

УДК (UDC) 621.86

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ОТВАЛЬНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ
КОНВЕЙЕРОВ МОБИЛЬНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ
МАШИН ПРИ СЛЕДЯЩЕМ УПРАВЛЕНИИ НАТЯЖЕНИЕМ ЛЕНТMATHEMATICAL MODEL OF OPERATION OF STACKER BELT CONVEYORS
OF MOBILE ROAD-BUILDING MACHINES WITH TRACING CONTROL
OF BELT TENSIONГончаров К.А., Гришин А.В.
Goncharov K.A., Grishin A.V.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Предложена математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент. Модель позволяет оценивать рабочие процессы конвейера с учетом варьирования коэффициента сопротивления движению ленты на грузовой ветви, определять параметры следящих натяжных устройств с целью дальнейшего выбора соответствующего исполнительного оборудования. На примере отвального конвейера мобильного моющего завода показаны особенности построения предложенной математической модели. Выявлены некоторые закономерности работы коротких конвейеров, позволяющие повысить эффективность процесса их проектирования.

Ключевые слова: ленточный конвейер, тяговый расчет, мобильные строительные и дорожные машины.

Дата принятия к публикации: 25.05.2020
Дата публикации: 25.09.2020

Сведения об авторах:

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: ptm_bstu@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-5895-1162

Гришин Александр Валентинович – ассистент кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: sasha9332@mail.ru

Abstract. The paper proposes a mathematical model of operation of stacker belt conveyors of mobile road-building machines with tracing control of belt tension. This model allows one to evaluate the operation processes of the conveyor taking into account the variation of the rolling resistance coefficient of the belt on the dumping track, as well as to determine parameters of the tracing tensioning devices with a view to further selecting the appropriate driven equipment. On the example of a stacker conveyor of a mobile power washer, construction features of the proposed mathematical model are shown. Some regularities of the operation of short conveyors, which make it possible to increase efficiency of the designing process, are identified.

Keywords: belt conveyor, traction calculation, mobile road-building machines.

Date of acceptance for publication: 25.05.2020
Date of publication: 25.09.2020

Authors' information:

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, associate Professor, head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: ptm_bstu@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-5895-1162

Alexander V. Grishin – assistant of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: sasha9332@mail.ru

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by President Grant for Government Support of Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Мобильные строительные и дорожные машины получили широкое распространение при проведении дорожно-строительных работ, сортировке, обогащении горных пород (каменных материалов). Удобство применения таких машин заключается в их мобильности при возведении автомобильных дорог [1], в частности, в возможности быстрой

смены местоположения между небольшими карьерами вдоль строящейся трассы. К категории мобильных строительных и дорожных машин, неотъемлемой частью которых являются отвальные ленточные конвейеры, можно отнести мобильные дробильные установки, мобильные промывочные установки (моющие заводы), мобильные сортировочные установки, мобильные дорожные фрезы и многие другие (рис. 1) [1, 2].



а



б

Рис. 1. Мобильные строительные и дорожные машины с отвальными конвейерами: а – дорожная фреза Caterpillar PM310 [3]; б – промывочно-сортировочная установка CDE R2500 [4]

Применяемые в структуре данных машин отвальные ленточные конвейеры различны по конструкции, что обусловлено условиями эксплуатации и типом транспортируемых грузов.

К общим конструктивным особенностям отвальных ленточных конвейеров можно отнести:

- 1) относительно короткую, в основном прямолинейную, трассу перемещения (до 20 м);
- 2) применение различных по конструкции конвейерных лент (гладких, с бортами, специальных со сложным профилем);
- 3) распространенность применения гидравлического привода (с увеличением длины конвейера и при установке в головной части чаще применяется электропривод);
- 4) наличие в конструкции регулируемых вручную винтовых натяжных устройств.

Одной из основных особенностей работы отвальных конвейеров мобильных дорожных и строительных машин является неравномерность грузопотока транспортируемого груза. При этом для дробильных комплексов

характерно перемещение отвальными конвейерами несортированных (в том числе с примесью пыли), в определённых случаях острокромочных грузов. Конвейеры сортировочных машин имеют более четкое распределение в вопросе транспортируемых грузов, связанное с определенностью геометрических параметров разделенных фракций. Отвальные конвейеры промывочных установок работают преимущественно с мокрым (иногда липким) грузом. Конвейеры дорожных фрез перемещают демонтированные элементы дорожных покрытий в повышенном поле рабочих температур, что связано с технологическими особенностями работы фрез.

