющие (сопротивление вращению роликов, деформации ленты и т.д.), а затем их суммировать. Отсюда следует, что метода определения коэффициента распределенного сопротивления движению ленты подвесного вантового конвейера, по крайней мере, в открытом доступе, на настоящий момент не существует.

Далее в анализируемой работе [1] находят, «сопутствующие сопротивления» - от изгиба ленты на приводном и обводных барабанах, инерции и трения груза в месте загрузки пр.). В работе [1] эти сопротивления учтены с помощью коэффициента сосредоточенных сопротивлений  $C$ , на который умножается распределенное сопротивление. Этот коэффициент принимается по номограмме или таблицам, общепринятым и в DIN, и в отечественной литературе при ориентировочных расчетах в зависимости только от длины конвейера начиная с 1960-х годов. При этом автор работы [1] замечает, что фактически величина  $C$ , для конвейера с гофробортами будет больше из-за сопротивления изгибу гофробортов. Заметим, что в последних редакциях DIN-ES эти сопротивления рассчитываются по формулам (известным также с 1960-х годов).

Кроме того, в работе, согласно DIN, выделяются «особенные сопротивления». В DIN под ними подразумевают сопротивления на промежуточных загрузочных и разгрузочных устройствах и криволинейных в вертикальной плоскости участках выпуклостью вверх. Можно предполагать, что сюда относят и сопротивление перевороту ленты. Автор

работы [1] рассчитывает эти сопротивления («ввиду отсутствия сведений о них») как 60% от основного сопротивления (т.е. распределенного сопротивления движению конвейера без учета сопротивления от подъема) с «мультипликативным коэффициентом», равным количеству «обводов ленты». Этот коэффициент принят равным 2.

Таким образом, метода определения местных сопротивлений движению ленты подвешенного вантового конвейера при огибании барабанов и при перевороте, по крайней мере, в открытом доступе, на настоящий момент не существует.

### **Выводы по главе и постановка задач исследования**

Выполненный критический анализ современного состояния проблемы расчета подвесных канатных конвейеров позволяет сформулировать следующие основные выводы:

1. Прежде чем перейти к тяговому расчету подвешенного вантового конвейера, необходимо определить параметры производительности и конструктивные параметры конвейера с учетом его конструктивных особенностей. Обоснование конструктивных параметров ленты, её скорости движения и теоретического сечения груза на ней - для подвешенного вантового конвейера в открытых источниках отсутствует. При этом можно отталкиваться от общепринятой схемы заполнения грузом поперечного сечения пластинчатого конвейера с подвижными бортами, при этом скорость движения ленты подлежит отдельному обоснованию и сопоставлению с принятым рядом скоростей в российских стандартах.

2. Необходимая ширина ленты, обеспечивающая данную объемную производительность и заданное поперечное сечение груза, должна не предварительно назначаться, а вычисляться, для чего необходима методика расчета теоретического сечения слоя груза на ленте в зависимости от ширины ленты типа «гофроборт».

При этом нужно учитывать, что особенностью выбора ленты с гофробортами является наличие, кроме ширины ленты, еще одного важного

параметра - высоты гофроборта. Производители лент выпускают ленты одной и той же ширины с различной высотой гофробортов. От этой высоты зависит и рабочая ширина ленты  $b_n$ . Кроме того, должен быть назначен уровень заполнения сечения груза по высоте борта.

3. Метода определения коэффициента распределенного сопротивления движению ленты подвешенного вантового конвейера, по крайней мере, в открытом доступе, на настоящий момент не существует.

Коэффициент распределенного сопротивления следует не назначать, исходя из условий работы конвейера, а рассчитывать на основе дифференцированного метода, т. е. определять на основе экспериментальных и теоретических зависимостей отдельные его составляющие (сопротивление вращению ходовых роликов, деформации ленты и т.д.), а затем их суммировать.

4. Метода определения местных сопротивлений движению ленты подвешенного вантового конвейера, в том числе сопротивлений при огибании барабанов и при перевороте ленты, по крайней мере, в открытом доступе, на настоящий момент не существует.

5. Метод тягового расчета подвешенного вантового конвейера должен учитывать особенности трассы и вантового става конвейера, в том числе обязательное наличие на конвейере участков с отрицательным и с положительным наклоном, на которых конвейер работает, как нагорный (транспортирует груз «сверху - вниз») и как подъёмный. Это усложняет задачу построения диаграммы натяжений ленты и выбора величины предварительного её натяжения.

Возможные колебания вантового става конвейера накладывают ограничения на допустимое натяжение ленты, скорость её движения и давление ходовых роликов на канаты става. Поскольку сопротивление движению конвейера зависит от этих параметров, а они, в свою очередь, зависят от сопротивления, алгоритм тягового расчета должен включать разрешение ряда замкнутых задач.

На основании сделанных выводов сформулированы следующие задачи исследования:

1. Обосновать критерии определения эксплуатационных и конструктивных параметров подвесных канатных конвейеров и на их основе разработать методики выбора эксплуатационных и конструктивных параметров подвесных канатных конвейеров.

2. Разработать метод расчета распределенного сопротивления движению ленты конвейера, основанный на дифференцированном расчете на основе экспериментальных и теоретических зависимостей отдельных его составляющих, а затем их суммировании.

3. Разработать метод определения местных сопротивлений движению ленты подвесного вантового конвейера, в том числе сопротивлений при огибании барабанов и при повороте ленты, учитывающий особенности эксплуатационных и конструктивных параметров подвесных канатных конвейеров.

4. Разработать метод и алгоритм тягового расчета конвейера с учетом особенностей трассы и вантового става конвейера, в том числе обязательного наличия на конвейере участков с отрицательным и с положительным наклоном, а также возможных колебаний вантового става.

## **Глава 2. Критерии и порядок выбора конструктивных и эксплуатационных параметров подвесного вантового конвейера**

### **2.1 Проблемы расчета подвесного вантового конвейера**

Тяговый расчет ленточных конвейеров начинается и заканчивается определением их конструктивных (ширина ленты, диаметр и шаг роlikоопор и др.) и эксплуатационных (режимных) параметров (скорость движения ленты, ее тип и т.д.). Эти параметры являются исходными для тягового расчета конвейера и, в то же время, его результатами (цель тягового расчета состоит в основном в обосновании этих параметров).

Таким образом, получается, что схема расчета конвейера выполняется методом последовательных приближений в следующей последовательности: предварительное задание параметров → расчет сопротивлений движению ленты и диаграммы её натяжений → проверка результатов по ограничениям на значения заданных параметров конвейера → новый цикл расчетов (уточненный расчет параметров и т.д.).

Сократить число итераций в этих расчетах помогают таблицы для предварительного выбора параметров конвейера, созданные на основании предыдущего опыта расчетов и анализа типоразмерных рядов выпускаемых узлов конвейеров. Особенностью расчета подвесных вантовых конвейеров является отсутствие систематизации опыта расчетов и анализа типоразмерных рядов выпускаемых для них узлов. Но главное – это отсутствие одного из основных звеньев расчета – обоснованных какими-либо критериями ограничений на значения и величины параметров подвесного вантового конвейера.

Этой проблеме посвящена настоящая глава диссертации.

### **2.2 Выбор конструктивных параметров ленты**

При расчете традиционных ленточных конвейеров ширина ленты выбирается, исходя из необходимого поперечного сечения транспортируемого груза, располагаемого на ленте для обеспечения заданной

производительности конвейера. Для случая подвешенного канатного конвейера выбору подлежат два конструктивных параметра ленты - ширина основной ленты и высота гофробортов, в связи с чем, необходим дополнительный критерий для их выбора. Собственно этот критерий уже сформулирован в работе [22] при оценке преимуществ ленты с гофробортами по сравнению с обычной конвейерной лентой – это эффективность использования ширины ленты по объемной производительности. Применительно к традиционным ленточным конвейерам её характеризует безразмерный коэффициент производительности – отношение поперечного сечения слоя груза на ленте к квадрату рабочей ширины ленты. Поскольку применительно к ленте с гофробортами рабочая ширина зависит от высоты бортов, то имеет смысл при определении величины коэффициента производительности базироваться от полной ширины ленты, не зависящей от высоты выбранных бортов. В работах [1, 49, 68] приведено сравнение традиционного ленточного конвейера и подвешенного канатного конвейера по площади поперечного сечения груза, располагаемого на ленте одной и той же ширины (рис. 2.1).

Учитывая ширину ленты на рис. 2.1, равную 0,8м, коэффициент эффективности использования ширины ленты по производительности равен в случае традиционного конвейера  $C_3 = 0,106$ , а в случае подвешенного канатного конвейера – 0,214.

Смысл предлагаемого коэффициента эффективности использования ширины ленты по производительности будет виден, если записать формулу производительности для подвешенного канатного конвейера в следующем виде (2.1, 2.2):

$$Q = 3,6 \rho v F = 3,6 \rho v B_{л}^2 C_3, \text{ т/ч}, \quad (2.1)$$

или 
$$F = B_{л}^2 C_3, \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

где  $B_{л}$  – ширина основной ленты, м;

$v$  – скорость движения ленты, м/с;

$F$  – площадь поперечного сечения груза лежащего на ленте, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – насыпная плотность транспортируемого груза, кг/м<sup>3</sup>.

Отсюда необходимая основная ширина ленты будет равна (2.3):

$$B_{л} = \sqrt{\frac{Q}{3,6 \rho v C_3}}, \text{ м.} \quad (2.3)$$

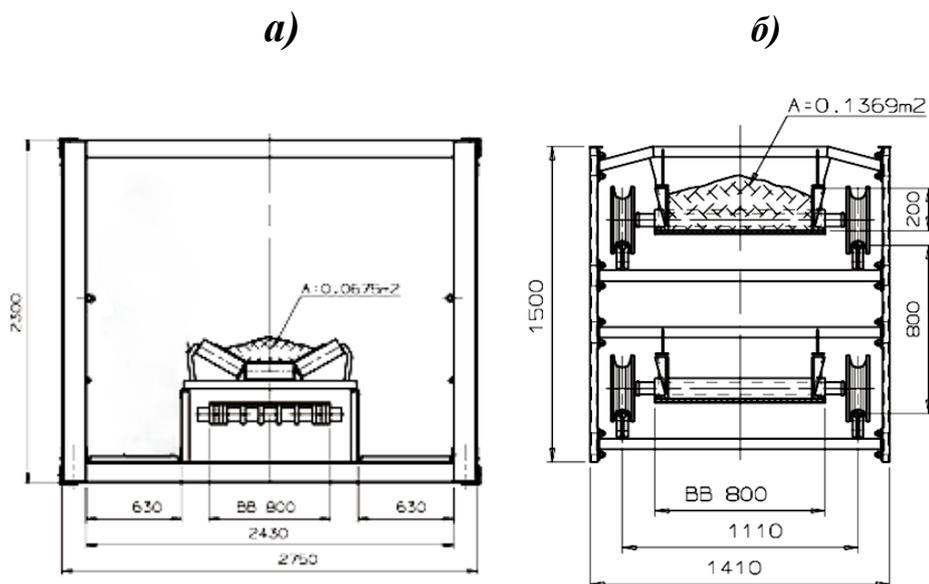


Рис. 2.1 - Сравнение традиционного ленточного конвейера и подвешеного канатного конвейера по площади поперечного сечения груза на ленте одинаковой ширины [49]

Полученную ширину ленты следует округлить до ближайшего большего стандартного значения.

Для традиционного ленточного конвейера, в зависимости от конструкции роlikоопор,  $C_3 = 0,110 - 0,126$ . В то же время, это нижняя граница коэффициента, которую можно принимать для ленты с гофробортом. Рекомендуемые значения этого коэффициента необходимо принимать на основании опыта эксплуатации и рекомендаций производителя. Например, при стандартных сочетаниях  $B_{л}$  и  $h_1$  от их производителя, для лент типа Flexowell шириной от 500 мм [50] (табл. 2.1) расчет по нашей формуле дает  $C_3 = 0,170 - 0,200$ , при этом для лент 800 - 1200мм этот коэффициент в точности равен 1,84, [68].

В работе [22] для применения на конвейерах традиционной конструкции с плоскими роlikоопорами предлагается выбирать ленту с высотой гофробортов, обеспечивающей значение коэффициента  $C_3$  в 2- 2,5 больше, чем для обычной ленты с углом наклона боковых роликoв  $20^0$ . При

дальнейшем увеличении высоты бортов эффект от их применения растёт слишком слабо. С учётом того, что при увеличении угла наклона боковых роликов от  $20^{\circ}$  до обычных  $30^{\circ}$  - значение  $C_3$  увеличивается, согласно этой же работе. При этом рациональная высота гофробортов должна обеспечивать повышение этого коэффициента примерно в 1,2 раза, и в 1,67 – 2,08 раза по сравнению с традиционным ленточным конвейером. Таким образом, в рассматриваемой работе фактически рекомендуется принимать  $C_3 = 0,184 - 0,230$ , причем большие значения соответствуют малой ширине ленты (от 400мм до 800мм), [68].

Для ленты с гофробортами теоретическая общая площадь сечения груза складывается из суммы площади треугольника и прямоугольника (рис. 2.2), 2.4 [22]:

$$F = F_1 + F_2 = \frac{1}{2} B h_3 c + B h_3 = 0,25cB^2 \tan \varphi_1 + B\psi h_1, \quad (2.4)$$

где  $\psi = \frac{h_3}{h_1}$  – коэффициент заполнения рабочего сечения по высоте

гофробортов  $h_1$ ;

$B$  – эффективная (рабочая) ширина ленты с гофробортами, зависящая от ширины основной ленты, типа и высоты бортов;

$\varphi_1 = 0,4 \varphi$  – угол естественного откоса груза в движении;

$\varphi$  – угол естественного откоса груза, лежащего на ленте в покое;

$c$  – коэффициент, учитывающий уменьшение высоты  $h_2$  при увеличении угла наклона конвейера.

Для насыпных грузов при равномерной их подаче на конвейер значение коэффициента  $\psi$  принимают равным 0,85...0,9. Для тех же грузов, поступающих неравномерно, – 0,75...0,8; для неоднородных по размерам грузов, поступающих на конвейер неравномерно, – 0,5...0,7.

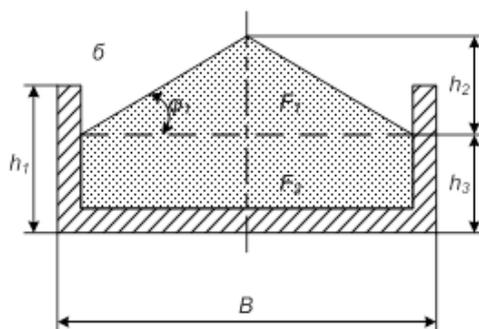


Рисунок 2.2 – Поперечное сечение груза, располагаемого на ленте с гофробортами [68]

Из табл. 2.1 видно, что нерабочая часть основной ленты независимо от её полной ширины и высоты бортов составляет  $\Delta B = 0,1\text{м}$  для обычных бортов и  $\Delta B = 0,15\text{м}$  – для усиленных бортов.

Тогда рабочая ширина основной ленты и рациональная высота бортов определяются, как в полученных нами формулах (2.5, 2.6)

$$B = B_{\text{л}} - \Delta B; \quad (2.5)$$

$$h_1 = [Q/(3,6\rho v) - 0,25cB^2]/B\psi. \quad (2.6)$$

В табл. 2.2 приведены параметры поперечного сечения груза и значения  $C_3$  для стандартных комбинаций ширины основной ленты и высоты гофробортов типа Flexowell без свободной боковой зоны, рассчитанные при типичных значениях переменных  $\varphi_1 = 15^\circ$ ,  $\psi = 0,8$ . При этом по сравнению с табл. 2.1, исключены значения ширины ленты, которых нет в стандартах конвейеров для горной промышленности.

Анализ показывает, что введенный нами выше коэффициент эффективности использования ширины ленты по производительности является статистически устойчивой величиной для оценки соотношения производительности конвейера и ширины ленты с гофробортом и может быть принят в качестве определяющего параметра.

Таблица 2.1 Стандартные комбинации ширины основной ленты и высоты гофробортов типа Flexowell без свободной боковой зоны [50]. N – обычный борт, S- усиленный борт

Наименование параметра	Значение параметра		
	Ширина основной ленты В <sub>л</sub> , мм	Высота бортов различного типа, h <sub>1</sub> , мм	Нерабочая часть ширины ленты ΔВ, мм
300	80N	100	200
350	80N	100	250
400	100N	100	300
400	120N	100	300
450	100N	100	350
450	120N	100	350
450	120S	150	300
500	100N	100	400
500	120S	150	350
600	100N	100	500
600	120N	100	500
600	120S	150	450
650	120N	100	550
650	120S	150	500
650	160S	150	500
700	120N	100	600
700	160N	100	600
700	160S	150	550
750	120N	100	650
750	120S	150	600
750	200S	150	600
800	200S	150	650
900	160S	150	750
900	240S	150	750
1000	160S	150	850
1000	200S	150	850
1000	240S	150	850
1050	120S	150	900
1050	240S	150	900
1050	280S	150	900
1200	200S	150	1050
1200	280S	150	1050
1200	300S	150	1050

Исходя из табл. 2.2, при необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте (2.7)

$$F_H = Q/(3,6\rho v), \quad (2.7)$$

лежащих в диапазоне от  $0,04\text{ м}^2$  до  $0,08\text{ м}^2$  можно рекомендовать принимать  $C_3 = 0,17$ . При необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте  $F_H$  от  $0,08\text{ м}^2$  и выше можно рекомендовать принимать  $C_3 = 0,21$  (этот диапазон соответствует ширине основной ленты от 800мм и выше, борта принимаются только усиленные -  $\Delta B = 0,15\text{ м}$ ) [59].

Таблица 2.2 Параметры поперечного сечения груза для стандартных комбинаций ширины основной ленты и высоты гофробортов типа Flexowell без свободной боковой зоны (N – обычный борт, S- усиленный борт), при  $\varphi_l = 150$ ,  $\psi = 0,8$

Наименование параметра			Значение параметра			
Ширина основной ленты, мм	Высота бортов различного типа, мм	Рабочая ширина ленты, мм	F <sub>1</sub> , м <sup>2</sup>	F <sub>2</sub> , м <sup>2</sup>	F, м <sup>2</sup>	C <sub>3</sub>
500	100N	400	0,01080	0,03200	0,04280	0,17
500	120S	350	0,00827	0,03360	0,04187	0,17
600	100N	500	0,01688	0,04000	0,05688	0,16
600	120N	500	0,01688	0,04800	0,06488	0,18
600	120S	450	0,01367	0,04320	0,05687	0,16
650	120N	550	0,02042	0,05280	0,07322	0,17
650	120S	500	0,01688	0,04800	0,06488	0,15
650	160S	500	0,01688	0,06400	0,08088	0,19
800	200S	650	0,02852	0,10400	0,13252	0,21
1000	200S	850	0,04877	0,13600	0,18477	0,19
1000	240S	850	0,04877	0,16320	0,21197	0,21
1200	240S	1050	0,07442	0,20160	0,27602	0,19
1200	280S	1050	0,07442	0,23520	0,30362	0,21
1200	300S	1050	0,07442	0,25200	0,32642	0,22

### 2.3 Оценка погонного веса груза и движущихся частей конвейера

Погонный вес груза, располагаемого на ленте, составляет величину (2.8)

$$q_{\Gamma} = \rho F g = Q / 3,6 v, \text{ Н/м.} \quad (2.8)$$

Скорость движения ленты при оценке возможной производительности такого типа конвейеров принимается различными авторами, в том числе сотрудниками фирмы «Doppelmaier Transport Technology GmbH» [Hermann Fruehstueck, [13], равной 3,25 м/с. Верхний, возможный предел скорости

движения ленты в зависимости от параметров конвейера оценивается нами ниже.

Основная лента выбирается ориентировочно и уточняется в зависимости от максимального натяжения при тяговом расчете конвейера. Обозначим её погонный вес через  $q_d$ , Н/м.

Погонный вес одного борта, привулканизированного к ленте может быть ориентировочно оценён по данным из источника [51] (табл. 2.3).

Таблица 2.3 Погонный вес одного гофроборта

Наименование параметра	Значение параметра					
	60	80	120	160	200	240
Высота борта, мм	60	80	120	160	200	240
Погонный вес, Н/м	14,7	17,64	21,56	44,1	73,5	98,0
Вес 1м <sup>2</sup> , кг/м <sup>2</sup>	220,5	245	264,6	276,4	367,5	408,66

Необходимо отметить, что, в соответствии с таблицей 2.3, масса 1м<sup>2</sup> гофроборта превышает обычную массу основной ленты. Поэтому повышение производительности конвейера с гофробортами должно достигаться преимущественно за счет увеличения ширины основной ленты, а не высоты гофробортов. Очевидно, что это соотношение является предметом отдельного технико-экономического анализа.

Погонная масса ходовых роликов и их осей может быть однозначно определена на основании существующих стандартных конструкций. Диаметр роликов должен обеспечивать провес ленты в пролете между ними, с учётом того, что провисающая лента не должна задевать поперечины металлоконструкции опорных рам – см. рис.2.1. Согласно принятым нормам проектирования, целесообразно принять минимальный провес ленты не менее 100 мм. Это обеспечивается применением роликов диаметром 200мм. Серийно выпускаемые ролики из капролона имеют грузоподъемность не менее 20 кН, чего более чем достаточно для широкого диапазона возможной производительности подвесных вантовых конвейеров. Размеры двух серийно изготавливаемых типов таких роликов приведены на рис. 2.3 [52]. Заметим,

что применение таких роликов диктует не необходимая их грузоподъемность, а их необходимые габаритные размеры.

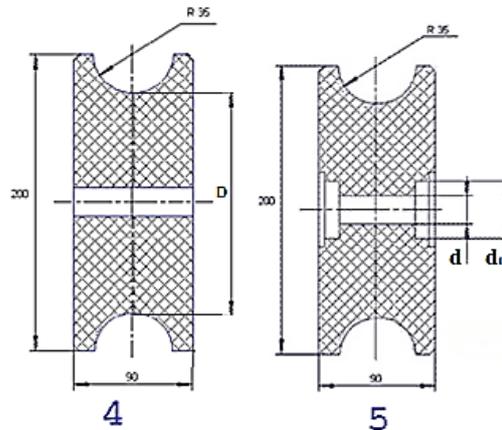


Рисунок 2.3 - Размеры двух серийных типов ходовых роликов (тип 4 и 5). Не указанные размеры:  $d = 20$  мм,  $d_1 = 40$  мм.

Фирма «Doppelmayr Transport Technology GmbH» выпускает также расширенную линейку вариантов исполнения ходовых роликов, однако применять их на данном конвейере нет смысла, так как несущая способность приведенных на рис. 2.3 роликов достаточна. При этом ширину канавки под канат (72 мм по рис. 2.3) можно не увеличивать, так как в работе [16] рекомендуется принимать ширину канавки не менее 1,1 от диаметра каната, а в существующих проектах подвесных канатных конвейеров, канаты диаметром более 50 мм не встречаются.

Принимая плотность капролона (тип ПА-6 блочный)  $1160 \text{ кг/м}^3$ , получаем по чертежу ориентировочную массу ролика 2 кг.

Масса оси ролика зависит от ширины ленты. Согласно рис. 2.1, длина оси равна  $B_l + 0,4$ , м (зазор между кромкой ленты и роликом должен обеспечивать прохождение ролика за пределами ширины приводного барабана, который всегда шире, чем лента). Тогда масса сплошной стальной оси ходовых роликов равна  $2,34 (B_l + 0,4)$ , кг. Масса одного комплекта ходовых роликов равна  $4 + 2,34 (B_l + 0,4)$ , кг. Погонный вес ходовых роликов  $q_{xp}$  с осями может быть определен по формуле (2.9):

$$q_{xp} = [4 + 2,34 (B_l + 0,4)] g / l_{xp}, \text{ Н/м.} \quad (2.9)$$

где  $l_{xp}$  - расстояние между ходовыми роликами, м.

## 2.4 Ограничения на величину натяжения основной ленты

Верхним ограничением на натяжение основной ленты является коэффициент надежности прилегания ходовых роликов к направляющим канатам  $n_n$  вантовой системы конвейера, по аналогии с расчетом самой вантовой системы (2.10) [7, 59]:

$$n_n = \frac{N}{V'}, \quad (2.10)$$

где  $N$  – удерживающая нагрузка, действующая на ролик (половина веса одного пролета между роликами движущихся частей конвейера, включая груз),  $H$ ;

$V'$  – поднимающая нагрузка от натяжения ленты (при этом натяжение ленты прикладывается вдоль хорд соседних пролетов между рамками),  $H$ .

Обозначим (2.11; 2.12)

$$\left[ \frac{1}{2} (q_l + q_{xp}) \right] = q_1, \quad (2.11)$$

$$\left[ \frac{1}{2} (q_z + q_l + q_{xp}) \right] = q_2, \quad (2.12)$$

где  $q_z$  – погонный вес груза, Н/м;

$q_l$  – погонный вес ленты с гофробортами, Н/м;

$q_{xp}$  – погонный вес ходовых роликов с осями, Н/м.

Тогда для порожней ветви (2.13)

$$N_1 = q_1 l_{xp} \cos \beta_0 \quad (2.13)$$

для грузовой ветви (2.14)

$$N_2 = q_2 l_{xp} \cos \beta_0 \quad (2.14)$$

В общем случае (2.15)

$$N_i = q_i l_{xp} \cos \beta_0, \quad n=1;2, \quad (2.15)$$

где  $\beta_0$  – угол наклона трассы конвейера, град.

Величины  $V_i$  при малом соотношении  $l_{xp}/R$ , где  $R$  – радиус кривизны направляющих канатов равны (2.16):

$$V_i = S_i \times l_{xp} / 2R, i= 1; 2. \quad (2.16)$$

Отсюда максимально допустимые натяжения ленты в ветвях конвейера (2.17)

$$S_i = \frac{2q_i R}{n_n} \cos \beta_0. \quad (2.17)$$

Как указано в гл.1, правилами проектирования подвесных канатных дорог требуется, чтобы нагрузка, передаваемая от ролика на канат, оставалась положительной - даже при давлении ветра снизу до 500 Па [20, 21]. Оценим это требование с целью внесения соответствующей поправки в максимально допустимое натяжение ленты.

Давление ветра на плоскую поверхность рассчитывают по формуле (2.18):

$$p_B = \frac{1}{2} \rho_B (v_{пв})^2, \text{ Па}, \quad (2.18)$$

где  $\rho_B = 1,225 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха;

$v_{пв}$  – величина составляющей вектора скорости ветра, перпендикулярной к обдуваемой поверхности, м/с.

Отсюда следует, что расчетная скорость ветра в вертикальном направлении была принята равной 28,6 м/с, что примерно соответствует значениям, используемым при проектировании высотных сооружений для горизонтальной скорости ветра в некоторых климатических районах, но не для его вертикальной составляющей (в этом случае установка там подвесного вантового конвейера просто невозможна). Поэтому можно принять данное требование при определении максимально допустимого натяжения ленты только с поправкой на направление и скорость ветра. При этом удерживающая нагрузка, действующая на ходовой ролик в приведенных выше формулах, уменьшится на величину  $1/2 \cdot (p_B \cdot B_{л} \cdot l_{xp})$ , а максимально допустимые натяжения ленты в порожней и грузовой ветвях конвейера будут равны:

- для порожней ветви (2.19)

$$S_1 = \frac{R}{n_n} (2q_1 \cos \beta_0 - \rho_B B_{л}) = \frac{R}{n_n} (2q_1 \cos \beta_0 - 0,5 \rho_B v_{пв}^2 B_{л}), \quad (2.19)$$

- для грузовой ветви (2.20)

$$S_2 = \frac{R}{n_H} (2q_2 \cos \beta_0). \quad (2.20)$$

Величину  $R$  в работе [59] рекомендуется принимать равной  $R = 1,5L$ , где  $L$  – расстояние между опорными вышками каждого пролёта вантовой системы конвейера.

Давление ветра имеет значение только на наклонных участках порожней ветви конвейера (2.21):

$$v_{не}^2 = v_в^2 (\sin \beta_0)^2, \quad (2.21)$$

где  $\beta_0$  – угол наклона участка конвейера, град.

На горизонтальных пролетах между опорными вышками вантовой системы также имеются небольшие углы наклона ленточного полотна из-за провеса канатов, но при этом квадрат их синуса весьма мал. Поэтому под углом  $\beta$  следует понимать угол наклона хорды пролета между опорными вышками вантовой системы.

Сопоставим полученные максимально допустимые натяжения ленты с рекомендуемыми в работе [59] натяжениями канатов вантовой системы конвейера. Согласно этой работе, натяжение одного каната должно составлять:

- для грузовой ветви (2.22)

$$T_{КГ} \approx \frac{R}{2n_H} (q_2 + q_1) \cos \beta_0, \quad (2.22)$$

- для порожней ветви (2.23)

$$T_{КП} \approx \frac{R}{n_H} q_1 \cos \beta_0. \quad (2.23)$$

Отсюда видно, что для грузовой ветви максимально допустимые натяжения ленты сопоставимы с суммарным натяжением двух канатов этой ветви. То же самое верно и для порожней ветви в отсутствие ветровой нагрузки. Но ветровая нагрузка может в несколько раз снижать максимально допустимые натяжения ленты.

Нижним ограничением на натяжение основной ленты, как и на традиционном ленточном конвейере, является допустимый провес ленты  $f_{max}$  между ходовыми роликами (2.24):

$$f_{max} = 2q_i l_{xp}^2 \cos \beta_0 / 8S_{min}, \text{ м} \quad (2.24)$$

Поскольку без особых причин увеличивать диаметр ходовыми роликов нет смысла, из конструктивных соображений (см. рис. 2.1) принимаем  $f_{max} = 160 \text{ мм} = 0,16 \text{ м}$ , что соответствует подтвержденному в работе [2] значению. Тогда получаем (2.25):

$$S_{min} = 1,56q_i l_{xp}^2 \cos \beta_0, \text{ Н.} \quad (2.25)$$

Заметим, что здесь коэффициент 1,56 не является безразмерным, а имеет размерность 1/м.

Интерполируя значение  $f_{max}$  на произвольный диаметр ходового ролика  $D$ , запишем  $f_{max} = D/2 + 0,06$ . Тогда получаем более общее выражение для минимального натяжения ленты (2.26):

$$S_{min} = q_i l_{xp}^2 / (2D + 0,24), \text{ Н} \quad (2.26)$$

где  $D$  – диаметр круга катания ходового ролика, м, рис. 2.3.

Уравнение (2.26) уже не содержит размерных коэффициентов.

Заметим, что, вследствие конструктивных особенностей подвешенного вантового конвейера, минимальное натяжение ленты получается прямо пропорциональным квадрату шага ходовых роликов, в то время как для обычного ленточного конвейера оно пропорционально первой степени их шага [40]. Поэтому при тяговом расчете подвешенного вантового конвейера может оказаться более выгодным не повышать минимальное натяжение ленты, если оно недостаточно, а несколько уменьшать шаг ходовых роликов, тем более, что материалоемкость конвейера при этом растет незначительно.

## **2.5 Критическая скорость движения ленты на линейной части конвейера**

На существование критической скорости движения ленты сосредоточенной поддерживающей силы по провисающей тяжелой гибкой нити, при которой она теряет продольную устойчивость формы в

вертикальной плоскости, впервые указал в начале 20-го века проф. Жуковский Н. Е. Для абсолютно гибкой тяжелой нити критическая скорость определяется, как (2.27):

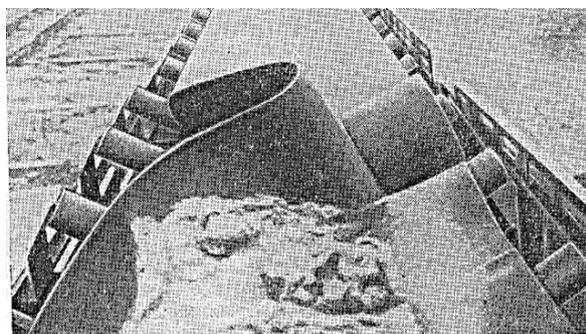
$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}}, \quad (2.27)$$

где  $\sigma$  – продольное напряжение растяжения в гибкой тяжёлой нити, Па;

$\rho$  – плотность материала тяжелой нити, кг/м<sup>3</sup>.

При этом критическая скорость ленты равна скорости распространения поперечной волны в нити.

Применительно к движению конвейерной ленты по роlikоопорам ленточного конвейера эту проблему подробно рассматривал проф. Панкратов С. А. [53]. Повисающая лента при её сходе с очередной роlikоопоры сначала изгибается в вертикальной плоскости на угол  $\text{tg}^{-1}\left(\frac{dy}{dx}\right)$ , а затем распрямляется на следующей роlikоопоре. Скорость распространения продольной волны «изгиба-распрямления» равна скорости движения ленты. Если скорость движения ленты становится выше возможной скорости распространения поперечной волны в ленте, то на вертикальных перегибах трассы лента не успевает распрямиться и происходит её продольное складывание (рис. 2.4).



*Рисунок 2.4. - Потеря продольной устойчивости ленты при достижении её критической скорости [53]*

Выражение для критической скорости движения ленты получается из следующих соображений.

Если считать плоскую ленту абсолютно нерастяжимой (т. е. пренебречь продольными деформациями ввиду её высокого модуля упругости) и абсолютно гибкой (каковой считаем её, оценивая провес в пролетах между роlikоопорами), то уравнение собственных поперечных колебаний ленты в вертикальной плоскости в принятых нами выше обозначениях имеет вид (2.28):

$$\frac{q_i}{g} \frac{d^2 y}{dt^2} - S \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (2.28)$$

где  $x$  – продольная координата;

$y$  – вертикальное поперечное перемещение при поперечных колебаниях ленты, мм;

$t$  – координата времени, с.

Раскрывая полную производную по времени с учетом движения ленты со скоростью  $\frac{dx}{dt} = v$ , получаем (2.29) [24]:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial y}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial y}{\partial x} v, \quad (2.29)$$

откуда (2.30)

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + v^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \approx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + v^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \quad (2.30)$$

где обычно пренебрегают смешанной производной  $\frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t}$  ввиду её малости.

При этом уравнение колебаний конвейерной ленты принимает вид (2.31):

$$\frac{q_i}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \left( S - \frac{q_i}{g} v^2 \right) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0. \quad (2.31)$$

При равенстве  $\left( -\frac{q_i}{g} v^2 \right)$  лента теряет продольную устойчивость, т.к. скорость движения ленты достигает предельно возможной скорости распространения в ней поперечной волны. Такая скорость движения ленты и является критической при поперечных её колебаниях (2.32):

$$v_{kp} = \sqrt{\frac{S}{2q_i/g}}, \quad (2.32)$$

где  $S$  – натяжение в ленте, Н

$q_i$  – погонная нагрузка от ленты и груза на грузовой или порожней ветви конвейера, Н/м

Для конвейеров традиционной конструкции критическая скорость движения ленты составляет 15 м/с и более, поэтому её учет не был ранее актуальным.

В случае рассматриваемого подвесного вантового конвейера в точках вертикального перегиба трассы при малых сопротивлениях движению и натяжению ленты при относительно больших допустимых её провесах необходимо учитывать этот фактор при выборе максимально допустимой скорости движения ленты. Кроме того, масса груза, лежащего на ленте становится почти в 2 раза больше, а значит, при тех же других параметрах, по этой причине - критическая скорость будет снижаться в 1,4 раза.

Согласно полученным выше зависимостям, в случае выбора минимального натяжения ленты по допустимому провесу (2.33)

$$v_{кр} \geq 2,8 l_{xp}, \text{ м/с.} \quad (2.33)$$

Размерный коэффициент 2,8 в этом выражении также будет иметь размерность - 1/с.

Используя более общее выражение для минимального натяжения, получим выражение (2.34):

$$v_{кр} = l_{xp} \sqrt{\frac{g}{2D+0,24}}, \text{ м/с,} \quad (2.34)$$

где  $D$  – диаметр ходового ролика, мм.

Заметим, что минимальное натяжение ленты по результатам тягового расчета конвейера может быть и большим, чем минимально допустимое. Тогда нужно вести расчет по фактическому минимальному натяжению.

## **2.6 Критическая скорость движения ленты при крутильных колебаниях на участке её переворота**

Участки переворота ленты являются одними из важнейших участков конвейеров типа RopeCon®. Переворот ленты различают управляемый

(поддерживающий и сопровождающий, плоский и желобчатый) и неуправляемый (свободный) [55, 56, 57, 58, 59]. Судя по сведениям об эксплуатируемых и экспериментальных установках подвесных вантовых конвейеров, на них опробованы оба типа переворота ленты.

При неуправляемом (свободном) перевороте (рис. 2.5) отсутствуют направляющие элементы на участке, поэтому лента свободно провисает на этом участке (при этом - провес ленты получается достаточно большой) и свободно закручивается (закручивание происходит в основном в средней, самой нижней части кривой провеса и может привести к «складыванию» ленты).

Управляемый переворот производится либо в направляющих роlikоопорах (для конвейеров типа RopeCon® - в жестких направляющих для опорных роликoв, опорных и поддерживающих, между которыми неизбежно существует разрыв), либо в направляющих опорах для осевой линии ленты (рис. 2.6). При этом лента практически не провисает на участке переворота, но, в зависимости от взаимного расположения начальной и конечной точек переворота и формы опорных элементов, может принимать промежуточную плоскую или желобчатую форму.



*Рис. 2.5 – Неуправляемый переворот гофроленты на конвейере типа RopeCon® в Верхней Австрии [49]*



Рис. 2.6 – Переворот ленты в направляющих опорах для осевой линии [57]

На участке переворота угол закручивания ленты  $\theta$  изменяется от  $0$  до  $180^\circ$ . При этом угол кручения ленты, равный (2.35)

$$\gamma = \frac{d\theta}{dx} r, \quad (2.35)$$

где  $x$  – продольная координата;

$r$  – расстояние от данной точки ленты до её оси.

При этом, сначала угол  $\theta$  растёт от  $0^\circ$  до некоторого значения  $\gamma_{max}$ , а затем падает снова до  $0^\circ$ .

Таким образом, вдоль ленты распространяется крутильная волна амплитудой  $\gamma_{max}$ , зависящей от длины участка переворота. Скорость распространения этой волны равна скорости движения ленты. Если скорость движения ленты становится выше возможной скорости распространения крутильной волны в ленте, борта ленты в конце участка переворота не успевают распрямиться и происходит их продольное складывание.

При рассмотрении крутильных колебаний приближенно считаем массу ленты с гофробортами и опорными роликами равномерно распределенной вдоль оси ленты. При этом под осью ленты подразумеваем траекторию её срединной линии, как по её ширине, так и по толщине.

По аналогии с уравнением поперечных колебаний запишем уравнение крутильных колебаний ленты с гофробортами и ходовыми роликами (2.36):

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} - \sigma I \frac{\partial^2\theta}{\partial x^2} = 0, \quad (2.36)$$

где  $\theta$  – угол закручивания, град;

$J$  – момент инерции распределенных масс ленты с гофробортами и опорными роликами с осями относительно продольной оси ленты, кгм<sup>2</sup>/м;

$I$  – геометрический момент инерции поперечного сечения основной ленты относительно продольной оси ленты, м<sup>4</sup>;

$\sigma = \frac{S}{F_0}$  – продольные напряжения в основной ленте от её натяжения, Па;

$F_0 = B \cdot \delta$  – площадь поперечного сечения основной ленты, м<sup>2</sup>;

$\delta_l$  – толщина основной ленты, м.

Соответственно, критическая скорость определится из равенства (2.37; 2.38):

$$J v^2 - \sigma I = 0, \quad (2.37)$$

$$v = \sqrt{\frac{\sigma I}{J}}. \quad (2.38)$$

Момент инерции распределенных масс ленты с гофробортами и опорными роликами с осями относительно продольной оси ленты равен (2.39):

$$J = J_{ол} + J_{гб} + J_{ос} + J_p, \quad (2.39)$$

где  $J_{ол}$  – момент инерции распределенной массы основной ленты, кгм<sup>2</sup>/м;

$J_{гб}$  – момент инерции распределенной массы двух гофробортов, кгм<sup>2</sup>/м;

$J_{ос}$  – момент инерции условно распределенной массы осей опорных роликов, кгм<sup>2</sup>/м;

$J_p$  – момент инерции условно распределенной массы двух опорных роликов, кгм<sup>2</sup>/м.

Момент инерции распределенной массы основной ленты равен (2.40):

$$J_{ол} = \frac{q_{ол}}{g} \left( \frac{B_l^2}{12} \right). \quad (2.40)$$

Момент инерции распределенной массы двух гофробортов равен (2.41):

$$J_{гб} = \frac{q_{гб}}{g} 2 \left( \frac{\frac{B_l+B}{2}}{2} \right)^2 = \frac{q_{гб}}{g} 2 \left( \frac{B_l+B}{2} \right)^2 = \frac{q_{гб} (B_l+B)^2}{g \cdot 8}, \quad (2.41)$$

где  $q_{гб}$  – погонный вес одного гофроборта, Н/м;

$q_{ол}$  - погонный вес основной ленты, Н/м.

Здесь принято, что ширина расстановки бортов равна  $\frac{B_l+B}{2}$ , а плечо их вращения относительно центральной линии ленты в два раза меньше этой величины.

Момент инерции условно распределенной массы осей опорных роликов, согласно п. 2.2, равен (2.42):

$$J_{oc} = \frac{q_{oc} (B_l+0,4)^2}{g \cdot 12l_{xp}} = 2,34 \frac{(B_l+0,4)^3}{12l_{xp}}. \quad (2.42)$$

Момент инерции условно распределенной массы двух опорных роликов, согласно п. 2.2, равен (2.43):

$$J_p = \frac{G_p}{gl_{xp}} 2 \left( \frac{B_l+0,4}{2} \right)^2 = \frac{4(B_l+0,4)^2}{l_{xp}}, \quad (2.43)$$

где  $G_p$  - вес одного опорного ролика, Н.

Геометрический момент инерции поперечного сечения основной ленты относительно продольной оси равен (2.44) [25]:

$$I = \frac{\delta B_l^3}{12}, \quad (2.44)$$

где  $\delta$  – толщина основной ленты, мм.

При этом усилиями натяжения в гофробортах ленты пренебрегаем, по сравнению с натяжением в основной ленте.

Таким образом, величина (2.45)

$$\sigma \cdot I = \frac{\delta B_l^2}{12}. \quad (2.45)$$

Заметим, что если бы не было моментов инерции гофробортов и опорных роликов с осями, то формула для критической скорости совпадала бы с формулой (2.32) для случая поперечных вертикальных колебаний.

Оценим критические скорости по параметрам конвейера, принятым в работах [2, 49], имея в виду, что эти параметры согласованы принимаемой фирмой - с производителем при проектировании подобных конвейеров.

В указанных работах ширина основной ленты составляет 800 мм, рабочая ширина – 630мм, высота гофробортов – 200 мм, поперечное сечение

груза на ленте – 0,137 м<sup>2</sup>, шаг опорных роликов – 2 м, насыпная плотность транспортируемого груза (филлит) – 1660 кг/м<sup>3</sup>, погонная масса движущихся конструкций – 26, 4 кг/м (лента резинотросовая типа St1250 – 8 кг/м, опорные ролики – 2кг/м, оси роликов – 1,4 кг/м, гофроборта – 15 кг/м), погонная масса груза на ленте – 227кг/м.

Расчет, выполненный по полученной нами выше формуле, показывает, что минимально допустимое натяжение ленты на верхней ветви составляет 8 кН.

Результаты расчетов в зависимости от фактического натяжения ленты приведены в табл. 2.4.

Как видно из таблицы, критическая скорость при крутильных колебаниях существенно ниже, чем критическая скорость при поперечных колебаниях. При этом определяющую роль играют моменты инерции, создаваемые массами гофробортов и опорных роликов, что видно из получаемого баланса моментов инерции соответствующих погонных масс (2.46):

$$J = J_{ол} + J_{гб} + J_{ос} + J_p = 0,427 + 3,75 + 0,168 + 2,88 = 7,225 \frac{кг \cdot м^2}{м}. \quad (2.46)$$

Таблица 2.4. Оценка критических скоростей движения ленты

Наименование параметра	Значение параметра					
	5	8	12	16	20	24
Натяжение ленты, кН						
Критическая скорость при поперечных колебаниях, м/с	7,23	9,16	11,21	12,95	14,47	15,85
Критическая скорость при крутильных колебаниях, м/с	6,06	7,68	8,56	10,83	12,11	13,27

Как указывалось в п. 2.2, при той же ширине ленты количество груза, располагаемое на обычном ленточном конвейере примерно в 2 раза меньше, чем на подвесном вантовом. В связи с этим, при тех же натяжениях ленты, её

критическая скорость, при поперечных колебаниях будет примерно в  $\sqrt{2} = 1,4$  раза выше, чем приведенная в табл. 2.4.