2. Постановка цели исследования

Проектирование отвальных ленточных конвейеров строительно-дорожных машин без учета специфики работы коротких конвейеров по приближенным методикам [5] может приводить к реализации как значи-

тельно завышенных по различным критериям конструктивных решений, так и к появлению хронических конструктивных недостатков ряда моделей – так называемых «детских болезней».

Согласно [5] процессу проектирования коротких ленточных конвейеров сопутствуют две особенности:

1. Для коротких ленточных конвейеров часто ленту выбирают не по условию прочности, а по условию «каркасности», т.е. сохранения ею формы желоба между ролик-опорами [5].

2. Как следствие, из первой особенности формируется рекомендация небольшого «перетягивания» ленты при работе конвейера, что будет способствовать уменьшению составляющей сопротивления движению на ролик-опорах, зависящей от натяжения ленты, а, следовательно, и тягового усилия привода конвейера [5].

Вторая из указанных особенностей непосредственно раскрывает одну из основных проблем коротких ленточных конвейеров, особенно в контексте переменности грузопотока – постоянную работу с повышенными натяжениями. В случае введения в конструкцию конвейера следящего устройства, регулирующего натяжение ленты в зависимости от величины грузопотока, появляется возможность повысить долговечность приме-

няемых лент (за счет уменьшения натяжения ленты при снижении грузопотока и воздействии других сопутствующих факторов без реализации принципа постоянного «перетягивания» ленты).

Целью настоящей статьи является создание математической модели работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент винтовыми натяжными устройствами, моделирование и анализ результатов при различных входных параметрах отвальных конвейеров.

3. Теоретические исследования

Технические решения по реализации управления натяжением ленты на основе автоматизации работы винтового натяжного устройства представлены в [6, 7]. В основу данных решений положен принцип взаимодействия приводных устройств натяжных винтов и систем датчиков, установленных по трассе конвейера. При применении данного принципа к коротким отвальным конвейерам схема конструкции упрощается за счет использования стандартных опций комплектации мобильных строительных и дорожных машин, в частности, применения конвейерных весов (рис. 2).

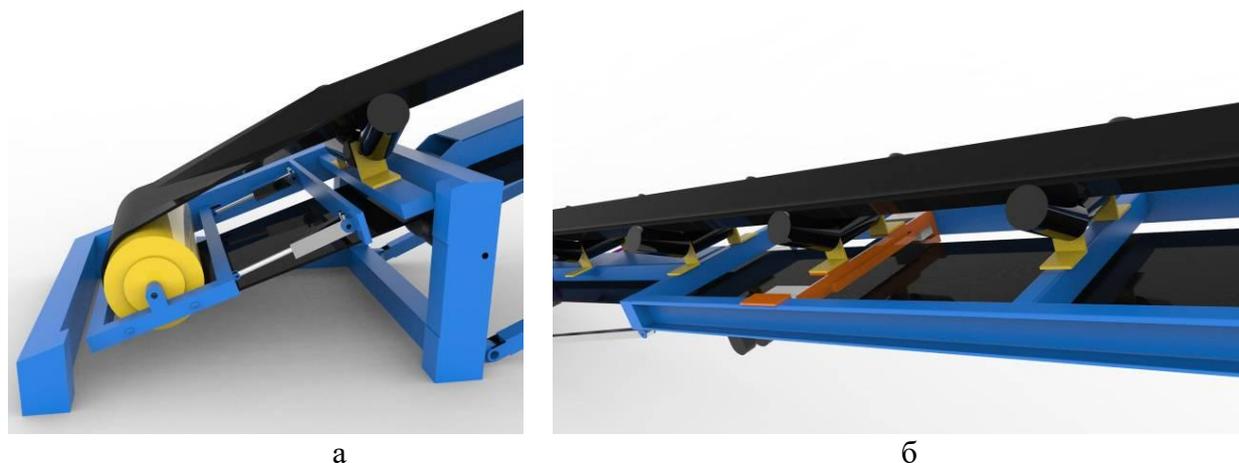


Рис. 2. Принципиальная конструкция следящего натяжного устройства:
а – электроцилиндры, совмещенные с натяжными винтами [6, 7];
б – конвейерные весы, совмещенные с ролик-опорой грузовой ветви

При изменении производительности конвейера (изменении грузопотока) конвейерные весы фиксируют ступенчатые перепады от веса груза и дискретно передают сигналы на натяжное устройство, включая и выключая приводы натяжных винтов. Выключение приводов может производиться, как автоматизировано при достижении лентой необходимого натяжения, так и механически – при контакте движущегося натяжного барабана с концевыми выключающими, установленными с определенным шагом. В качестве приводных устройств натяжной станции могут использоваться электроцилиндры, мотор-редукторы, гидро-моторы [6 - 8].