## 2.7 Выбор оптимального расстояния между ходовыми роликами

При выборе оптимального расстояния между ходовыми роликами целесообразно в качестве основного критерия принять максимально допустимые давления ходовых роликов на направляющие канаты, которое определяются допустимым условным их давлением на канат.

Условное давление ролика на канат может быть рассчитано по формуле (2.47) [16, 23]:

$$p = \frac{N}{Dd}, \quad (2.47)$$

где  $D$  – диаметр круга катания ходового ролика, который определён ранее и равен 0,2 м;

$d$  – диаметр несущего каната, мм.

Удерживающая нагрузка  $N$  приведена нами ранее в формуле (2.10):

- для порожней ветви (2.48)

$$N_1 = q_1 l_{xp}, \quad (2.48)$$

- для грузовой ветви (2.49)

$$N_2 = q_2 l_{xp}. \quad (2.49)$$

Условное давление ходового ролика на канат  $p$  не должно превышать 0,4 МПа [16,23].

Таким образом, допустимый шаг ходовых роликов составляет (2.50)

$$l_{xp} \leq 0,4 \cdot 10^6 D \cdot d / q_i. \quad (2.50)$$

Расчет производится как для грузовой, так и для порожней ветвей конвейера, так как на грузовой ветви нагрузка больше, но и диаметр канатов может быть выбран больше, чем на порожней. Допустимый шаг установки ходовых роликов окончательно выбирается по меньшему из двух полученных значений величины  $l_{xp}$ .

Для проверки пригодности формулы (2.50) рассчитаем  $l_{xp}$  по параметрам конвейера, принятым в работе [2] для моделирования

напряжений в канатах и ленте подвешенного вантового конвейера методом конечных элементов, имея в виду, что эти параметры согласованы с принимаемыми фирмой - производителем при проектировании подобных конвейеров. В указанной работе для конвейера с пролетом между опорными вышками 250 м принят диаметр канатов, как грузовой, так и порожней ветви 42 мм, ширина основной ленты составляет 800мм, рабочая ширина – 630 мм, высота гофробортов – 200 мм, поперечное сечение груза на ленте – 0,137 м<sup>2</sup>, насыпная плотность транспортируемого груза (филлит) – 1660 кг/м<sup>3</sup>, погонная масса движущихся конструкций – 56 кг/м, погонная масса груза на ленте – 227 кг/м. Расчет по приведенной выше формуле показывает, что допустимый шаг опорных роликов составляет 2, 375 м (в работе [2] принято 2,050м).

Здесь предполагалось, что диаметры канатов для обеих ветвей вантовой системы конвейера известны. Как показано нами ниже, обычно расчет для грузовой ветви является определяющим, если диаметры канатов не заданы, и их нужно определять, например, по изложенной нами ниже методике.

Диаметр каната определяется по его погонной массе формулой (2.51) [18]

$$d^2 = (m_k / 7800) / \left(\frac{\pi\psi}{4}\right), \quad (2.51)$$

где  $m_k$  - погонная масса каната, кг/м;

$\psi$  - коэффициент заполнения сечения каната металлом.

Погонная масса каната равна (2.52):

$$m_k = q_k / g, \quad (2.52)$$

где  $q_k$  - погонный вес каната, Н/м;

Согласно работе [18], обычно  $\frac{\pi\psi}{4} = 0,67-0,70$  для закрытых канатов.

Диаметр направляющих канатов определяется из расчета вантовой системы конвейера, по величине погонного веса каната [18]:

- для грузовой ветви (2.53)

$$q_{кг} \approx \frac{R}{\lambda_0 K_2} q_2 \cos \beta_0, \quad (2.53)$$

- для порожняковой ветви (2.54; 2.55)

$$q_{КП} \approx \frac{R}{\lambda_0 K_1} q_1 \cos \beta_0, \quad (2.54)$$

где 
$$K_1 = n_H, \quad K_2 = n_H \frac{2q_2}{(q_2 + q_1)}, \quad (2.55)$$

$\lambda_0$  – разрывная длина каната, зависящая только от его типа, но не диаметра, м;

$\beta_0$  – угол наклона конвейера, град;

$R$  – радиус кривой провеса канатов между опорными вышками, м;

$n_H$  - нормативный коэффициент надежности прилегания канатов к опорным рамам вантовой системы конвейера.

Отсюда получаем:

- для грузовой ветви (2.56)

$$q_{КГ} \approx \frac{R}{2\lambda_0 n_H} (q_2 + q_1) \cos \beta_0, \quad (2.56)$$

- для порожней ветви (2.57)

$$q_{КП} \approx \frac{R}{\lambda_0 n_H} q_1 \cos \beta_0. \quad (2.57)$$

Величину  $R$  в работе [59] рекомендуется принимать равной  $R = 1,5L$ , где  $L$  - расстояние между опорными вышками вантовой системы конвейера, м.

Подставляя выражение для диаметра канатов и погонных нагрузок на ветви конвейера в формулу (2.50), получаем допустимое расстояние между ходовыми роликами:

- на грузовой ветви (2.58)

$$l_{xp} \leq 0,4 \cdot 10^6 D \sqrt{\frac{1,5L \cos \beta_0}{1950 \pi \psi g n_H \lambda_0} \left( \frac{q_2 + q_1}{2q_2^2} \right)}, \quad (2.58)$$

- на порожней ветви (2.59)

$$l_{xp} \leq 0,4 \cdot 10^6 D \sqrt{\frac{1,5L \cos \beta_0}{1950 \pi \psi g n_H \lambda_0} \left( \frac{1}{q_1} \right)}. \quad (2.59)$$

Легко показать, что, поскольку  $q_2 \geq q_1$ , - всегда будет соблюдаться неравенство (2.60)

$$\left(\frac{q_2+q_1}{2q_2^2}\right) \leq \left(\frac{1}{q_1}\right). \quad (2.60)$$

Поэтому расчет для грузовой ветви всегда будет давать меньшую величину допустимого шага ходовых роликов  $l_{xp}$ , даже если расчетный диаметр канатов на порожней ветви получается меньше, чем на грузовой. Таким образом, расчёт допустимого шага ходовых роликов всегда нужно производить только по параметрам грузовой ветви конвейера. С увеличением расстояния между опорными вышками вантовой системы конвейера  $L$  максимально допустимый шаг ходовых роликов растет пропорционально корню квадратному из проекции этой величины на горизонтальную плоскость. Расчет по формуле (2.57) для рассмотренного выше примера конвейера из работы [2] дает величину  $l_{xp} = 1,25$  м, что почти в два раза меньше, чем полученная выше величина, при заданном диаметре канатов и чем принятая в указанной работе. Это объясняется тем, что в работе [2] принят завышенный диаметр канатов и завышенное их расчетное натяжение (оно зависит от допустимого провеса вантовой системы, а, следовательно, от принятого значения величины  $R$ ).

Таким образом, наиболее сложным является обоснование шага ходовых роликов, зависящего от: нагрузки на ленту; ширины ленты, а также диаметра канатов (который, в свою очередь зависит от угла наклона конвейера и расстояния между опорными вышками вдоль трассы конвейера).

## **Выводы по главе 2**

На основании теоретических исследований и систематизации имеющегося в открытом доступе опыта расчетов подвесных вантовых конвейеров, а также анализа типоразмерных рядов выпускаемых их элементов, можно сделать следующие выводы, сверенные с имеющимися в открытом доступе параметрами производимых в настоящее время конвейеров:

1. Для случая подвесного канатного конвейера, в отличие от традиционного ленточного конвейера, выбору подлежат три конструктивных параметра ленты: тип ленты, ширина основной ленты и высота гофробортов.

С учётом этого, необходим дополнительный критерий для их выбора – эффективность использования ширины ленты по объемной производительности конвейера.

Применительно к традиционным ленточным конвейерам её характеризует безразмерный коэффициент производительности – отношение поперечного сечения слоя груза на ленте к квадрату рабочей ширины ленты. Поскольку применительно к ленте с гофробортами рабочая ширина зависит от высоты гофробортов, то имеет смысл, при определении коэффициента производительности использовать полную ширину основной ленты.

2. Анализ показывает, что введенный нами коэффициент эффективности использования ширины ленты по производительности является статистически устойчивой величиной, поэтому для оценки соотношения производительности конвейера и ширины ленты с гофробортом он может быть принят в качестве определяющего параметра.

При необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте, лежащих в диапазоне от  $0,04\text{м}^2$  до  $0,08\text{м}^2$  можно рекомендовать принимать этот коэффициент равным  $0,17$ ; при необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте от  $0,08\text{м}^2$  и выше можно рекомендовать принимать, его значение равным  $0,21$  (этот диапазон соответствует ширине основной ленты от  $800\text{мм}$  и выше, борта при этом принимаются только усиленные шириной  $0,15\text{м}$ ).

3. Верхним ограничением на натяжение основной ленты является коэффициент надежности прилегания роликов к направляющим канатам вантовой системы конвейера, по аналогии с расчетом самой вантовой системы.

Для грузовой ветви конвейера максимально допустимые натяжения ленты сопоставимы с суммарным натяжением двух направляющих канатов этой ветви. То же самое верно и для порожней ветви в отсутствие ветровой нагрузки. Следует иметь в виду, что ветровая нагрузка может в несколько раз

снижать максимально допустимые натяжения ленты, и это ограничение нужно принимать во внимание при тяговом расчете конвейера.

4. Нижним ограничением на натяжение основной ленты, как и на традиционном ленточном конвейере, является допустимый провес ленты между опорными роликами.

Вследствие конструктивных особенностей подвешенного вантового конвейера минимальное натяжение ленты получается прямо пропорциональным квадрату шага ходовых роликов, в то время как для обычного ленточного конвейера оно пропорционально первой степени шага поддерживающих роликоопор. С учётом этого, при тяговом расчете подвешенного вантового конвейера может оказаться более выгодным не повышать минимальное натяжение ленты, если оно недостаточно, а несколько уменьшать шаг ходовых роликов тем более, что материалоемкость конвейера при этом увеличится незначительно.

5. Максимально допустимая скорость движения ленты конвейера ограничена критической скоростью, при которой происходит потеря продольной устойчивости формы ленты.

Критическая скорость движения ленты при крутильных колебаниях на участке её поворота существенно ниже, чем критическая скорость при поперечных колебаниях на линейном участке. При этом определяющую роль играют моменты инерции, создаваемые массами гофробортов и опорных роликов, составляющие 92% от суммы моментов инерции погонных масс подвижной части конвейера.

При одной и той же ширине ленты и при тех же её натяжениях, критическая скорость при поперечных колебаниях на обычном ленточном конвейере будет примерно в 1,4 раза выше, чем на подвешенном вантовом.

6. При выборе расстояния между ходовыми роликами целесообразно в качестве основного критерия принять максимально допустимые давления ходовых роликов на направляющие канаты.

Расчет допустимого шага ходовых роликов для грузовой ветви конвейера всегда будет давать меньшую величину, чем для порожняковой ветви, даже если расчетный диаметр канатов на порожней ветви будет меньше, чем на грузовой, поэтому расчет допустимого шага ходовых роликов всегда нужно вести только по параметрам грузовой ветви. С увеличением расстояния между опорными вышками вантовой системы конвейера максимально допустимый шаг ходовых роликов растет пропорционально корню квадратному из проекции этой величины на горизонтальную плоскость. Допустимый шаг ходовых роликов сильно зависит от диаметра выбранных канатов, а, следовательно, допустимого относительного провеса вантовой системы конвейера.

Обоснование оптимального шага ходовых роликов, зависящего от нагрузки на ленту, ширины ленты, а также диаметра канатов (который, в свою очередь зависит от угла наклона конвейера и расстояния между опорными вышками вдоль трассы конвейера), что является наиболее сложным моментом при выявлении ограничений на значения параметров подвесного вантового конвейера.

### 3. Разработка метода тягового расчета подвесного канатного конвейера

#### 3.1. Виды и анализа сопротивлений движению тягового органа подвесного канатного конвейера

В данной работе нами принят так называемый дифференцированный подход к расчету распределенного сопротивления движению ленты. Выполнение тягового расчета вантового конвейера осуществляется путем суммирования всех сил сопротивления движению по его контуру (распределенных и сосредоточенных), рассчитываемых отдельно и подробно (см. п. 1.3.3). При таком подходе отдельно определяются составляющие от сопротивления вращению роликов, вдавливания обечаяек роликов в ленту и т. д. (рис. 3.1). При этом анализируются силы сопротивления движению, возникающие на одной роликоопоре, но с последующим суммированием этих сил по длине конвейера, на грузовой и порожней ветви [54, 62].

На рисунке 3.1 представлены все возможные виды сопротивлений движению ленты, возникающие при работе конвейера типа RopeCon®.



Рисунок 3.1 - Виды сопротивлений движению тягового органа ПКК и структура полного сопротивления

## 3.2. Метод определения составляющих основного распределенного сопротивления

### 3.2.1. Сопротивление вращению ходовых роликов

Сопротивление вращению в цапфе ходового ролика необходимо рассчитывать для двух случаев: при наличии подшипника качения, а также при его отсутствии.

При рассмотрении второго случая цапфа ходового ролика представляет собой подшипник скольжения. Физико-механические свойства капролона, из которого обычно изготавливают ходовые ролики, позволяют использовать в достаточно широком диапазоне условий эксплуатации контакт скольжения его в паре со сталью осью, как со смазкой, так и без смазки. При этом наилучшей смазкой является вода - при которой, коэффициент трения в паре со сталью падает от 0,30–0,35 до 0,02 [35, 37]). Для такого случая момент сопротивления вращению ролика обычно определяют по упрощенной формуле (3.1) [22]:

$$M_{\text{вп}} = \frac{1}{2} N f d, \quad (3.1)$$

где  $N$  – действующая нагрузка на ролик, Н;

$f$  – коэффициент трения возникающий в контактирующей паре;

$d$  – диаметр оси ходового ролика, м.

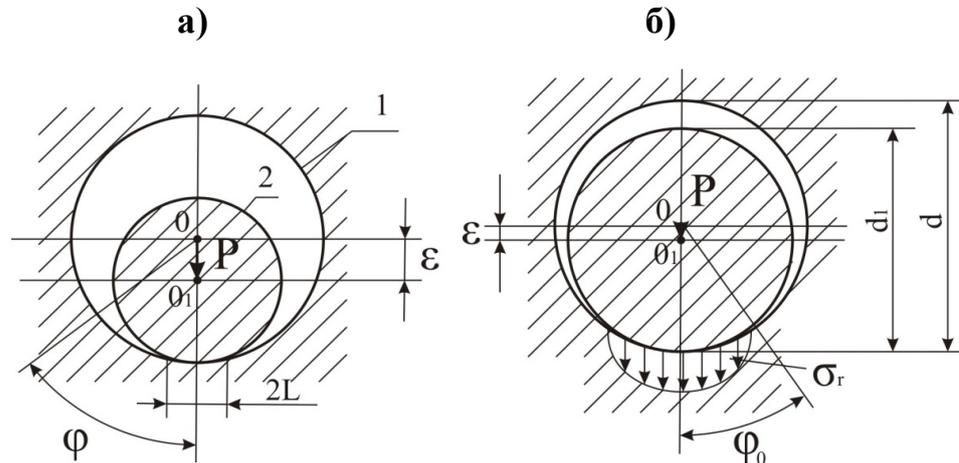
При этом условно дугу контакта оси с отверстием приводят к одной точке. В действительности контакт происходит по дуге на некотором угле  $2\varphi_0$  (рис. 3.2, б) [38]. На рисунке 3.2, а, показаны параметры контакта при большом зазоре  $\varepsilon$  в цапфе ролика под действием вертикальной нагрузки  $P$ .

При уменьшении зазора  $\varepsilon$ , когда диаметры отверстия  $d$  и оси  $d_1$  близки (рис. 3.2, б), угол контакта  $\varphi_0$  возрастает с увеличением вертикального усилия  $P$ . Распределение радиального напряжения обычно описывается косинусоидальной зависимостью от угла  $\varphi$ , но при очень малых зазорах  $\varepsilon$  эта зависимость усложняется. В случае, показанном на рис. 3.2, а, нормальные

напряжения (давление) на контуре отверстия теоретически равны, в соответствии с уравнением (3.2) [35,38,69]:

$$p(\varphi) = p_{max} \left( \cos \frac{\pi\varphi}{2\varphi_0} \right), \quad (3.2)$$

где  $p_{max}$  – наибольшее напряжение, которое имеет место в самой нижней точке дуги контакта, Па, рис/ 3.2, а, участок  $2L$ .



1 – материал отверстия ролика; 2 – материал оси [38, 69].

Рисунок 3.2 Особенности нагружения отверстия для оси в цапфе ходового ролика, при разных зазорах (а, б)

В соответствии с рис. 3.2, б, половина угла контакта  $\varphi_0$  обычно рассматривают в зависимости от интенсивности напряжений в контакте, по уравнению (3.3)

$$\psi = \frac{P}{\varepsilon t}, \quad (3.3)$$

где  $t$  – толщина ролика, м.

Существует ряд эмпирических формул с указанной зависимостью, как например, формула Герца (3.4) [35],

$$\sin \varphi_0 = 1,6\sqrt{\psi}. \quad (3.4)$$

Однако величина коэффициента 1,6 в формуле (3.4) явно завышена. В уточненных данных других авторов она также зависит от свойств пары контактирующих материалов (их модулей упругости и коэффициентов Пуассона).

В работе [38] приведены данные экспериментальных исследований контакта стальной оси с отверстием в пластине из плексигласа, напряжения в

которой определялись оптико-поляризационным методом. Пластина имела длину и ширину, значительно больше, чем диаметр отверстия  $d$ , а расстояние от центра отверстия до кромки пластины  $H$  было весьма велико ( $H/d \gg 1$ ).

При  $H/d \geq 3$  эти напряжения практически не зависят от расстояния до кромки пластины. Угол  $\varphi_0$  изменяется в зависимости от отношения  $H/d$ , по данным работы [38], согласно табл.3.1.

Таблица 3.1. Значения величин угла  $\varphi_0$  в зависимости от расстояния до края пластины

Наименование параметра	Значение параметра					
	$H/d$	0,664	0,83	1,185	2,370	4,74
$\varphi_0$ , град		36,5	48	60	52	40

Анализируя таблицу 3.1 можно утверждать, что при контакте стали с более мягким полимером и небольших зазорах в зоне контакта - в пределах достаточно большого диаметра ходового ролика, угол  $\varphi_0$  стремится к величине  $40^\circ$ .

В ряде работ [33, 35, 36, и др.] рассматривается вопрос об определении максимального давления в цапфе с учетом параметров действительной дуги контакта. В работе [33], на основании условия равновесия оси цапфы путем интегрирования вертикальной проекции давления  $p(\varphi)$  по дуге контакта получена зависимость (если нагрузку на цапфу обозначить не через  $P$ , как это сделано выше, а как принято в нашей работе – через  $N$ ), с учётом (3.5; 3.6), получим:

$$p_{max} = p_{cp} k = \frac{N}{dt} k, \quad (3.5)$$

$$k = 2 \frac{0,25\pi^2 - \varphi_0^2}{\pi\varphi_0 \cos \varphi_0}, \quad (3.6)$$

где  $p_{cp}$  - условное среднее давление в зоне контакта между стальной осью и ходовым роликом;

$k$  – коэффициент, характеризующий величину среднего давления  $p_{cp}$  в контакте.

При нулевом зазоре  $\varphi_0 \rightarrow \frac{\pi}{2}$  и значение  $k \rightarrow \frac{4}{\pi}$ . получаем наименьшее теоретически возможное значение коэффициента  $k$ .

Установлено, что приведенная теоретическая зависимость хорошо согласуется с используемой при расчетах подшипников скольжения графической зависимостью, например, приведенной, в формуле (3.6). Этот факт иллюстрирует рис. 3.3, где верхняя кривая соответствует полученной теоретическим путём формуле, а нижняя кривая, представлена из учебника [65].

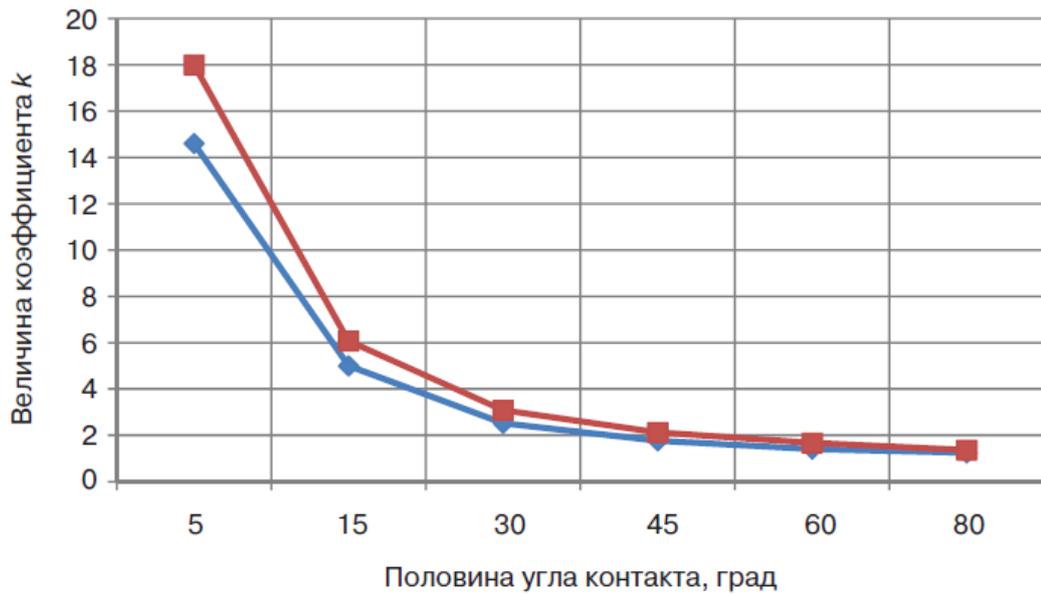


Рисунок 3.3 Зависимость коэффициента  $k$  от величины половины угла контакта  $\varphi_0$  [35, 65].

Используя приведенную теоретическую зависимость, найдем интегральный момент сил трения по дуге контакта  $2\varphi_0$ , т. е. момент сопротивления вращению ходового ролика (3.7)

$$M_{вр} = \frac{td}{2} p_{max} f_{kc} \int_{-\varphi_0}^{+\varphi_0} \frac{d}{2} \cos \frac{\pi\varphi}{2\varphi_0} d\varphi, \quad (3.7)$$

где  $f_{kc}$  – коэффициент трения капролона по стали (рекомендуется принимать равным 0,30 – 0,35, [34]).

Интегрируя, выражение (3.7) получаем зависимость (3.8):

$$M_{ep} = \frac{2d}{\pi} N f_{kc} \left( \frac{0,25\pi^2 - \varphi_0^2}{\pi \varphi_0 \cos \varphi_0} \right) = \frac{1}{2} N d f_{kc} \frac{2}{\pi} k. \quad (3.8)$$

Наименьшее значение коэффициента  $k$  будем иметь место, при нулевом зазоре. При этом получаем наименьший момент сопротивления вращению ходового ролика, равный (3.9):

$$M_{ep} = \frac{1}{2} N d f_{kc} \frac{8}{\pi^2}. \quad (3.9)$$

Получаемое числовое значение по формуле (3.9), примерно на 20% меньше, чем значение, определяемое упрощенной формулой, но, как отмечается в работе [35], достигнуть достаточно малого значения зазора, при котором полуугол контакта стал бы меньше  $45^\circ$ , технологически сложно (нужна очень высокая точность изготовления деталей и чистота их обрабатываемых поверхностей).

В дальнейшем будем исходить из значения половины угла контакта, обоснованного выше величины  $40^\circ$ . При этом, при коэффициенте  $k = 2,35$ ; момент сопротивления вращению ходового ролика будет равен (3.10), [69].

$$M_{ep} = \frac{1}{2} N d f_{kc} \cdot 1,50 = 0,75 N d f_{kc}. \quad (3.10)$$

Это в 1, 5 раза больше, чем получаемое по упрощенной формуле величины, используемой в учебниках по транспортным машинам и подвесным канатным дорогам [16, 22 и др.].

В случае, если в цапфе ролика установлен подшипник качения, момент сопротивления вращению можно определить по формуле (3.11) [65]:

$$M_{ep} = \frac{1}{2} N f_{nk} d, \quad (3.11)$$

где  $N$  – нагрузка на ходовой ролик, Н;

$f_{nk}$  – коэффициент трения в подшипнике качения;

$d$  – внутренний диаметр подшипника - оси ролика, м.

В соответствии с работой [65] с большой точностью можно принять величину коэффициента  $f_{nk} = 0,002$ .

В обоих случаях составляющая коэффициента сопротивления движению от вращения ходовых роликов равна (3.12)

$$w_{ep} = \frac{M_{ep}}{DN}, \quad (3.12)$$

где  $D$  – диаметр окружности катания ходового ролика, м.

В случае отсутствия подшипника качения в цапфе ходового ролика  
(3.13)

$$w_{ep} = \frac{1}{2} d f_{kc} \frac{2}{\pi D} k \quad (3.13)$$

- в случае применения подшипников качения (3.14)

$$w_k = \frac{1}{2} f_{nk} \frac{d}{D} \quad (3.14)$$

Из формулы (3.15) используем цифровые значения для подсчёта  $w_k$  по формуле (3.14):

$$d = 0,02\text{м}, D = 0,2\text{м}, f_{kc} = 0,35, k = 2,35, f_{nk} = 0,002, \quad (3.15)$$

в результате получаем:

- в случае отсутствия подшипника качения в цапфе ходового ролика  
(3.16)

$$w_{ep} = 0,0175, \quad (3.16)$$

- в случае применения подшипников качения (3.17)

$$w_k = 0,0001. \quad (3.17)$$

То есть в случае применения подшипников качения составляющая коэффициента сопротивления движению ленты от сопротивления вращению ходовых роликов совершенно ничтожна, по сравнению со случаем отсутствия подшипников. Более того, в обоих случаях эта величина не зависит от действующей нагрузки на ходовой ролик.

### 3.2.2. Сопротивление от изгибной деформации направляющих канатов

Сопротивление от изгибной деформации направляющих канатов при качении по ним ходовых роликов на подвесной канатной дороге рассматривается, в частности в классической работе [16]. Сила сопротивления определяется по формуле (3.18)

$$P_u = \xi_{жс} T, \quad (3.18)$$

где  $T$  – сила натяжения каната, Н;

$\xi_{жс}$  – коэффициент, зависящий от диаметра каната  $d_k$ , диаметра поверхности катания ходового ролика  $D$  и отношения угла перегиба каната под ходовым роликом  $\alpha$  к его критическому значению  $\alpha_{кр}$  (после достижения критического значения коэффициент изгибной жесткости каната перестает зависеть от угла перегиба, а значит от отношения нагрузки на ходовой ролик  $N$  к силе натяжения каната); эта зависимость носит полуэмпирический характер, кроме того в ней не соблюдается правильное соотношение размерностей входящих величин.

Ниже нами получены соответствующие теоретические зависимости, которые подтверждают наличие критической нагрузки на ходовой ролик и зависимость сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов от диаметра каната  $d_k$  и диаметра поверхности катания ходового ролика  $D$ .

Под действием силы  $P$ , действующей со стороны ходового ролика, несущий канат принимает форму, показанную на рис. 3.4. В зависимости от величины изгибной жесткости, натяжения каната и силы  $P$ , контакт с роликом может быть точечным (рис.3.5) или (при превышении силой  $P$  некоторого критического уровня) распределенного на дуге с хордой, равной  $2a$  (рис.3.6). Во втором случае на границах зоны контакта, кроме распределенного давления, возникают две сосредоточенные силы (рис.3.6) [66].

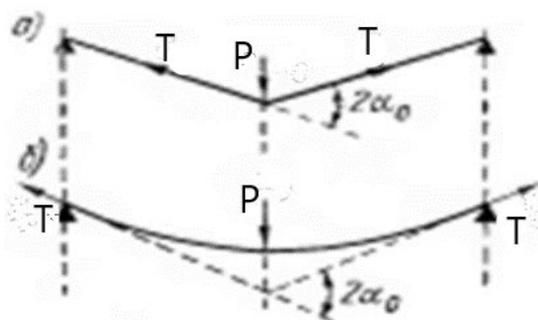


Рисунок 3.4 Схема провисания направляющего каната под воздействием ходового ролика без учета его изгибной жесткости (а) и с учетом изгибной жесткости (б) [16]

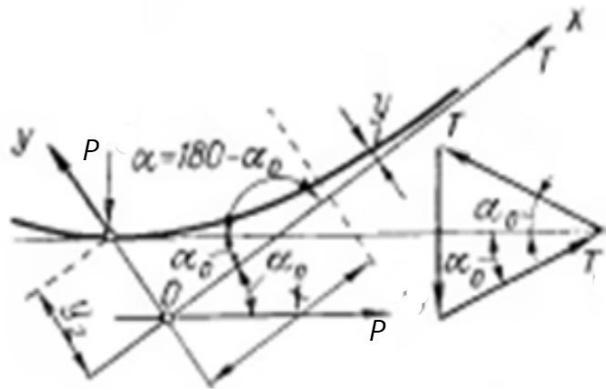


Рисунок 3.5 Геометрические параметры линии изгиба каната при нагрузке на ходовой ролик ниже критической [16]

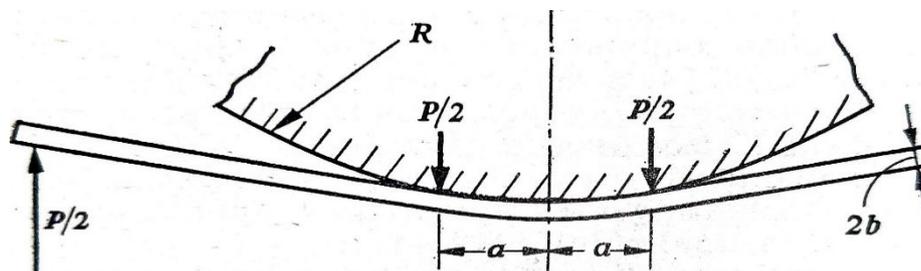


Рис. 3.6 Характер взаимодействия ходового ролика с направляющим канатом при нагрузке выше критической [66]

Ниже определяется вид контакта, характерный, для рассматриваемого нами конвейера.

С учётом работы [16], обозначим (3.19):

$$\lambda = \sqrt{\frac{E \cdot J}{T}} = \sqrt{\frac{E \cdot F}{T}} \cdot \frac{d}{4}, \text{ м}, \quad (3.19)$$

где  $E$  – модуль упругости несущего каната, Па;

$J$  – момент инерции поперечного сечения каната относительно поперечной оси,

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \text{ м}^4;$$

$F$  – площадь поперечного сечения каната,

$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^2;$$

$T$  – натяжение каната, Н;

$d$  – диаметр каната, м.

Кривая изгиба каната описывается выражением (3.20) [16]:

$$y = y_0 e^{-\frac{x}{\lambda}}, \quad (3.20)$$

где (3.21)

$$y_0 = \frac{P}{2T} \sqrt{\frac{EJ}{T}} = \frac{P\lambda}{2T}, \text{ м.} \quad (3.21)$$

При этом изменение величины угла  $\alpha$  описывается выражением (3.22):

$$tg\alpha = \frac{dy}{dx} = -y_0 \frac{1}{\lambda} e^{-\frac{x}{\lambda}}, \quad (3.22)$$

причем при  $x = 0$ ,  $\alpha = (180^\circ - \alpha_0)$ ,  $tg\alpha = tg\alpha_0$ , а из треугольника равновесия сил, приведенного на рис. 3.5, следует, что (3.23) [16],

$$tg\alpha_0 = \frac{P}{2\sqrt{T^2 + \frac{1}{4}P^2}} \approx \alpha_0 \approx \frac{P}{2T}. \quad (3.23)$$

Наименьший радиус кривизны изгиба каната  $r_0$ , имеющий место в точке контакта с опорным роликом при координате  $x=0$ , равен (3.24):

$$r_{min} = r_0 = \frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}} = \frac{2}{P} \sqrt{EJT} = \frac{2T}{P} \lambda = \frac{\lambda}{\alpha_0}. \quad (3.24)$$

Критическому нагружению ходового ролика, при котором происходит переход от схемы изгиба каната по рис. 3.4 и 3.5 к схеме по рис. 3.6, т. е. к распределенному контакту каната с ходовым роликом, соответствует значение  $r_0 \geq \frac{D}{2}$ , где  $D$  – диаметр поверхности катания ходового ролика (в нашем случае можно принять типичное значение 0,2м.). Величина  $\lambda$  является характеристическим размером зоны интенсивного изгиба каната вблизи точки контакта с ходовым роликом. Согласно оценке, сделанной в работе, для несущих канатов подвесных канатных дорог величина  $\lambda$  составляет примерно (5–6)  $d$ . Тогда критическое нагружение возможно, если  $\alpha_0 \geq \frac{2(5-6)d}{D}$ , при том, что  $d = (0,02 - 0,05)$  м. То есть угол перегиба каната при этом должен быть не менее  $1\text{рад} \approx 57^\circ$ , что невозможно.

Таким образом, контакт ходового ролика с несущим канатом всегда остается точечным, и  $r_0 \gg \frac{D}{2}$ .

При точечном контакте наибольший изгибающий момент в канате,  $M_{max}$ , зависит от нагрузки  $P$  (3.25):

$$M_{max} = M_0 = y_0 T = \frac{P\lambda}{2} = \frac{EJ}{\rho_{min}}. \quad (3.25)$$

При распределенном контакте, очевидно, момент зависит только от диаметра поверхности катания ходового ролика  $D$ .

Вдоль оси  $x$  изгибающий момент изменяется согласно уравнению (3.26)

$$M(x) = M_0 e^{-\frac{x}{\lambda}} = \frac{P\lambda}{2} e^{-\frac{x}{\lambda}} = y_0 T e^{-\frac{x}{\lambda}}. \quad (3.26)$$

Исходя из этого, определим работу  $A$ , совершаемую в некотором сечении каната при его постепенном изгибе от  $r=\infty$  до  $r = r_0$ . При обычных значениях  $\lambda$  можно с достаточной точностью считать, то координата  $x$  изменяется от 0 до  $\infty$ , хотя значение  $x$  на самом деле не может превышать величины  $l_{xp}/2$ .

Элементарное приращение работы (3.27)

$$dA = M(x)d\alpha = M(x) \frac{d\alpha}{dx} dx. \quad (3.27)$$

Интегрируя это выражение по координате  $x$  от 0 до  $\infty$ , получаем (3.28)

$$A = \int_0^{\infty} M(x) \frac{d\alpha}{dx} dx = \int_0^{\infty} \frac{P\lambda}{2} e^{-\frac{x}{\lambda}} \cdot \frac{P}{2T\lambda} e^{-\frac{x}{\lambda}} dx =$$

$$\frac{P^2}{4T} \int_0^{\infty} e^{-\frac{2x}{\lambda}} dx = \frac{P^2}{8T} \int_0^{\infty} e^{-\frac{y}{\lambda}} dy = \frac{P^2\lambda}{8T} = \frac{P^2}{8T} \sqrt{\frac{E \cdot J}{T}} = \frac{1}{2} \alpha_0 M_0 \quad (3.28)$$

Полученное выражение, конечно, приближенное. Но оно показывает, что полная работа (а это накопленная потенциальная энергия изгиба каната) с достаточно высокой точностью может быть полностью определена только конечными значениями параметров напряженно-деформированного состояния каната.

В каждом сечении каната при прохождении расстояния, равного шагу между ходовыми роликами  $l_{xp}$ , повторяется процесс изгибного нагружения, а затем разгрузки. Наибольшая за цикл потенциальная энергия изгиба каната определена нами выше и равна  $A$ . При этом, ввиду наличия неупругих (диссипативных) сил, имеет место рассеивание части этой потенциальной энергии  $\Delta A$ , которые вызывают сопротивление качению ходового ролика по

канату из-за изгибной жесткости каната. Отношение  $\Delta A/A$  называют коэффициентом потерь (коэффициентом поглощения) энергии канатом (3.29):

$$\xi = \frac{\Delta A}{A}. \quad (3.29)$$

Величина  $\xi$  определяется экспериментально и является справочной при расчетах сопротивлений в различных материалах и сопряжениях деталей машин.

С другой стороны, при прохождении ходовым роликом расстояния, равного шагу между ними, условная сила сопротивления из-за изгибной жесткости каната  $U_{ж}$ , действующая на ходовой ролик, совершает работу  $l_{xp} U_{ж}$ . Поэтому, указанная сила сопротивления будет равна (3.30):

$$U_{жс} = \frac{\Delta A}{l_{ок}} = \frac{A}{l_{ок}} \xi = \frac{P^2 \lambda}{8Tl_{ок}} \xi. \quad (3.30)$$

Составляющая коэффициента сопротивления движению опорных роликов от изгибной жесткости каната равна (3.31):

$$w_{жс} = \frac{U_{жс}}{P} = \frac{P \lambda}{8Tl_{ок}} \xi. \quad (3.31)$$

Заметим, что согласно формулам (2.48) и (2.49), для порожней ветви сила  $P$  равна  $N_1$ , для грузовой -  $N_2$ . Силы  $N_1$  и  $N_2$  определяются в главе 2 через погонные нагрузки на канаты, соответственно на порожней и грузовой ветви конвейера  $q_1$  и  $q_2$ . Формулы для натяжений канатов порожней и грузовой ветвей также приведены в главе 2. Диаметры соответствующих канатов можно определить из формул (2.58) и (2.59).

Сначала определим коэффициент сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для порожняковой ветви (3.32; 3.33):

$$w_{жс}'' = \frac{\xi \lambda_n q_1}{8T_{кн}} = \frac{\xi \lambda_n q_1 \cos \beta_0 n_n}{8R_k q_1 \cos \beta_0} = \frac{\xi \lambda_n n_n}{8R_k}, \quad (3.32)$$

причем, как указывалось в главе 2,  $R_k=1,5L$  (где  $L$  -расстояние между опорными вышками подвесной системы конвейера);

$$\lambda_n = \frac{\sqrt{\pi E}}{\sqrt{T_{кн}}} \cdot \frac{d_{кн}^2}{8}, \quad (3.33)$$

где, согласно формулам (2.51 - 2.57; 3.34; 3.35)

$$d_{kn}^2 = \frac{1,5Lq_1 \cos \beta_0}{1950\pi\psi gn_n \lambda_0}, \quad (3.34)$$

$$\sqrt{T_{kn}} = \sqrt{\frac{1,5Lq_1 \cos \beta_0}{n_n}}. \quad (3.35)$$

По рассчитанному значению  $w''$  можно рассчитать коэффициент сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для грузовой ветви  $w'$ , исходя из того, что (3.36; 3.37)

$$w'_{жс} = \frac{\xi \lambda_2}{8T_{к2}} \cdot q_2 = \frac{\xi \lambda_2 q_2 \cos \beta_0 2n_n}{8R_k(q_1+q_2) \cos \beta_0} = \frac{\xi \lambda_2 2n_n}{8R_k \left(1 + \frac{q_1}{q_2}\right)}, \quad (3.36)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{E \cdot J_2}{T_{к2}}}. \quad (3.37)$$

Тогда из сопоставления формул для  $w''$  и  $w'$  получается простое выражение, для коэффициента сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для грузовой ветви конвейера (3.38):

$$w'_{ж} = w''_{жс} \cdot \frac{2q_2}{q_1+q_2} \cdot \frac{d_2^2}{d_n^2} \cdot \sqrt{\frac{2q_1}{q_1+q_2}} = w''_{жс} \cdot \sqrt{\frac{2}{\frac{q_1}{q_2} \cdot \left(1 + \frac{q_1}{q_2}\right)}}. \quad (3.38)$$

При этом всегда  $w'_{ж} \geq w''_{жс}$ , т. е. данный коэффициент сопротивления на грузовой ветви больше, чем на порожней.

Формулы (3.32) – (3.35) удобны для расчетов, но для анализа подставим в (3.32) выражения (3.33) – (3.35) и учтем, что  $\frac{\pi\psi}{4}$  можно в нашем случае принять равным 0,7 [18]. В результате чего получаем:

$$w'_{жс} = 0,23 \cdot 10^{-5} \xi_{жс} \lambda_0^{-1} \sqrt{\frac{Eq_1 \cos \beta_0 n_n}{1,5\pi L}}. \quad (3.39)$$

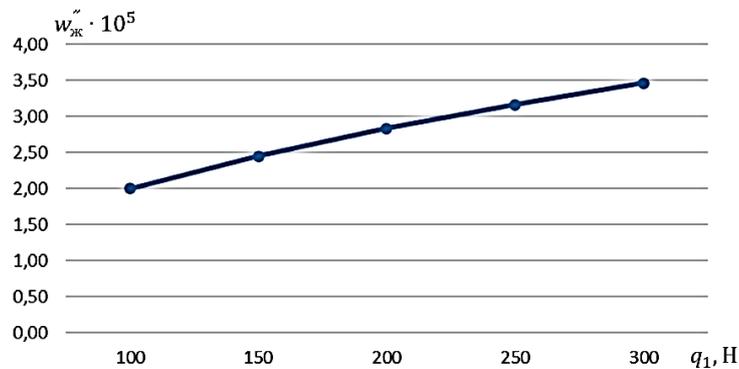
То есть коэффициент сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов растет с увеличением погонного веса подвижной части ветви конвейера и падает с увеличением длины пролетов между опорными вышками пропорционально корню квадратному от соответствующей величины.

Величина  $\xi_{жс}$  в данном случае может быть принята равной 0,02-0,06.

На рис. 3.7 приведен график зависимости коэффициента сопротивления движению ходовых роликов  $w''_{жс}$ , от приходящегося на один направляющий

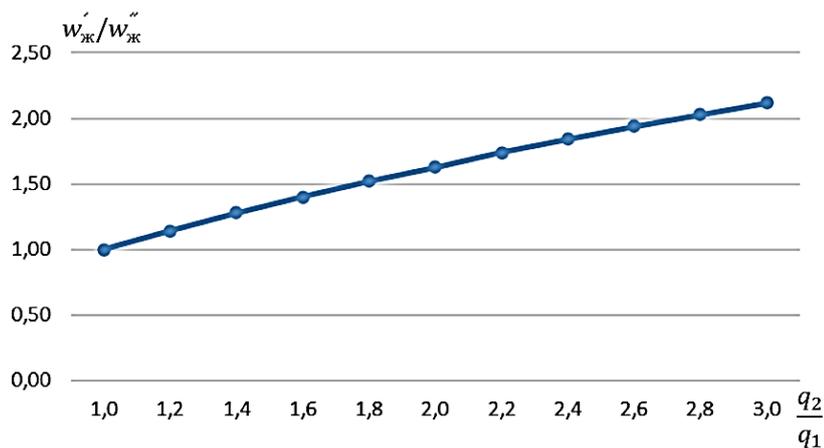
канат погонного веса порожней ветви конвейера  $q_1$ , построенный по формуле (3.39).

График построен при следующих исходных данных: разрывная длина канатов  $\lambda_0=12\ 000$  м; продольный модуль упругости канатов  $E= 1,5 \cdot 10^{10}$  Па;  $\beta_0 = 0$ ; расстояние между опорными вышками  $L = 400$  м; коэффициент надежности прилегания опорных катков к направляющим канатам  $n_n = 1,4$ ; коэффициент поглощения энергии при изгибных деформациях канатов  $\xi_{ж} = 0,04$ . В типичном диапазоне изменения погонного веса порожней ветви конвейера зависимость мало отличается от линейной.



*Рис. 3.7 - Зависимость коэффициента  $w''_{ж}$  от приходящегося на один направляющий канат погонного веса порожней ветви конвейера  $q_1$*

На рис. 3.8 приведен график зависимости отношения коэффициента сопротивления на грузовой ветви  $w'_{ж}$  к коэффициенту сопротивления на порожней ветви  $w''_{ж}$  от отношения нагрузок на канаты грузовой и порожней ветвей, при тех же исходных данных. Диапазон изменения отношения нагрузок на канаты грузовой и порожней ветвей  $\frac{q_2}{q_1}$  может, вообще говоря, простираться до значения 7,0. Поэтому коэффициент сопротивления движению роликов на грузовой ветви  $w'_{ж}$  может быть больше коэффициента сопротивления движению на порожней ветви  $w''_{ж}$  в несколько раз.