При построении математической модели работы конвейера введем следующие допущения:

1. Коэффициент сопротивления движению ленты ω_n на нижней (холостой) ветви конвейера принимается постоянным по всей её длине.

2. Сопротивление движению при огибании натяжного барабана включает две составляющие: сопротивление от вращения в подшипниковых узлах барабанов $W_{вр}$ и сопротивление $W_{жс}$, учитывающее жесткость ленты при огибании барабанов.

3. Сопротивление движению в месте загрузки $W_{загр}$ согласно [9] включает три составляющих:

- сопротивление от инерции груза $W_{зп}$;
- сопротивление от трения груза о борта загрузочного лотка $W_{зб}$;
- сопротивление от трения уплотнительных полос лотка о ленту $W_{зн}$.

Полное сопротивление движению в месте загрузки является функцией производительности и зависит только от переменности грузопотока.

Введем в математическую модель коэффициент сопротивления движению на грузовой ветви конвейера, с учетом рекомендации [5] определяемый зависимостью

$$\omega_{zp} = k + c_{деф} e^{\left(-\frac{S}{\varepsilon}\right)}, \quad (1)$$

где k – коэффициент, учитывающий сопротивление от вдавливания роликов в ленту при движении и сопротивление от вращения роликов; $c_{деф}$, ε – константы при определении сопротивления от деформации (развала) груза и ленты при движении по роликоопорам; S – натяжение ленты в точке набегания на рассматриваемый участок трассы.

Натяжения ленты конвейера в характерных точках определяются обходом по контуру трассы и могут быть представлены в виде системы

$$\left\{ \begin{array}{l} S_2 = S_1 + (q_n + q_{p,n}) \omega_n L \cos \beta - (q_n) L \sin \beta \\ S_3 = S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_6} + \frac{\left[2S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_6} \right] \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_6}{D_6}}{1 - \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_6}{D_6}} \\ S_4 = S_3 + W_{загр} \\ S_5 = S_4 + (q_{zp} + q_n + q_{p,6}) L_{4-5} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{4-5} c_{деф} e^{\left(-\frac{S_4}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{4-5} \sin \beta \\ S_6 = S_5 + (q_{zp} + q_n + q_{p,6}) L_{5-6} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{5-6} c_{деф} e^{\left(-\frac{S_5}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{5-6} \sin \beta \\ \dots \\ S_n = S_{n-1} + (q_{zp} + q_n + q_{p,6}) L_{(n-1)-n} k \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{(n-1)-n} c_{деф} e^{\left(-\frac{S_{n-1}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{zp} + q_n) L_{(n-1)-n} \sin \beta \end{array} \right. \quad (2)$$

где q_{zp} – распределенная нагрузка от веса груза; q_n – распределенная нагрузка от веса

ленты; $q_{p,6}$ – распределенная нагрузка от веса вращающихся частей роликоопор верхней

ветви; a, b – постоянные коэффициенты, определенные экспериментально [5]; B – ширина ленты, см; δ – толщина ленты, см; D_δ – диаметр натяжного барабана; φ – центральный угол обхвата лентой натяжного барабана; μ – коэффициент трения в опорах барабана; d_δ – диаметр опоры (цапфы) барабана.

В системе уравнений (2) дискретно разделены натяжения грузовой ветви конвейера (каждый участок $L_{4-5}, L_{5-6} \dots L_{(n-1)-n}$ соответствует расстоянию между соседними роликопорами).

Тяговое усилие привода определяется вне зависимости от его типа и вида механической характеристики по фрикционной способности приводного барабана с использованием формулы Эйлера

$$S_n \leq S_l e^{\mu_l \alpha}, \quad (3)$$

где μ_l – коэффициент сцепления ленты с приводным барабаном; α – угол обхвата лентой приводного барабана.