*Рис. 3.8 - Зависимость отношения коэффициента сопротивления на грузовой ветви  $w'_{ж}$  к коэффициенту сопротивления на порожней ветви  $w''_{ж}$  от отношения нагрузок на канаты грузовой и порожней ветвей.*

### **3.2.3. Сопротивление от вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты**

Данное сопротивление не может определяться по аналогии с сопротивлением качению колеса или ролика по жестким направляющим, теория которого хорошо разработана (хотя и для него имеются совершенно различные зависимости [28, 30, 31, 32]). При рассмотрении процесса вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты воспользуемся теорией поперечного сжатия канатов на барабане подъемной машины, в которой используется условное понятие модуля поперечного сжатия каната [60, 61]. В данном случае, круглый канат, лежащий в ручьях барабана, заменяется условно плоским слоем толщиной  $d_k/2$ , контактирующим с гладким цилиндром – барабаном. Модуль упругости материала условного плоского слоя называют модулем поперечного сжатия каната  $E_{нк}$ , который для закрытых канатов с металлическим сердечником составляет примерно  $6 \cdot 10^8$  Па [61]. Поскольку модуль упругости капролона в несколько раз больше, то можно считать, что ходовой ролик при контакте с несущим канатом практически недеформируемым.

Таким образом приходим к плоской задаче контактной деформации жестким цилиндром радиуса  $R$  упругого слоя толщиной  $b$  под действием силы  $P$  [66], схема которой приведена на рис. 3.9.

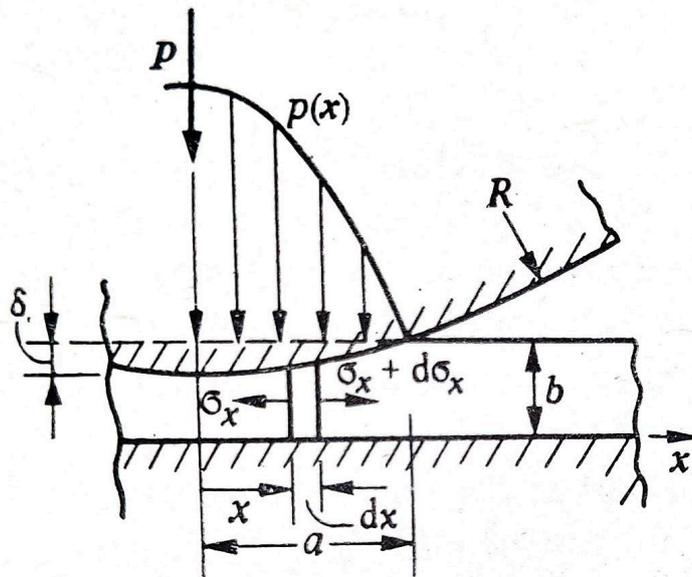


Рис. 3.9 Процесс вдавливание ходового ролика в канат, рассматриваемого как плоская задача контактной деформации [66]

При этом максимальное вдавливание цилиндра составляет  $\delta$ , полуширина контакта -  $a$ , распределение давления в контакте описывается функцией  $p(x)$ . Достаточно простое решение этой задачи возможно лишь при очень тонком слое, по сравнению с величиной полухорды контакта  $a$ , или, наоборот, при достаточно толстом слое, когда его считают приближенно бесконечным полупространством. Во втором случае решение дает известная теория Герца. В работе [66] приведены графики зависимостей отношения полухорды,  $a$  к её значению по теории полупространства (теории Герца)  $a_\infty$  (рис. 3.10). Верхняя штрихпунктирная линия соответствует теории Герца, сплошные линии – точные решения для слоя контакта (полученные очень сложным путем) при разных значениях коэффициента Пуассона материала  $\nu$ . Пунктирная линия, изображённая на рис. 3.10 соответствует приближенному достаточно простому решению для очень тонкого слоя контакта.

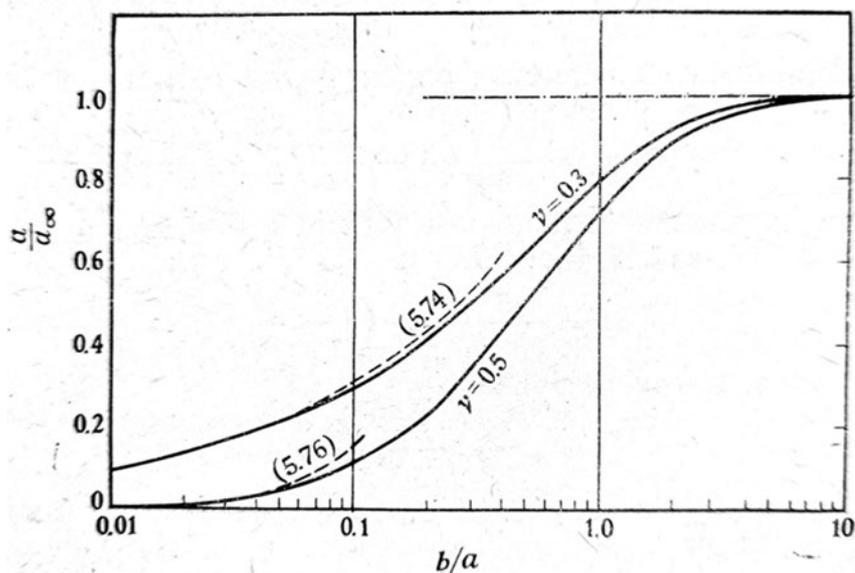


Рис. 3.10. Полуширина зоны контакта упругого слоя и вдавливаемого в него цилиндра согласно различным теориям [66]

Такое решение, в частности, использовано в работах [45, 54, 62, 63] при определении сопротивления от вдавливания ролика в нижнюю резиновую обкладку конвейерной ленты (без оценки пригодности этого решения, но исходя из его простоты). Ниже показано, что в нашем случае, ввиду большой жесткости каната, теория тонкого слоя неприемлема. Согласно графикам на рис. 3.10, при соотношении  $b/a$  более 2 – 3 наиболее точной становится модель упругого полупространства Герца (по горизонтали на графиках величина  $b/a$  отложена в логарифмической шкале).

По схеме упругого тонкого слоя контакта на жестком основании (контакт цилиндра с тонким упругим слоем) (3.40; 3.41) [66]:

$$P = \frac{2}{3} E \frac{a^3}{Rb}, \quad (3.40)$$

где 
$$b = \frac{d_k}{2}; R = \frac{D}{2}; E = E_{пк}. \quad (3.41)$$

Отсюда (3.42):

$$a = \left( \frac{3 D d_k P}{8 E} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.42)$$

Максимально допустимую величину давления на канат  $P$  примем, в соответствии с работой (3.43) [16]:

$$P = \frac{N}{d_k} = 4 \cdot 10^5 \cdot D, \frac{H}{M} \quad (3.43)$$

Заметим, что сила  $P$  рассчитывается на единицу длины цилиндра.

Тогда  $a \approx 1,47 \cdot 10^{-2}$  м. Типичный диаметр канатов 25 – 50 мм.

Отношение  $\frac{b}{a}$  при этом колеблется в пределах 0,85 – 1,7.

По теории Герца (3.44; 3.45) [27, 66]:

$$a = \sqrt{\frac{4PR}{\pi E}} \approx 0,4 \cdot 10^{-2}, \text{ м} \quad (3.44)$$

т.е. 
$$\frac{b}{a} = 3,13 - 6,25. \quad (3.45)$$

Таким образом далее применяем теорию Герца, однако для упрощения зависимостей учтём, что  $a/R$  величина очень малая.

Удельная работа  $A$  в произвольном сечении упругого слоя с величиной вертикальной деформации  $z$  (3.46):

$$A = \int_{x=a}^{x=0} p(x) dz(x) \quad (3.46)$$

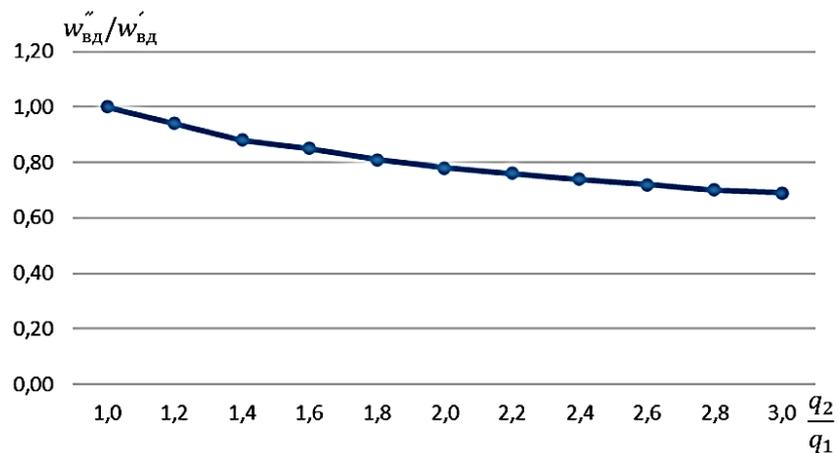


Рис. 3.11 - Зависимость отношения коэффициента сопротивления на порожней ветви  $w''_{вд}$  к коэффициенту сопротивления на грузовой ветви  $w'_{вд}$  от отношения нагрузок на канаты грузовой и порожней ветвей.

### 3.3. Местные (сосредоточенные) сопротивления в контуре конвейера

#### 3.3.1. Сопротивление в месте загрузки материала на ленту

Сопротивление в месте загрузки транспортируемого материала на ленту можно определять согласно классической теории ленточных конвейеров, как для конвейера традиционной конструкции (3.47) [22].

$$W_{заг} = q_{г}(v_{л} - v_0) + \rho_{г}gh_0^2L_0, \text{ Н}, \quad (3.47)$$

где  $v_{л}$  – скорость движения ленты, м/с;

$v_0$  - горизонтальная составляющая скорости падающего на ленту груза (чаще всего определяется процессом разгрузки предыдущего конвейера [29]), м/с;

$\rho_{\Gamma}$  - насыпная плотность транспортируемого груза, т/м<sup>3</sup>;

$h_6$  – рабочая высота направляющих бортов загрузочного устройства, м;

$L_6$  – длина направляющих бортов загрузочного устройства, м.

Согласно рекомендациям ГПКИ «Союзпроммеханизация» [22], время успокоения загружаемой массы на ленте конвейера принимают равным 1с, поэтому и длина бортов  $L_6$  должна быть не менее пути, который проходит лента за это время (3.48):

$$L_6 = v_{л} t_0, \quad (3.48)$$

### 3.3.2. Сопротивление при огибании лентой барабанов

При огибании лентой приводного и обводного барабанов имеет место сопротивление изгибной деформации ленты и сопротивление в подшипниках.

Сопротивление изгибной деформации на барабане определяем по аналогии с п. 3.2.2.

При контакте по дуге наибольший изгибающий момент в ленте  $M_{max}$ , имеющий место в точке начала контакта, согласно (3.25), зависит от диаметра барабана  $D_6$ , и будет равен (3.49) [26]:

$$M_{max} = M_0 = \frac{2EJ_y}{D_6} \quad (3.49)$$

Здесь  $EJ_y$  – изгибная жесткость ленты с гофробортами;

$D_6$  – диаметр барабана, м.

Сила сопротивления от изгиба ленты на барабане (3.50):

$$F_c = \frac{2M_0}{D_6} \xi_6 = \frac{4EJ_y}{D_6^2} \xi_6 \quad (3.50)$$

Коэффициент поглощения энергии лентой  $\xi_6$  можно принимать 0,2-0,4.

Сила сопротивления в подшипниках барабана по классической теории определяется уравнениями(3.51; 3.52) [44, 53, 64]:

$$F_{сп} = \frac{f d_{п}}{D_{б}} P_{б}, \quad (3.51)$$

где

$$P_{б} = \sqrt{(S_{сб} + S_{сб})^2 + G_{б}^2} \quad (3.52)$$

$G_{б}$  - вес барабана Н,

$d_{п}$ -диаметр подшипника, барабана, м;

$f$  - коэффициент сопротивления вращению в подшипниках барабанов.

Пренебрегая весом барабана, по сравнению с силами натяжения ленты, действующими на него, и принимая значение тягового фактора барабана равным 3,6, приближенно получаем (3.53):

$$W_{бп} = 1,28 \frac{f d_{п}}{D_{б}} S_{нб}. \quad (3.53)$$

То есть, при тяговом расчете можно принимать коэффициент повышения натяжения ленты на барабане, с учётом сопротивления в его подшипниках равным (3.54):

$$K_{бп} = 1 + 1,28 \frac{f d_{п}}{D_{б}}. \quad (3.54)$$

### 3.3.3. Сопротивление на участках переворота ленты

Сила сопротивления равна удельной потенциальной и кинетической энергии вращения ленты, определяемых на основании уравнения (2.39).

Кинетическая и потенциальная энергия, накопленная лентой при переворачивании, в дальнейшем полностью теряется (коэффициент потерь равен 1). Поэтому сила сопротивления в устройстве для переворота равна суммарной энергии затрачиваемой на 1 погонный метр длины ленты.

В соответствии с принятыми обозначениям к уравнению (2.39), кинетическую энергию в момент наибольшей скорости вращения ленты на участке переворота можно записать в виде (3.55):

$$E_{кин} = \frac{1}{2} J \left( \frac{d\theta}{dt} \right)_{max}^2, \frac{Дж}{м} \left( \frac{Н \cdot м}{м} \right) \quad (3.55)$$

Потенциальная энергия, накопленная в ленте, связана со второй составляющей уравнения (2.39). Приращение работы по её созданию (3.56):

$$dA = \frac{1}{2} M d\theta, \quad (3.56)$$

причём по закону Гука при кручении удельное кручение определяется, как (3.57 [26]):

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{M}{\frac{SI}{F}}, \text{ или } M = \frac{SI}{F} \frac{d\theta}{dx} = \frac{SI}{F} \left(\frac{d\theta}{dx}\right)^2 \frac{dx}{d\theta}. \quad (3.57)$$

Отсюда (3.58):

$$dA = \frac{1}{2} \frac{SI}{F} \left(\frac{d\theta}{dx}\right)^2 \cdot dx \quad (3.58)$$

Соответствующая сила равна (3.59)

$$\frac{dA}{dx} \text{ при } \left(\frac{d\theta}{dx}\right) = \left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{max} \quad (3.59)$$

При линейном изменении угла закручивания вдоль длины участка переворота  $l_{пер}$  (3.60; 3.61):

$$\frac{d\theta}{dt} = const = \frac{\pi v_{л}}{l_{пер}}; \quad (3.60)$$

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{\pi}{l_{пер}} \quad (3.61)$$

При этом сила сопротивления перевороту ленты учитывая соотношение (2.45; 3.62):

$$W_{пер}^{лин} = \frac{1}{2} J \frac{\pi^2 v_{л}^2}{l_{пер}^2} + \frac{1}{2} \frac{SI}{F} \frac{\pi^2}{l_{пер}^2} = \frac{1}{2} \frac{\pi^2}{l_{пер}^2} (Jv_{л}^2 + \frac{SI}{F}). \quad (3.62)$$

Учитывая соотношение (2.45; 3.63)

$$W_{пер}^{лин} = \frac{1}{2} \frac{\pi^2}{l_{пер}^2} (Jv_{л}^2 + \frac{SB_{л}^2}{12}). \quad (3.63)$$

Учитывая соотношения (2.37) и (2.38), при критической скорости движения ленты при кручении получаем (3.64):

$$Jv_{кр}^2 = \frac{SI}{F}. \quad (3.64)$$

Тогда (3.65)

$$W_{пер}^{лин} = \frac{1}{2} \frac{\pi^2}{l_{пер}^2} \frac{SB_{л}^2}{12} \left(\frac{v_{л}^2}{v_{кр}^2} + 1\right). \quad (3.65)$$

Обычно рекомендуют принимать величину  $l_{пер} = 12B_{л}$  при ширине ленты до 1,0 м включительно. При этом получим (3.66):

$$W_{пер}^{лин} = 2,85 \cdot 10^{-3} S \left(\frac{v_{л}^2}{v_{кр}^2} + 1\right). \quad (3.66)$$

При тяговом расчете можно ввести коэффициент, повышающий местное натяжение в ленте, равный (3.67)

$$K_{\text{пер}}^{\text{лин}} = 1 + 2,85 \cdot 10^{-3} \left( \frac{v_{\text{л}}^2}{v_{\text{кр}}^2} + 1 \right). \quad (3.67)$$

Если скорость вращения изменяется по закону синуса, тогда сила  $W_{\text{пер}}$  становится больше в  $\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \approx 2,5$  раза (3.68):

$$W_{\text{пер}}^{\text{син}} = W_{\text{пер}}^{\text{лин}} \cdot \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \quad (3.68)$$

В любом случае она обратно пропорциональна квадрату длины участка поворота и растет с ростом скорости движения ленты и её натяжения.

### **3.3.4. Сопротивление при прохождении лентой опорных вышек**

Сопротивление при прохождении лентой опорных вышек может быть определено как на криволинейных выпуклых вверх участках обычного конвейера при известном коэффициенте основного распределенного сопротивления [22]. Однако отдельно выполнять это необходимо, если шаг между опорными роликами намного меньше длины криволинейного участка. На рассматриваемом конвейере эти параметры имеют один порядок величины, поэтому при расчетах не целесообразно особо выделять участки прохождения лентой опорных вышек.

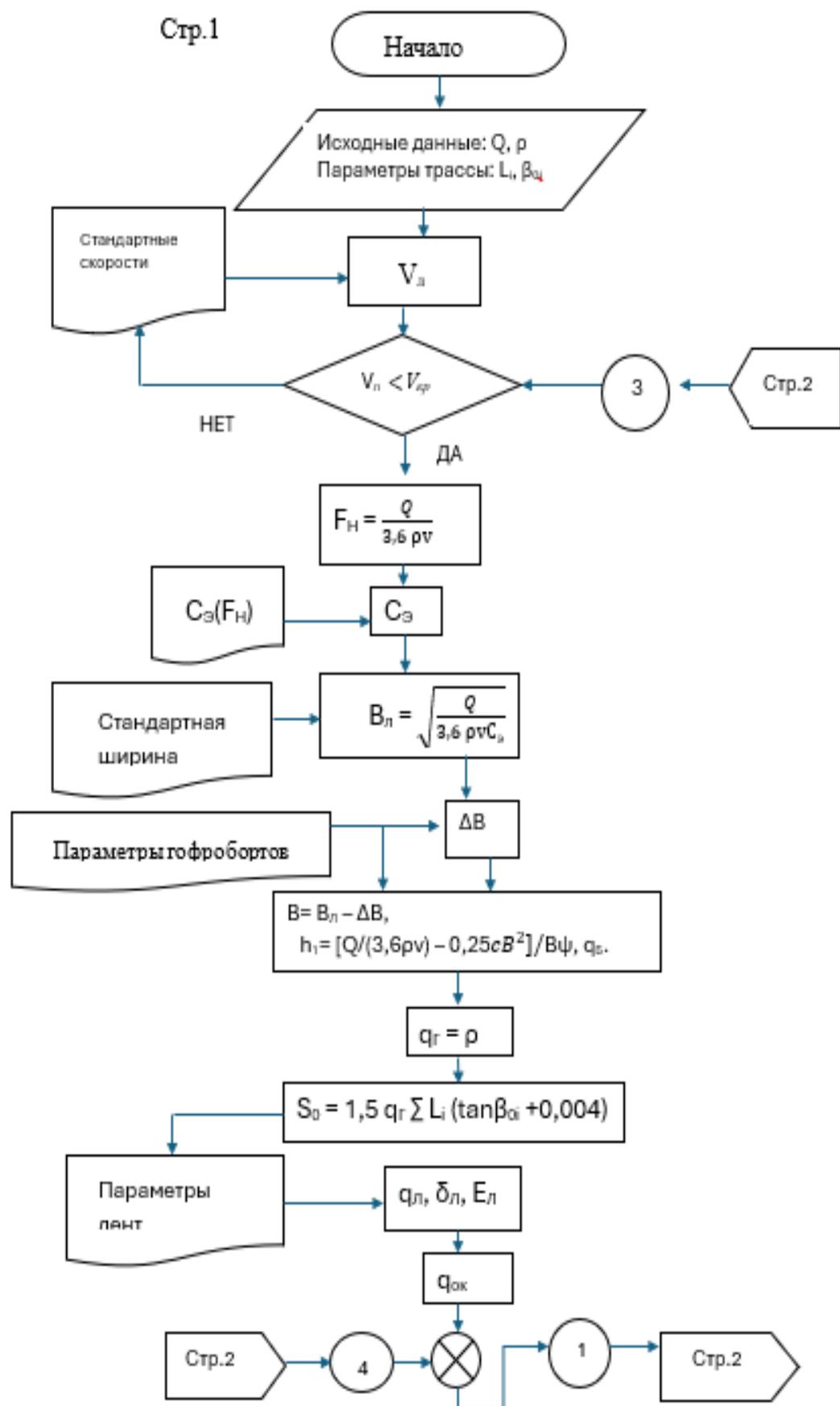
## **3.4. Разработка методики тягового расчета подвесного канатного конвейера**

### **3.4.1. Условные обозначения, принятые в блок-схеме алгоритма тягового расчета подвесного канатного конвейера**

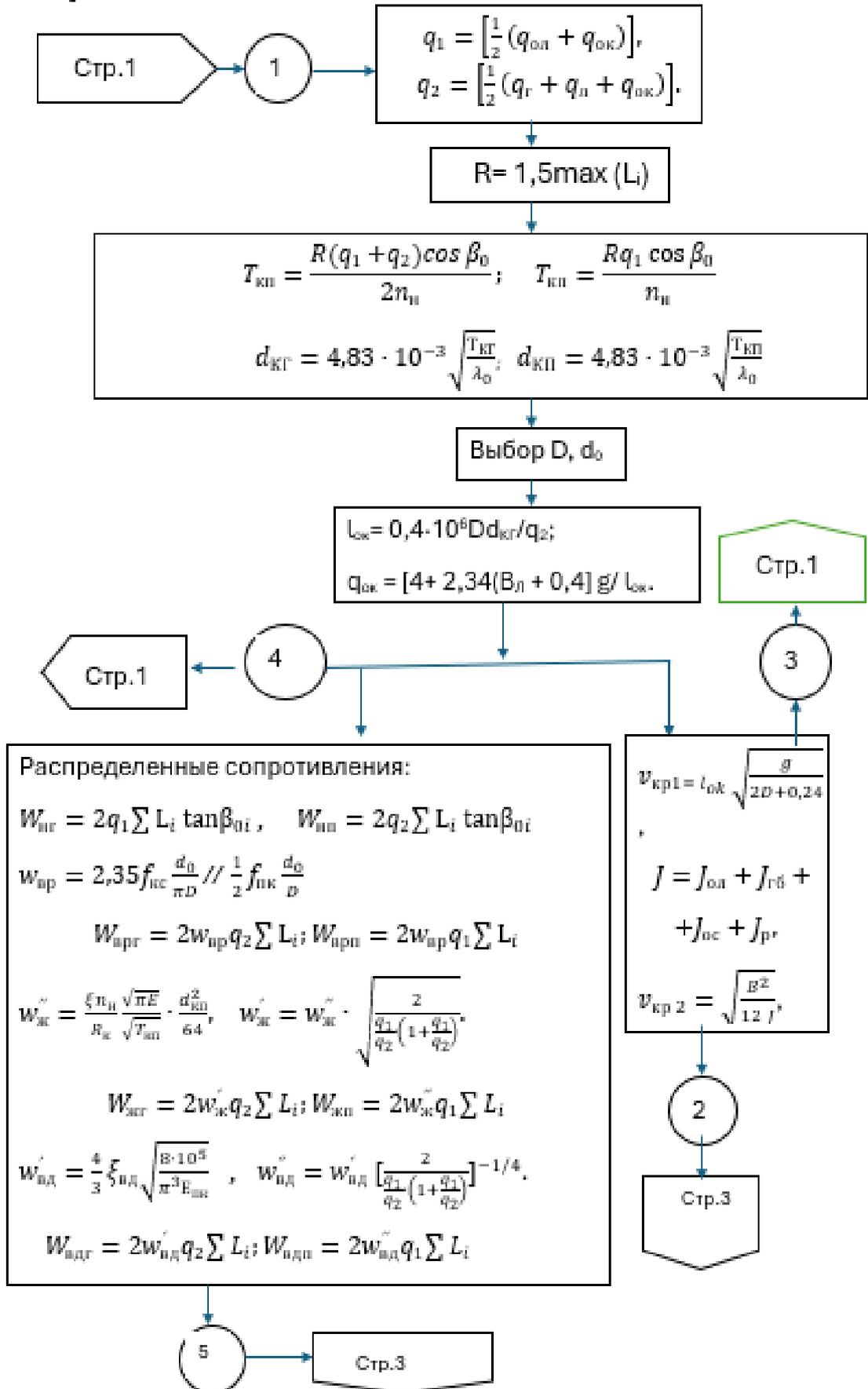
На основе полученных в работе зависимостей и с учетом сформулированных выше основных положений разработанного метода тягового расчета подвесного канатного конвейера составлен алгоритм тягового расчета. Блок-схема алгоритма приведена в п. 3.4.2.

### **3.4.2. Алгоритм тягового расчета подвесного канатного конвейера**

Приведенный ниже вариант алгоритма, вообще говоря, не является единственно возможным, всё зависит от того, какие параметры заданы в исходных данных и каковы цели и требования к тяговому расчету, поэтому он соответствует типичному случаю постановки задачи и является предельно упрощенным при сохранении достаточной и необходимой точности.



Стр.2



Стр.3

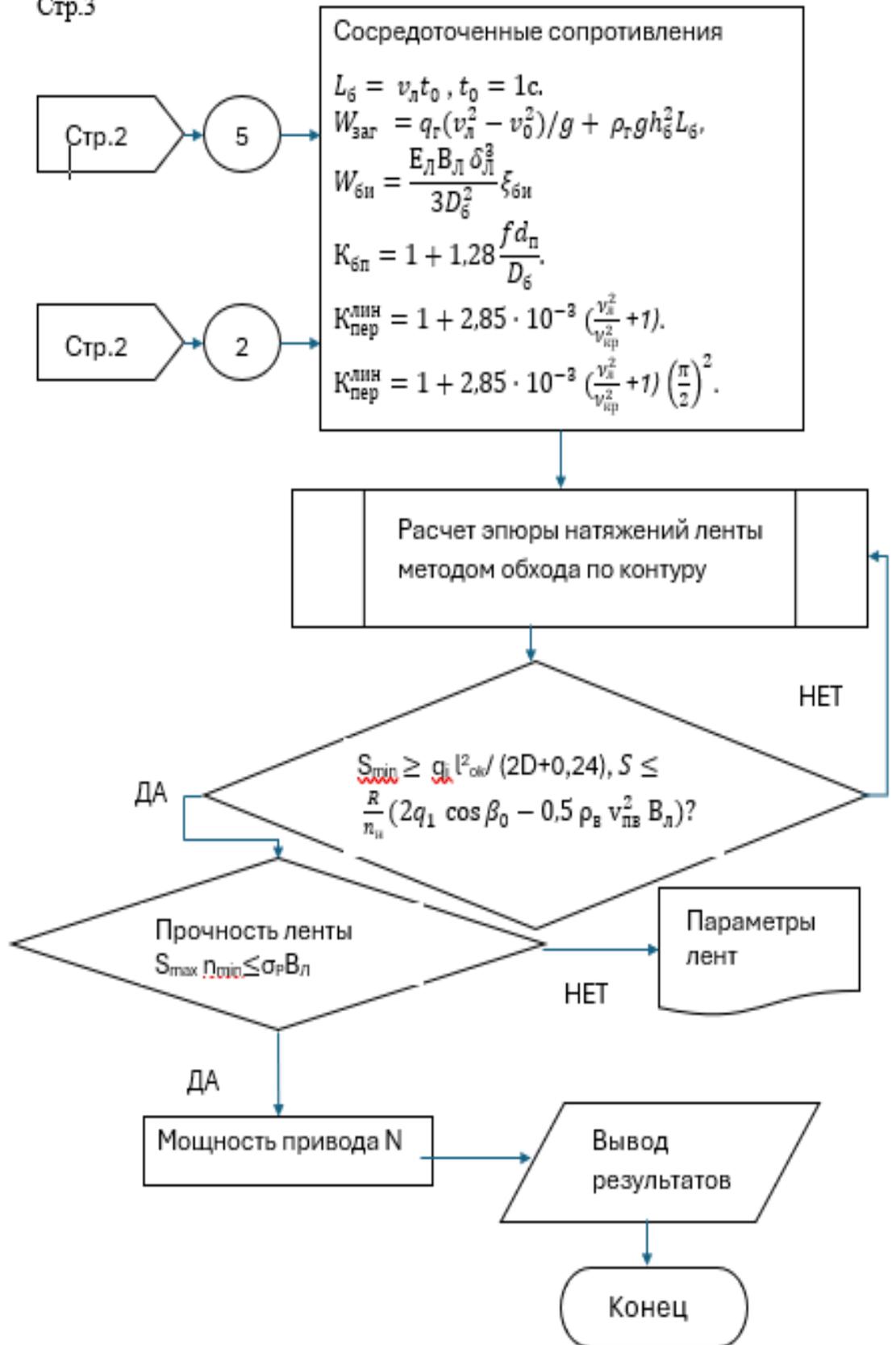


Рисунок 3.12 - Алгоритм тягового расчета подвесного канатного конвейера

### Выводы по главе 3

В представленной главе получены новые зависимости для определения составляющих основного распределенного сопротивления движению конвейерной ленты ПКК от изгибной и контактной деформации канатов под воздействием ходовых роликов, а также для определения сосредоточенного сопротивления в устройстве для переворота ленты на порожней ветви конвейера. Уточнены зависимости для определения сопротивлений в цапфах ходовых роликов и при огибании лентой барабанов. Все зависимости получены на основе единого энергетического подхода, при котором силы сопротивления представляются как неупругие составляющие сил, действующих в механизмах конвейера и определяемых из соотношений теоретической механики и теории упругости. Это позволяет оставить в данных зависимостях только один эмпирический параметр, имеющий точный физический смысл – коэффициент поглощения энергии.

Полученные зависимости позволяют сделать следующие частные выводы:

1. Наиболее точные результаты могут быть получены при использовании дифференцированного подхода к расчету основного распределенного сопротивления движению ленты, при котором оно не назначается, а отдельно рассчитываются составляющие от сопротивления вращению роликов, вдавливания роликов в ленту и т. д. в зависимости от параметров конвейера и условий эксплуатации.

2. Наименьшее значение коэффициента сопротивления вращению опорных роликов при отсутствии подшипников качения имеет место при практически нулевом зазоре в их цапфах. Однако, как отмечается в работе [37], достигнуть достаточно малого значения зазора технологически сложно (нужна очень высокая точность изготовления деталей и чистота их обрабатываемой поверхности). В главе обоснованы расчетные параметры контакта в цапфе ходового ролика ПКК. При этом получается значение коэффициента сопротивления вращению опорных роликов в 1,5 раза больше,

чем получаемое по упрощенной формуле, используемой в учебниках по транспортным машинам и подвесным канатным дорогам.

В случае применения подшипников качения эта величина ничтожна, по сравнению со случаем отсутствия подшипников. В обоих случаях эта величина не зависит от нагрузки на опорные ролики.

3. Во всем диапазоне нагрузок, действующих на опорные ролики на ПКК, контакт опорного ролика с несущим канатом всегда остается точечным. При этом наибольший изгибающий момент в канате, имеющий место в точке контакта, зависит от нагрузки и не зависит от диаметра окружности катания ходового ролика. Коэффициент сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов растет с увеличением погонного веса подвижной части ветви конвейера и падает с увеличением длины пролетов между опорными вышками пропорционально корню квадратному от соответствующих величин.

4. Коэффициент сопротивления от вдавливания опорных роликов в направляющие канаты растет с увеличением нагрузки на ролики. При выборе шага ходовых роликов максимально допустимым по нагрузке на канаты получается максимально возможное значение этого коэффициента, зависящее только от модуля поперечной деформации канатов.

5. Сопротивление в месте загрузки конвейера рекомендуется определять согласно классической теории ленточных конвейеров, как для конвейера традиционной конструкции.

6. При огибании лентой приводного и обводного барабанов имеет место сопротивление от изгибной деформации ленты и сопротивление в подшипниках. Для первого из них получена зависимость от параметров барабана и ленты, а второе рекомендуется определять как для конвейера традиционной конструкции.

7. Сила сопротивления на участках переворота ленты равна сумме удельной потенциальной и кинетической энергии вращения ленты.

Независимо от режима переворота ленты, сила сопротивления обратно пропорциональна квадрату длины участка переворота и растёт пропорционально квадрату скорости движения ленты и силе её натяжения.

8. Сопротивление при прохождении лентой опорных вышек может быть определено как на криволинейных выпуклых вверх участках обычного ленточного конвейера. Однако отдельно определять его необходимо, если шаг между ходовыми роликами намного меньше длины криволинейного участка. На рассматриваемом конвейере эти параметры имеют один порядок величины, поэтому нецелесообразно особо выделять при расчетах участки прохождения лентой опорных вышек.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ**

В представленной диссертации, являющейся законченной квалификационной работой, с учётом выполненных автором исследований приведено решение актуальной научной задачи – разработки метода тягового расчета вантового ленточного конвейера типа RopeCone<sup>®</sup>, имеющей важное научно- практическое значение, для проектирования и изготовления нового поколения вантовых канатных ленточных конвейеров.

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

1. Для случая применения подвешенного канатного конвейера, в отличие от традиционного ленточного конвейера, нужен дополнительный критерий для выбора ширины ленты, поэтому в диссертации введен коэффициент эффективности использования ширины ленты по производительности.

При необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте, лежащих в диапазоне от  $0,04\text{м}^2$  до  $0,08\text{м}^2$  рекомендуется принимать этот коэффициент равным 0,17; при значениях поперечного сечения груза на ленте от  $0,08\text{м}^2$  и выше его величину можно принимать, равным 0,21 (этот диапазон соответствует ширине основной ленты от 800мм и выше, при этом рекомендуется принимать только усиленные борта шириной 0,15м).

С учётом специфики эксплуатации конвейерной ленты на рассматриваемом конвейере рекомендуется использовать резинотросовые или арамидные ленты - имеющие меньшее относительное удлинение.

2. Для грузовой ветви конвейера максимально допустимые натяжения ленты, исходя из надежности прилегания ходовых роликов к направляющим канатам вантовой системы конвейера, сопоставимы с суммарным натяжением двух направляющих канатов этой ветви. То же самое верно и для порожней ветви в отсутствие ветровой нагрузки. Следует иметь в виду, что ветровая нагрузка может в несколько раз снижать максимально допустимые натяжения ленты, и это ограничение нужно принимать во внимание при тяговом расчете конвейера.

3. Вследствие конструктивных особенностей подвесного вантового конвейера минимальное натяжение ленты по допустимому провесу ленты получается прямо пропорциональным квадрату шага опорных роликов, в то время как для обычного ленточного конвейера оно пропорционально первой степени шага поддерживающих роликоопор.

4. Максимально допустимая скорость движения ленты конвейера ограничена критической скоростью, при которой происходит потеря продольной устойчивости формы ленты.

Критическая скорость движения ленты при крутильных колебаниях на участке её переворота существенно ниже, чем её критическая скорость при поперечных колебаниях на линейном участке, примерно в 1,4 раза, чем на традиционном ленточном конвейере при той же ширине ленты. В этом случае, определяющую роль играют моменты инерции, создаваемые массами гофробортов и опорных роликов, составляющие 92% от суммы моментов инерции погонных масс, подвижных частей конвейера.

5. При выборе расстояния между ходовыми роликами, в качестве основного критерия, целесообразно учитывать максимально допустимые давления на направляющие канаты. Расчет допустимого шага ходовых роликов целесообразно вести только по параметрам грузовой ветви конвейера. Максимально допустимый шаг ходовых роликов растет пропорционально корню квадратному из величины расстояния между опорными вышками вантовой системы конвейера. Допустимый шаг ходовых роликов в основном зависит от диаметра выбранных канатов, а, следовательно, от допустимого относительного провеса вантовой системы конвейера.

6. Коэффициент сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов растет с увеличением погонного веса подвижной части соответствующей ветви конвейера и падает с увеличением длины пролетов между опорными вышками пропорционально корню квадратному

от соответствующих величин. Значение этого коэффициента не зависит от диаметра ходовых роликов и определяется в лабораторных условиях.

7. Коэффициент сопротивления от вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты растёт с увеличением нагрузки на ролики. Если их шаг принять максимально допустимым по нагрузке на канаты, то получается максимально возможное значение этого коэффициента, зависящее только от модуля поперечной деформации канатов.

8. Сопротивление в месте загрузки конвейера рекомендуется определять согласно классической теории ленточных конвейеров, как для конвейера традиционной конструкции.

9. При огибании лентой приводного и обводного барабанов имеет место сопротивление от изгибной деформации ленты и сопротивление в подшипниках барабанов. Для первого из них получена зависимость от геометрических параметров барабана и ленты, а второе рекомендуется определять, как для ленточного конвейера традиционной конструкции.

10. Сила сопротивления на участках переворота ленты равна сумме удельной потенциальной и кинетической энергии её вращения. Независимо от режима переворота ленты, сила сопротивления обратно пропорциональна квадрату длины участка переворота и возрастает пропорционально силе её натяжения и квадрату скорости её движения.

11. Научные и практические результаты диссертации приняты к использованию в ООО «Криэйшн тяжмаш» и ООО «Белохолуницкие конвейеры».

## Список литературных источников

1. Kessler F. "Abraumförderung am steirischen Erzberg - Technische/wirtschaftliche Betrachtung der Fördervarianten". PowerPoint- Präsentation zur Projektstudie am Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre, Montanuniversität Leoben, 2010.
2. Fedorko G., Molnár V., Kopas M. Calculation and Simulation Model of a System Rope Con // TEM Journal. 2018, vol. 7, no. 3, pp. 480—487. DOI: 10.18421/TEM73-02.
3. 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.
4. Галкин В. И., Доблер М. О. Анализ конструктивных особенностей става ленточного конвейера типа Ropescon® // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 8. – С. 85–94. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2022\_8\_0\_85.
5. URL:<https://www.doppelmayr-mts.com/ru/proekty/proekty/ropeconr-shtrengen/>, (дата обращения 18.02.2019).
6. URL:<https://www.doppelmayr-mts.com/ru/proekty/proekty/ropeconr-lencing/>. (дата обращения 18.02.2019).
7. Доблер М. О. Разработка метода расчета параметров става вантового ленточного конвейера типа RopeCon®. Дисс....к.т.н., Москва, НИТУ МИСИС, 110 стр., 2024 г.
8. URL:<https://www.doppelmayr-mts.com/projekte/projekte/ropeconr-zoechling/>. (дата обращения 18.02.2019).
9. URL:<https://www.doppelmayr-mts.com/ru/proekty/proekty/ropeconr-simberi/>. (дата обращения 18.02.2019).
10. URL:<https://www.doppelmayr-mts.com/ru/proekty/proekty/ropeconr-berber-cement/>. (дата обращения 18.02.2019).

11. URL:<https://www.doppelmayr-mts.com/en/projects/projects/torex-ropeconr/>. 1. (дата обращения 18.02.2019).
12. URL:<https://www.doppelmayr-mts.com/ru/proekty/proekty/progrefa-ropeconr/>. (дата обращения 18.02.2019).
13. Hoffmann, K. (2006). Ropecon - A New Long Distance Conveyor based on Ropeway Technology. In The 5th International Conference for Conveying and Handling of Particulate Solids. (p. 6). <http://hdl.handle.net/20.500.12708/65476>
14. Darren P. Costefficient high-capacity material transport over difficult terrain. Mining weekly edited by: esmarie iannucci creamer media senior deputy editor: australasia-2008-05-30
15. Franz Kessler, Professor University of Leoben, Chair for Conveying Technology and Design Methods. «Recent developments in the field of bulk conveying». Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade. FME Transactions (2006) 34, 213-220.
16. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны.- М.-Л.: Машиностроение, 1966.- 484 с.
17. Миркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити.- М.: Наука, 1980.- 240 с.
18. Галкин В. И., Доблер М. О. Обоснование параметров вантовой системы ленточного конвейера на подвесных канатах типа RopeCon/ Горный журнал, №9,2022. DOI :10.17580/gzh.2022.09.12
19. Пособие по проектированию висячих (вантовых) конструкций/ П.Г. Еремеев, И.И. Ведяков, Д.Б. Киселев.- М.: АО «НИЦ «Строительство» - ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко, 2020.- 148 с.
20. Федеральные нормы и правила 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.

21. Правила устройства и безопасной эксплуатации пассажирских подвесных и буксировочных канатных дорог ПБ 10-559-03, Москва, ФГУП «НТЦ по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России», 2004.
22. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины (Изд. 3-е, перераб). – М: Машиностроение, 1983.- 487 с.
23. Беркман М.Б., Бовский Г.Н., Куйбида Г.Г., Леонтьев Ю.С. Подвесные канатные дороги. М.: Машиностроение, 1984.-264 с.
24. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Мир, 1973. -720 с.
25. Краткий физико-технический справочник. В 3-х т.т., т. 1. // Под ред. К.П. Яковлева.- М.: Физматгиз, 1960.- 446 с.
26. Краткий физико-технический справочник. В 3-х т.т., т. 2. // Под ред. К.П. Яковлева.- М.: Физматгиз, 1962.- 420 с.
27. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов.- М.: Высшая школа, 1995. -560 с.
28. Конвейеры с подвесной лентой / В.И. Аверченков, С.В. Давыдов, В.П. Дунаев, В.Н. Ивченко и др. – М.: Машиностроение – 1, 2004. -255с.
29. Korzen Z. Zum Abwurfvorgang bei Gurtfoerderern.// Fordern und Heben, 1984, № 5 (34), s.380-388.
30. <https://advanta-m.ru/blog/soprotivlenie-kacheniyu-i-promyshlennye-kolesa.html?ysclid=lgfbkvy64b916344895>. (дата обращения 20.09. 2024).
31. [https://en.wikipedia.org/wiki/Rolling\\_resistance](https://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_resistance). (дата обращения 20.09. 2024).
32. Гутаревич В.О. Развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами. Дисс....д.т.н.- Донецк – 2017.
33. Иванов В.Ю. Актуальные вопросы методики расчета прочности проушин шарнирных узлов порталных кранов. Вестник ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова, вып.3, с. 113-119.

34. Кузьмин А.А., Яблокова М.А. Выбор допускаемых напряжений при расчете на прочность деталей из пластмасс // Современные наукоемкие технологии. – 2016. – № 8-2. – С. 242-246.
35. Белоусов Ю.В., Страшнов С.В. Определение контактных напряжений и зазоров в шарнирах цепных передач. Вестник РУДН, 2018, №2, с 147-154.
36. Гафнер С.Л., Добычин М.Н. К расчету угла контакта при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел, радиусы которых почти равны/ Машиноведение, 1973, №2, с. 69-73.
37. URL:<https://www.okorrozii.com/polimery-i-plastiki/kaprolon.html> (дата обращения 20.09.2024).
38. Сухарев И.П. Прочность шарнирных узлов машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 168 с.
39. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.
40. Галкин В.И., Шешко Е.Е. Транспортные машины: Учебник для вузов.- М: Изд. «Горная книга»,2010.- 588 с.
41. Галкин В.И, Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П., Запенин И.В., Шешко Е.Е. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. – М.: Изд. МГГУ, 2005. – 543 с.
42. Комарова Н.В. Алгоритм расчета ленточного конвейера на ЭВМ // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1983, вып. 8, с. 50-52.
43. Комарова Н.В. Оптимизация параметров ленточного конвейера с учетом надежности работы его элементов в условиях горных предприятий/ Дисс. ...канд. техн. наук. - М.: МГИ, 1984.- 181 с.
44. Конвейеры/ Под ред. Ю.А. Пертена. - Л.: Машиностроение, 1984.-367 с.
45. Бажанов П.А. Обоснование и выбор рациональных конструктивных параметров линейной части ленточного трубчатого конвейера для горной промышленности. Дисс. к.т.н.: М: МГГУ, 2012, 140 с.

46. Костарев А.В. Режимы движения колеса// Вестник научно-технического развития. Национальная технологическая группа, Институт машиноведения РАН, 2010, №5(33), с. 12-17.
47. DIN 22101:2002-08. Continuous conveyors. Belt conveyors for loose bulk materials. Basis for calculation and dimensioning
48. ГОСТ 22281-92. Конвейеры пластинчатые стационарные общего назначения. Технические условия.
49. Kessler F. Recent developments in the field of bulk conveying/FME Transactions, vol. 34, no 4, 2006 ▪ 213-220.
50. URL:<http://www.bandotai.co.th/wp-content/uploads/2022/07/4-3> (дата обращения 18.02.2019).
51. URL:[nk-technics.ru/Cat/Gummilabor.pdf](http://nk-technics.ru/Cat/Gummilabor.pdf) /Производитель ремней и шкивов/ (дата обращения 20.09.2024).
52. URL:<http://www.kaprolon-alvis.ru/produkt/kolesa.html> (дата обращения 18.02.2019).
53. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. – М.: Изд. «Машиностроение», 1969.
54. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. – М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.
55. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов. Библиотека расчётчика. Москва, Машиноведение. 1982, 280 с.
56. URL:<https://www.cvdyn.com/wp-content/uploads/2020/01/SME-2002-Local-Stresses-in-Belt-Turnovers-in-Conveyor-Belt.pdf> (дата обращения 22.11.2024)
57. Yijun Zhang. A Finite Element Analysis on the Troughed Belt Turnover. 2017 Society for Mining, Metallurgy and Exploratiyn Annual Conference. Denver. Colorado.
58. URL:[https://www.researchgate.net/publication/291614433\\_Belt\\_turnover\\_design\\_application\\_of\\_finite\\_element\\_analysis\\_-\\_Part\\_2](https://www.researchgate.net/publication/291614433_Belt_turnover_design_application_of_finite_element_analysis_-_Part_2)

59. 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.
60. Александров М.П. Грузоподъемные машины. Учебник для ВУЗов. Издательство МГГУ им. Н.Э. Баумана. Издательство ГУП «Высшая школа», Москва 2000 г.
61. Пахомов П.И., Лядышева Т.В. Методика расчёта статических нагрузок барабанных подъёмных машин. // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2006. Семинар № 20, стр. 219-222.
62. Сергеева Н.В. Определение распределенных сопротивлений движению ленты на прямолинейных участках трассы ленточного трубчатого конвейера. Дисс. канд. техн. наук. - М.: МГГУ, 2009. – 153 с.
63. Jonkers C.O. The indentation rolling resistance of belt conveyors// *Fördern und Heben*. 1980, №4, 312 с.
64. Егоров П.Н. Исследование и установление рациональных параметров линейных секций става подземных ленточных конвейеров/ Дисс. ... канд. техн. наук. - М.: МГИ, 1987.- 176 с.
65. Решетов Д. Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989.- 496 с.
66. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. - М.: Мир, 1989.- 510.
67. Сазанкова Е. С., Бердюгин И. А. Арамидные конвейерные ленты как альтернатива резинотросовым. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2023;(12): 111–122. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2023\_12\_0\_111
68. Галкин В. И., Бердюгин И. А. Обоснование выбора оптимальных конструктивных параметров ленты конвейера типа RopeCon®: Горный информационно-аналитический бюллетень 24. — № 4 (специальный выпуск 9). — 16 с. — DOI: 10.25018/0236\_1493\_2024\_4\_9\_3.
69. Галкин В. И., Бердюгин И. А. Определение сопротивления вращению ходовых роликов конвейера RopeCon® // Горный информационно-

аналитический бюллетень. — 2024. — № 5 (специальный выпуск 12). — 12с.  
.DOI: 10.25018/0236\_1493\_2024\_5\_12\_3.

## Приложение А

Министерство науки и высшего образования

Федеральное Государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС»  
(НИТУ «МИСИС»)

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по науке и инновациям

НИТУ «МИСИС»,

проф., д. т. н.



*[Handwritten signature]*

М. Р. Филонов

» \_\_\_\_\_ 202\_ г.

### МЕТОДИКА

тягового расчета вантового ленточного конвейера типа RopeCon®

Автор:

аспирант каф. ГОТиМ НИТУ МИСИС

*[Handwritten signature]* И. А. Бердюгин

Методика рассмотрена и согласована  
на заседании кафедры ГОТиМ НИТУ МИСИС.

Протокол

№ 1-24/25 от «10» сентября 2024 г.

И. о. зав. кафедрой ГОТиМ, доц., к.т.н.

*[Handwritten signature]* В.В. Зотов

Москва, 2024

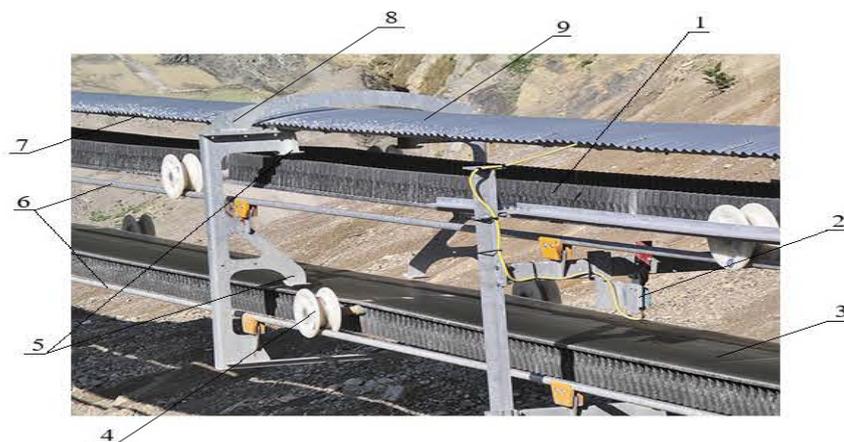
## Введение

Роль транспортных систем, используемых при добыче полезных ископаемых и вскрыши, особенно при применении циклично-поточной технологии (ЦПТ), значительна и очень важна. Применение традиционных или специальных типов ленточных конвейеров в качестве подъёмных или магистральных (в карьере или на его поверхности) в горнодобывающей отрасли России постоянно расширяется, например: на Михайловском, Лебединском, Оленегорском и Ковдорском ГОКе, а также на АО «Карельский окатыш». На всех перечисленных карьерах, установленные конвейерные системы, обладают одинаковыми недостатками – высокой металлоёмкостью става и энергоёмкостью процесса транспортирования, что отрицательно влияет на стоимость конвейера, а также на затраты по его эксплуатации.

Решение обозначенных проблем возможно с применением подвесного вантового конвейера типа RopeCon<sup>®</sup>, став которого состоит из 6 канатов, опирающихся на опорные вышки, расстояние между которыми, в отдельных случаях, могут составлять до 1100 м, что уменьшает металлоёмкость става на 60%, и позволяет преодолевать различные преграды вдоль трассы конвейера, рис. 1, 2.



*Рисунок А1 - Общий вид линейного става вантового ленточного конвейера типа RopeCon<sup>®</sup>*



**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.

*Рисунок А2 - Конструкция линейного става ленточного конвейера типа RopeCon:*

Кроме того, принцип перемещения насыпного груза, находящегося на ленте такого конвейера, основан на движении гофрированной ленты с закреплёнными на ней ходовыми роликами по четырём параллельно натянутым направляющим канатам, что уменьшает примерно в 4 раза коэффициент сопротивления её движению, в сравнении с лентой, движущейся по стационарным роликоопорам, как у традиционного ленточного конвейера, что приводит к уменьшению потребления электроэнергии приводом конвейера в указанное количество раз и сокращению затрат при его эксплуатации.

Ввиду инновационных конструктивных решений рассматриваемого конвейера RopeCon®, а также по причине отсутствия в научной литературе информации от его разработчика и производителя, была разработана теория расчета подвесной канатной системы става конвейера, представленной, как висячей вантовой 3-х – поясной системы. При этом выбор модели провеса канатов между опорными вышками произведен с учётом данных, представленных в статьях, посвящённых канатным подвесным дорогам. На основании которых были сформулированы принципы определения нагрузок,

действующих на канаты линейной секции вантовой системы конвейера, исходя из обеспечения необходимой надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам, а также даны рекомендуемые значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты. Разработанная теория позволила определить основные конструктивные и эксплуатационные параметры вантовой системы рассматриваемого конвейера.

Следует отметить, что с учётом специфики конструктивного исполнения конвейера, заключающейся в: использовании конвейерной ленты с гофробортами и закреплёнными на ней ходовыми роликами; условиях перемещения ходовых роликов по направляющим канатам вантовой системы става на грузовой и порожняковой ветви конвейера, влияющих на величину коэффициентов сопротивления их движения; условиях огибания ленты с ходовыми роликами барабанов конвейера и возможности установки на конвейере только одного приводного барабана; наличии вантового 6-ти канатного става с опорными вышками; наличии на порожней ветви конвейера двух участков переворота ленты, которые будут оказывать влияние на выполнение тягового расчёта конвейера, - разработка метода тягового расчёта подвешенного вантового конвейера, позволяющего определить все его необходимые конструктивные и эксплуатационные параметры, является актуальной научной задачей.

## **1. Основные положения методики тягового расчета вантового ленточного конвейера типа RopeCon®**

В работе исследованы критерии и методы выбора конструктивных и эксплуатационных параметров подвешенного вантового конвейера типа RopeCon: ширины ленты, высоты гофробортов, максимально и минимально допустимое натяжение ленты, скорость её движения и шаг ходовых роликов.

*1.1 Для случая подвешенного вантового канатного конвейера (ПКК), в отличие от традиционного ленточного конвейера, выбору подлежат два*

*конструктивных параметра ленты - ширина основной ленты и высота её гофробортов.*

В связи с этим, введен дополнительный критерий для их выбора – эффективность использования ширины ленты по объемной производительности конвейера. Применительно к традиционным ленточным конвейерам её характеризует безразмерный коэффициент производительности  $C_3$  – отношение поперечного сечения слоя груза на ленте к квадрату рабочей ширины ленты. Поскольку применительно к ленте с гофробортами её рабочая ширина зависит от высоты гофробортов, имеет смысл при определении коэффициента производительности  $C_3$  базироваться на полной ширине основной ленты,  $B_d$ .

*1.2 В связи с тем, что на конвейерной ленте закреплены ходовые ролики, движущиеся по направляющим канатам, решается вопрос по ограничению максимально возможного натяжения ленты, по надёжному прилеганию роликов к направляющим канатам вантовой системы (коэффициент надёжности  $\eta_H$ ).*

*1.3 Максимально допустимое натяжение основной ленты ограничено, как и на традиционном ленточном конвейере, допустимым провесом ленты  $f_{max}$  между ходовыми роликами.*

*1.4 Максимально допустимая скорость движения ленты на линейной части конвейера ограничена скоростью, при которой она теряет продольную устойчивость формы в вертикальной плоскости, а также критической скоростью на участках поворота ленты.*

Скорость распространения продольной волны «изгиба-распрямления» равна скорости движения ленты. Если скорость движения ленты становится выше возможной скорости распространения поперечной волны в ленте, то на вертикальных перегибах трассы конвейера, лента не успевает распрямиться и происходит её продольное складывание.

Два участка переворота ленты, располагаемые на порожней ветви конвейера типа RopeCon<sup>®</sup>, могут быть также критическими по скорости движения ленты.

На участке переворота угол закручивания ленты  $\theta$  изменяется от  $0$  до  $180^\circ$ .

При перевороте ленты, сначала угол  $\theta$  увеличивается от  $0^\circ$  до некоторого значения  $\gamma_{max}$ , а затем падает до  $0^\circ$ .

Таким образом, вдоль ленты распространяется крутильная волна амплитудой  $\gamma_{max}$ , зависящей от длины участка переворота. Скорость распространения этой волны равна скорости движения ленты. Если скорость движения ленты становится выше возможной скорости распространения крутильной волны в ленте, то борта ленты в конце участка переворота не успевают распрямиться и происходит их продольное складывание.

*1.5 При рассмотрении крутильных колебаний приближенно считали массу ленты с гофробортами и ходовыми роликами равномерно распределенной вдоль оси ленты. При этом под осью ленты подразумеваем траекторию её срединной линии, как по её ширине, так и по толщине. Определена критическая скорость конвейерной ленты  $\nu$  при крутильных колебаниях.*

Установлено, что критическая скорость при крутильных колебаниях существенно ниже, чем критическая скорость при поперечных колебаниях. При этом определяющую роль играют моменты инерции, создаваемые вращающимися массами гофробортов и ходовых роликов. В этом особенность рассматриваемого типа конвейера.

*1.6 Определяем оптимальное расстояние между ходовыми роликами по критерию максимально допустимых давлений ходовых роликов на направляющие канаты.*

При расчете шаг ходовых роликов  $l_{xp}$  для грузовой ветви конвейера всегда будет меньше, чем для порожней, даже если расчетный диаметр канатов на порожней ветви получается меньше, чем на грузовой. Поэтому расчёт

допустимого шага ходовых роликов нужно производить только по параметрам грузовой ветви конвейера. С увеличением расстояния между опорными вышками вантовой системы конвейера  $L$  максимально допустимый шаг ходовых роликов растет пропорционально корню квадратному из проекции этой величины на горизонтальную плоскость.

1.7 Определяем диаметр направляющих канатов грузовой и порожней ветви с учётом известных соотношений для расчета вантовой системы конвейера по величине погонного веса каната с учетом коэффициента заполнения сечения каната металлом  $\psi = 0,67 - 0,70$ .

1.8 В диссертационной работе принят дифференцированный подход к расчету сопротивления движению ленты, когда выполняется суммирование всех сил сопротивления движению, как распределенных, так и сосредоточенных, рассчитываемых отдельно и подробно. На рисунке 3 представлены все возможные виды сопротивлений движению ленты, возникающие при работе конвейера типа RopeCon®.



Рисунок А3. Виды сопротивлений движению ленты конвейера RopeCon® и структура полного сопротивления её движению

1.9. Сопротивление вращению в цапфе ходового ролика необходимо рассчитывать для двух случаев: при наличии в ней подшипника качения и при

его отсутствии. Во втором случае цапфа представляет собой подшипник скольжения.

Физико-механические свойства капролона, из которого изготавливают ходовые ролики, позволяют использовать в широком диапазоне условий эксплуатации контакт скольжения его в паре со сталью оси, как со смазкой, так и без неё. При этом наилучшей смазкой является вода, при наличии которой коэффициент трения в паре со сталью падает от 0,35 до 0,02. Для такого случая момент сопротивления вращению ролика обычно определяют по упрощенной формуле:

*1.10 Определяем силу сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов  $P_{\text{и}}$  при качении по ним ходовых роликов конвейерной ленты.*

*1.11 Определяем величину силы сопротивления от вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты, для чего используем теорию поперечного сжатия канатов на барабанах подъемной машины. В этом случае, круглый канат, лежащий в ручьях барабана, заменяется условно плоским слоем толщиной  $d_{\text{к}}/2$ , контактирующим с гладким цилиндром – барабаном. Модуль упругости материала условного плоского слоя называют модулем поперечного сжатия каната  $E_{\text{нк}}$ , который для закрытых канатов с металлическим сердечником составляет примерно  $6 \cdot 10^8$  Па.*

*1.12 Определяем силу сопротивления на участках переворота ленты, располагаемых на порожней ветви конвейера, равна удельной потенциальной и кинетической энергии вращения ленты. Кинетическая и потенциальная энергия, накопленная лентой при переворачивании, в дальнейшем полностью теряется (коэффициент потерь равен 1). Поэтому сила сопротивления в устройстве для переворота равна суммарной энергии затрачиваемой на 1 погонный метр длины ленты.*

Независимо от режима переворота ленты, сила сопротивления обратно пропорциональна квадрату длины участка переворота и растет пропорционально квадрату скорости движения ленты и силе её натяжения.

*1.13 Определяем мощность привода конвейера для различных режимов работы*

**2. Обозначения, принятые в формулах и блок-схеме алгоритма методики тягового расчета подвешенного вантового канатного конвейера**

$Q$  – производительность конвейера, т/ч;

$\rho$  – насыпная плотность транспортируемого груза, т/м<sup>3</sup>;

$L$  – расстояние между опорными вышками вантовой канатной системы конвейера, м;

$\beta_0$  – угол наклона трассы конвейера, град;

$v$  – скорость движения ленты, м/с;

$v_{кр}$  – критическая скорость движения ленты, м/с;

$F_H$  – необходимое значение поперечного сечения груза располагаемого на ленте конвейера, м<sup>2</sup>;

$C_9$  – коэффициент эффективности использования ширины ленты по производительности;

$B_l$  – ширина основной ленты, м;

$\Delta B$  – нерабочая часть основной ленты, м;

$h_1$  – высота гофроборта, м;

$c$  – коэффициент, учитывающий уменьшение высоты груза, лежащего на ленте  $h_2$  (рис. 2.2), при увеличении угла наклона конвейера  $\beta_0$ ;

$\psi$  – коэффициент заполнения грузом рабочего сечения по высоте гофробортов  $h_1$ , (рис.2.2);

$q_T$  – погонный вес груза, Н/м;

$S_0$  – расчетное наибольшее натяжение основной ленты при предварительном её выборе по прочности, Н;

$q_l$  – погонный вес ленты, Н/м;

$\delta_l$  – толщина основной ленты, м;

$E$  – модуль упругости направляющего каната при растяжении, Па;

$q_{xp}$  – погонный вес ходовых роликов, Н/м;

- $q_1$  – погонная нагрузка от ленты и роликов на порожней ветви конвейера Н/м;
- $q_2$  – погонная нагрузка от груза, ленты и роликов на грузовой ветви конвейера Н/м;
- $R$  – радиус кривой провеса канатов между опорными вышками вантовой канатной системы конвейера, м;
- $T_{\text{КГ}}$  - натяжение направляющего каната грузовой ветви конвейера, Н;
- $T_{\text{КП}}$  - натяжение направляющего каната порожней ветви конвейера, Н;
- $d_{\text{КГ}}$  – диаметр направляющего каната грузовой ветви конвейера, м;
- $d_{\text{КП}}$  - диаметр направляющего каната порожней ветви конвейера, м;
- $n_n$  – коэффициент надёжности прилегания ходовых роликов к направляющим канатам;
- $\lambda_0$  – разрывная длина каната, зависящая только от его типа, но не диаметра, м;
- $l_{\text{хр}}$  - допустимый шаг установки ходовых роликов, м;
- $D$  – диаметр окружности катания ходового ролика, который определён ранее и равен 0,2 м;
- $d_0$  – диаметр оси ходового ролика, м;
- $W_{\text{нг}}$  – составляющая сопротивления движению грузовой ветви конвейера от наклона его трассы, Н;
- $W_{\text{нп}}$  – составляющая сопротивления движению порожней ветви конвейера от наклона его трассы, Н;
- $w_{\text{вр}}$  – составляющая коэффициента сопротивления движению от сопротивления вращению ходовых роликов;
- $W_{\text{врг}}$  – составляющая сопротивления движению грузовой ветви конвейера от сопротивления вращению ходовых роликов, Н;
- $W_{\text{врп}}$  – составляющая сопротивления движению порожней ветви конвейера от сопротивления вращению ходовых роликов, Н;

$\xi_i$  – коэффициенты неупругих потерь энергии при циклической деформации соответствующего контакта материалов, указанного в нижнем индексе;

$w'_{ж}$  – коэффициент сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для грузовой ветви;

$w''_{ж}$  – коэффициент сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для порожней ветви;

$W_{жг}$  – сила сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для грузовой ветви, Н;

$W_{жп}$  – сила сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для порожней ветви, Н;

$w'_{вд}$  – составляющая коэффициента сопротивления движению от вдавливания ходовых роликов в канаты на грузовой ветви;

$w''_{вд}$  – составляющая коэффициента сопротивления движению от вдавливания ходовых роликов в канаты на порожней ветви;

$W_{вдг}$  – сила сопротивления движению от вдавливания ходовых роликов в канаты на грузовой ветви, Н;

$W_{вдп}$  – сила сопротивления движению от вдавливания ходовых роликов в канаты на порожней ветви, Н;

$v_{кр1}$  – критическая скорость движения ленты, на линейных участках конвейера, м/с;

$v_{кр2}$  – критическая скорость движения ленты на участках её переворота, м/с;

$J$  – момент инерции распределенных масс ленты с гофробортами и опорными роликами с осями относительно продольной оси ленты, кгм<sup>2</sup>/м;

$J_{ол}$  – момент инерции распределенной массы основной ленты, кгм<sup>2</sup>/м;

$J_{гб}$  – момент инерции распределенной массы двух гофробортов, кгм<sup>2</sup>/м;

$J_{oc}$  – момент инерции условно распределенной массы осей опорных роликов,  $\text{кгм}^2/\text{м}$ ;

$J_p$  – момент инерции условно распределенной массы двух опорных роликов,  $\text{кгм}^2/\text{м}$ .

$L_б$  – длина борта загрузочного устройства, м;

$W_{заг}$  – сила сопротивления в узле загрузки конвейера, Н;

$v$  – скорость движения ленты, м/с;

$v_0$  – начальная горизонтальная скорость движения груза в месте его загрузки на ленту, м/с;

$h_б$  – высота борта загрузочного устройства, м;

$W_{би}$  – сила сопротивления от изгиба ленты с гофробортами на барабане, Н;

$E_l$  – продольный модуль упругости ленты, Па;

$D_б$  – диаметр барабана, м;

$K_{бп}$  – коэффициент повышения местного натяжения ленты на барабане из-за сопротивления в его подшипниках;

$f$  – коэффициент сопротивления вращению в подшипниках барабанов;

$d_{п}$  – диаметр подшипников барабанов, м;

$K_{пер}^{лин}$  – коэффициент повышения местного натяжения ленты на участке поворота для случая линейного изменения угла закручивания ленты вдоль этого участка;

$K_{пер}^{син}$  – коэффициент повышения натяжения ленты на участке поворота для случая синусоидального закона изменения угла закручивания ленты вдоль этого участка;

$n_{min}$  – минимально допустимый коэффициент запаса прочности основной ленты;

$\sigma_p$  – удельная разрывная прочность основной ленты, Н/м ширины;

$l_{ок}$  – принятый фактически шаг установки ходовых роликов, м;

$\rho_v$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$v_{пв}$  – составляющая скорости ветра, перпендикулярная плоскости ленты,  
м/с;

$N$  – мощность привода ленточного конвейера, кВт;

$K_3=1,2$  - коэффициент запаса по мощности привода;

$\eta=0,87$  – к.п.д.- привода конвейера;

$F$  – тяговое усилие, развиваемое приводом конвейера, Н.

### 3.0 Формулы, используемые для расчёта основных параметров подвешенного вантового канатного конвейера RopeCon® и блок-схеме алгоритма методики его тягового расчета

1. Необходимая основная ширина ленты конвейера будет равна:

$$B_{л} = \sqrt{\frac{Q}{3,6 \rho v C_3}}, \text{ м.} \quad (\text{A3.1})$$

Высота гофробортов  $h_1$  основной ленты выбирается на основании данных, представленных в таблице А3.1

Таблица А3.1 - стандартные комбинации ширины основной ленты и высоты её гофробортов типа Flexowell без свободной боковой зоны

Наименование параметра	Значения параметров		
	Высота бортов различного типа, $h_1$ , мм	Нерабочая часть ширины ленты $\Delta B$ , мм	Рабочая ширина ленты $B$ , мм
300	80N	100	200
350	80N	100	250
400	100N	100	300
400	120N	100	300
450	100N	100	350
450	120N	100	350
450	120S	150	300
500	100N	100	400
500	120S	150	350
600	100N	100	500
600	120N	100	500
600	120S	150	450
650	120N	100	550
650	120S	150	500
650	160S	150	500
700	120N	100	600
700	160N	100	600
700	160S	150	550

750	120N	100	650
750	120S	150	600
750	200S	150	600
800	200S	150	650
900	160S	150	750
900	240S	150	750
1000	160S	150	850
1000	200S	150	850
1000	240S	150	850
1050	120S	150	900
1050	240S	150	900
1050	280S	150	900
1200	200S	150	1050
1200	280S	150	1050
1200	300S	150	1050

Из табл. А3.1 видно, что нерабочая часть основной ленты независимо от её полной ширины и высоты бортов составляет  $\Delta B = 0,1$  м для обычных бортов и  $\Delta B = 0,15$  м – для усиленных бортов.

Тогда рабочая ширина основной ленты и рациональная высота бортов определяются, как

$$B = B_{л} - \Delta B; \quad (A.3.2)$$

$$h_1 = [Q/(3,6\rho v) - 0,25cB^2]/B\psi. \quad (A.3.3)$$

2. Максимально допустимые натяжения ленты в ветвях конвейера:

$$S_i = \frac{2q_i R}{n_n} \cos \beta_0. \quad (A.3.4)$$

3. Коэффициент надежности прилегания ходовых роликов к направляющим канатам  $n_n$  вантовой системы конвейера:

$$n_n = \frac{N}{V}, \quad (A.3.5)$$

4. Максимально допустимая критическая скорость движения ленты на линейной части конвейера достигает предельно возможной скорости распространения в ней поперечной волны и определяется по формуле:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{S}{2q_i/g}}, \quad (A.3.6)$$

5. Критическая скорость конвейерной ленты при крутильных колебаниях

$$v = \sqrt{\frac{\sigma I}{J}}. \quad (\text{A.3.7})$$

6. Определяем оптимальное расстояние между ходовыми роликами по критерию максимально допустимых давлений ходовых роликов на направляющие канаты

- на грузовой ветви

$$l_{xp} \leq 0,4 \cdot 10^6 D \sqrt{\frac{1,5L \cos \beta_0}{1950\pi\psi g n_H \lambda_0} \left( \frac{q_2 + q_1}{2q_2^2} \right)}, \quad (\text{A.3.8})$$

- на порожней ветви

$$l_{xp} \leq 0,4 \cdot 10^6 D \sqrt{\frac{1,5L \cos \beta_0}{1950\pi\psi g n_H \lambda_0} \left( \frac{1}{q_1} \right)}. \quad (\text{A.3.9})$$

7. Определяем диаметр направляющих канатов грузовой и порожней ветви с учётом известных соотношений для расчета вантовой системы конвейера по величине погонного веса каната с учетом коэффициента заполнения сечения каната металлом  $\psi = 0,67 - 0,70$ .

- для грузовой ветви конвейера:

$$q_{кг} \approx \frac{R}{2\lambda_0 n_H} (q_2 + q_1) \cos \beta_0, \quad (\text{A.3.10})$$

- для порожней ветви конвейера:

$$q_{кп} \approx \frac{R}{\lambda_0 n_H} q_1 \cos \beta_0. \quad (\text{A.3.11})$$

8. В диссертационной работе принят дифференцированный подход к расчету сопротивления движению ленты, когда выполняется суммирование всех сил сопротивления движению, как распределенных, так и сосредоточенных, рассчитываемых отдельно и подробно.

9. Сопротивление вращению в цапфе ходового ролика закреплённого на ленте конвейера

В случае отсутствия подшипника качения в цапфе ходового ролика

$$w_{вр} = \frac{1}{2} d f_{кв} \frac{2}{\pi D} k \quad (\text{A3.12})$$

- в случае применения подшипников качения

$$w_k = \frac{1}{2} f_{нк} \frac{d}{D} \quad (\text{A3.13})$$

Если  $d = 0,02\text{ м}, D = 0,2\text{ м}, f_{kc} = 0,35, k = 2,35, f_{нк} = 0,002,$  то получаем

- в случае отсутствия подшипника качения в цапфе ходового ролика

$$w_{ep} = 0,0175, \quad (\text{A3.14})$$

- в случае применения подшипников качения

$$w_k = 0,0001. \quad (\text{A3.15})$$

Таким образом, в случае применения подшипников качения составляющая коэффициента сопротивления движению от сопротивления вращению ходовых роликов совершенно ничтожна, по сравнению со случаем отсутствия подшипников. В обоих случаях эта величина не зависит от действующей нагрузки на ходовой ролик.

10 Определяем силу сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов  $P_u$  при качении по ним ходовых роликов конвейерной ленты.

$$P_u = \xi_{жс} T, \quad (\text{A3.16})$$

11. Определяем величину силы сопротивления от вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты

$$P = \frac{N}{d_k} = 4 \cdot 10^5 \cdot D, \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad (\text{A3.17})$$

12. Определяем силу сопротивления на участках переворота ленты, располагаемых на порожней ветви конвейера, равна удельной потенциальной и кинетической энергии вращения ленты.

При критической скорости движения ленты и при её кручении получаем:

$$W_{\text{пер}}^{\text{лин}} = \frac{1}{2} \frac{\pi^2}{l_{\text{пер}}^2} \frac{SB_{\text{л}}^2}{12} \left( \frac{v_{\text{л}}^2}{v_{\text{кр}}^2} + 1 \right) \quad (\text{A3.18})$$

Обычно рекомендуют принимать величину  $l_{\text{пер}} = 12B_{\text{л}}$  при ширине ленты до 1,0 м включительно. С учётом этого, после преобразования формулы (A3.16) получим:

$$W_{\text{пер}}^{\text{лин}} = 2,85 \cdot 10^{-3} S \left( \frac{v_{\text{л}}^2}{v_{\text{кр}}^2} + 1 \right). \quad (\text{A3.19})$$

При выполнении тягового расчета конвейера необходимо ввести коэффициент, повышающий местное натяжение в ленте, который будет равен:

$$K_{\text{пер}}^{\text{лин}} = 1 + 2,85 \cdot 10^{-3} \left( \frac{v_{\text{л}}^2}{v_{\text{кр}}^2} + 1 \right). \quad (\text{A3.20})$$

Если скорость вращения изменяется по закону синуса, тогда сила  $W_{\text{пер}}$  становится больше в  $\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \approx 2,5$  раза, с учётом этого получаем:

$$W_{\text{пер}}^{\text{син}} = W_{\text{пер}}^{\text{лин}} \cdot \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \quad (\text{A3.21})$$

12. Определяем необходимую мощность привода конвейера:

- для привода работающего в двигательном режиме

$$N = \frac{K_3 F v}{1000 \eta} \dots \dots \dots (\text{A3.22})$$

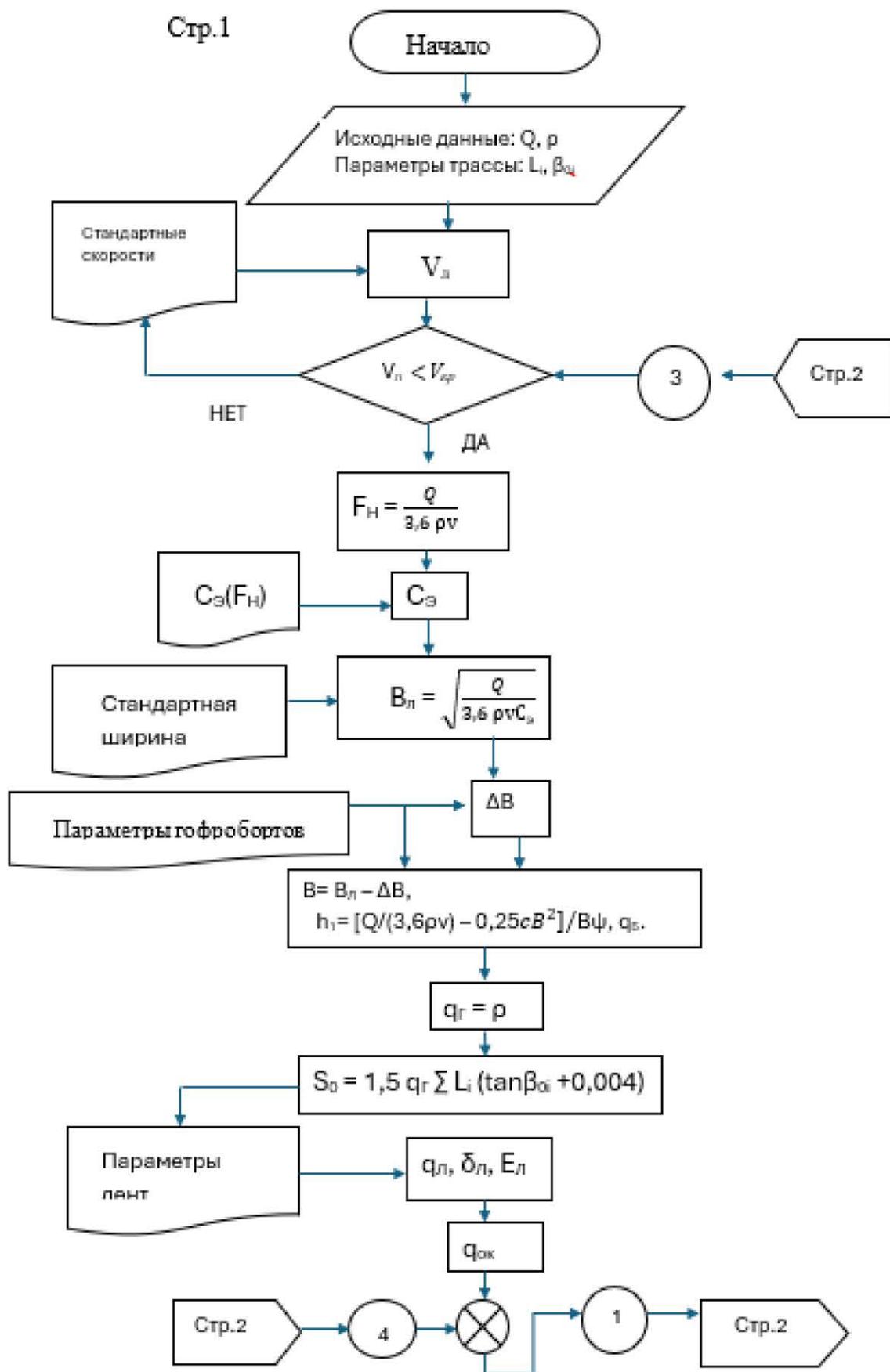
- для привода работающего в тормозном (генераторном) режиме

$$N = \frac{K_3 F v \eta}{1000} \dots \dots \dots (\text{A3.23})$$

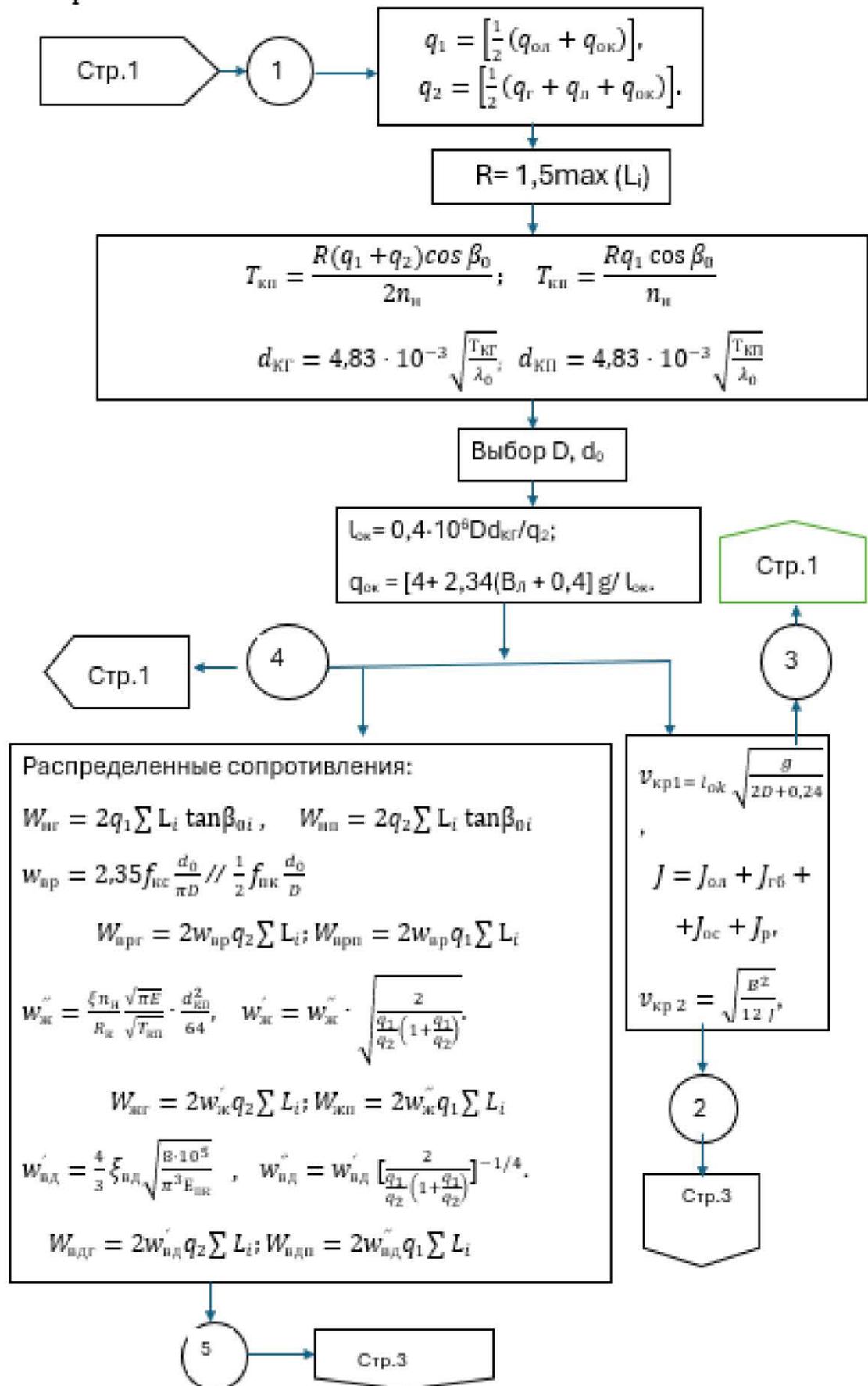
На основе полученных в работе зависимостей и с учетом сформулированных выше основных положений разработанного метода тягового расчета подвесного канатного конвейера составлен алгоритм тягового расчета.

#### **4. Алгоритм методики тягового расчета подвесного вантового канатного конвейера типа RopeCon®**

Приведенный ниже вариант алгоритма методики тягового расчёта, вообще говоря, не является единственно возможным, поскольку всё зависит от того, какие параметры заданы в исходных данных и каковы цели и требования предъявляются к тяговому расчету, поэтому он соответствует типичному случаю постановки задачи и является предельно упрощенным при сохранении достаточной и необходимой точности.



Стр.2



Стр.3

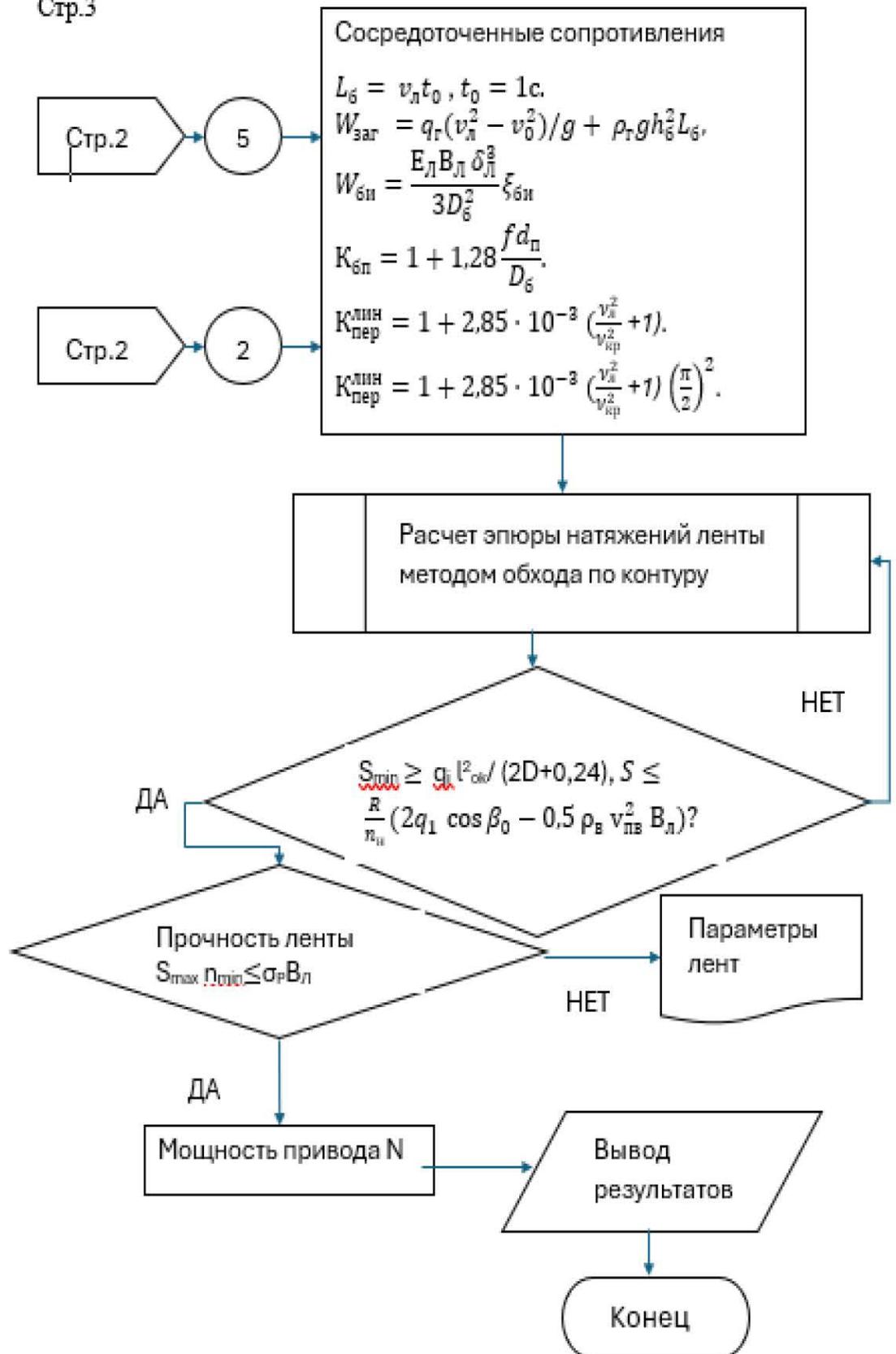


Рисунок А4 - Алгоритм тягового расчета подвесного канатного конвейера

## Приложение Б

# Белохолуницкие КОНВЕЙЕРЫ

610010, Кировская область, г. Киров, ул. Блюхера, д. 39, пом. 13  
тел./факс (833-64) 4-14-71, 4-12-17  
<http://www.belkon.kirov.ru> E-mail: [belkon@belkon.kirov.ru](mailto:belkon@belkon.kirov.ru)  
ИНН 4345244076, КПП 434501001, ОГРН 1084345139746

№ 4110 от «14» ноября 2024 г.

Утверждаю  
ООО «Белохолуницкие конвейеры»  
Директор по производству  
Сорокожердьев А. Н.

### СПРАВКА

О внедрении результатов диссертационной работы **Бердюгина И. А.** на тему «**Разработка метода тягового расчёта 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», НИТУ МИСИС Бердюгиным Ильёй Андреевичем, актуальны, обладают научной новизной, а разработанная им «**Методика тягового расчёта вантового ленточного конвейера типа RopeCon®**», которая является практически значимой и может быть использована в ООО «Белохолуницкие конвейеры» не только для расчёта основных конструктивных и эксплуатационных параметров обозначенного типа ленточного конвейера, но и для традиционных вантовых ленточных конвейеров, а также конвейеров с канатным ставом, область практического применения которых в последние годы расширяется в связи с уменьшением веса их става, и возможностью применения на местности со сложным рельефом трассы конвейера, что особенно важно для магистральных ленточных конвейеров.

Директор по производству

Генеральный директор

Исполнитель: Сорокожердьев А. Н.  
Тел/факс (83364) 4-14-71



Сорокожердьев А. Н.

Черезов С. И.

## Приложение В

Утверждаю  
Директор по проектированию  
ООО «Криэйшн Тяжмаш»  
Усачёв А.А.



«18» октября 2024 г.

### Справка

О возможном внедрении результатов диссертационной работы **Бердюгина И.А.** на тему «**Разработка метода тягового расчёта вантового ленточного конвейера типа RopeCon®**», представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук, по специальности 2.8.8 Геотехнология. Горные машины.

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты полученные в диссертационной работе выполненные аспирантом кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение», НИТУ МИСИС Бердюгиным Ильёй Андреевичем, обладают научной новизной, и инновационными разработками, на основании чего разработанная им «**Методика тягового расчёта вантового ленточного конвейера типа RopeCon®**», является практически значимой и своевременной, поэтому может быть использована в ООО «Криэйшн Тяжмаш», при выполнении тяговых расчётов ленточных конвейеров типа RopeCon®, а также традиционных ленточных магистральных конвейеров для, условий эксплуатации в гористой – пересечённой местности, а также подъёмных магистральных вантовых ленточных конвейерах с повышенными углами установки (до +25-30°).

Генеральный директор

ООО «Криэйшн Тяжмаш»

18.10.2024



Ли Д.