Минимально необходимое для устойчивой работы конвейера натяжение ленты определяется из условий отсутствия её провисания на холостой и грузовой ветвях конвейера. Физическая реализация данного натяжения осуществляется с помощью натяжного устройства в соответствующих точках трассы конвейера. Для грузовой ветви условие отсутствия провисания согласно [9] можно записать в виде

$$S_{v.min} \geq k_e (q_{2p} + q_l) l_{p.v.} \cos \beta, \quad (4)$$

где k_e – коэффициент ($k_e = 5$); $l_{p.v.}$ – расстояние между роликопорами верхней ветви.

Для нижней (холостой) ветви

$$S_{n.min} \geq 8q_l l_{p.n.} \cos \beta, \quad (5)$$

где $l_{p.n.}$ – расстояние между роликопорами нижней ветви.

Момент сопротивления, который необходимо преодолеть приводам натяжных винтов при реализации необходимого натяжения, определяется по зависимости:

$$M_{н.в.} = K_{н.в.} \frac{d_1}{2} (S_2 + S_3 + T) \times \left[\operatorname{tg}(\beta_v + \varphi_T) + f \frac{d_2}{d_1} \right], \quad (7)$$

где $K_{н.в.}$ – коэффициент распределения усилий между винтами; d_1 – средний диаметр резьбы винта; β_v – угол подъема винтовой линии; φ_m – приведенный угол трения; f – коэффициент трения в торце упорной поверхности гайки или головки винта; d_2 – средний диаметр опорной поверхности гайки или головки винта.

Момент сопротивления $M_{н.в.}$ является функцией натяжения ленты. Его минимальное значение определяется подстановкой в выражение (7) величин S_2 и S_3 , вычисленных в процессе подробного тягового расчета с учетом реализации пограничных значений условий отсутствия провисания ленты конвейера (4) и (5), а также тяговой способности привода (3).

Наибольшее значение $M_{н.в.}$ определяется по результатам подробного тягового расчета при реализации конвейером полной производительности.

Таким образом, предлагаемая в настоящей работе математическая модель включает в себя систему уравнений (2), а также уравнения и неравенства (3) – (7), решаемые совместно с (2). В общем случае математическая модель дополняется закономерностями нагружения грузовой ветви в соответствии с параметрами грузопотока.

В качестве примера рассмотрим процесс работы отвального ленточного конвейера мобильного моющего завода CDE M2500 (рис. 3) [4].

Данный завод в различных модификациях может оборудоваться тремя или четырьмя одинаковыми отвальными конвейерами (рис. 4). В качестве приводных устройств используются мотор-барабаны, установленные в головной части каждого конвейера. Мотор-барабаны также осуществляют функцию выносных концевых разгрузочных барабанов. Став конвейера выполнен составным, что позволяет повысить компактность мобильного завода в транспортном положении. Применение в структуре става различных конфигураций несущих элементов подразумевает использование роликоопор верхней ветви с двумя отличными друг от друга конструкциями опор роликов.



Рис. 3. Мобильный мойющий завод CDE M2500 [4]



Рис. 4. Общий вид отвального конвейера мобильного мойющего завода CDE M2500

Транспортируемый груз – обезвоженный щебень. При этом, при моделировании работы конвейера необходимо обязательно учитывать возможность повышения уровня влажности груза, не смотря на заявляемую высокую степень устранения влаги после промывки. Данное обстоятельство может отразиться на сопротивлении от загрузки конвейера посредством изменения значения коэффициента истечения груза, влияние которого на реализуемую производительность показано в работе [10].

Каждый из отвальных конвейеров способен реализовывать эксплуатационную производительность 300 т/ч. Длина конвейера между осями конечных барабанов составляет $L = 9$ м. Ширина ленты $B = 650$ мм. Максимальный угол наклона конвейера $\beta = 20^\circ$.

Мощность приводного мотор-барабана $N = 4$ кВт. Схема трассы конвейера представлена на рис. 5.

При первичном моделировании принято равномерное распределение тяговых усилий между натяжными винтами (элементами электроцилиндров) с метрической резьбой и средним диаметром резьбы винтов $d_l = 20$ мм. Угол подъема винтовой линии $\beta_v = 4^\circ$. Приведенный угол трения $\varphi_m = 6^\circ$. Линейная скорость перемещения натяжного барабана принимается равной 1 см/с.

С учетом зависимостей (1) – (7), схемы трассы конвейера и указанных начальных условий моделирования математическая модель работы исследуемого отвального конвейера запишется в виде системы уравнений и неравенств (8):

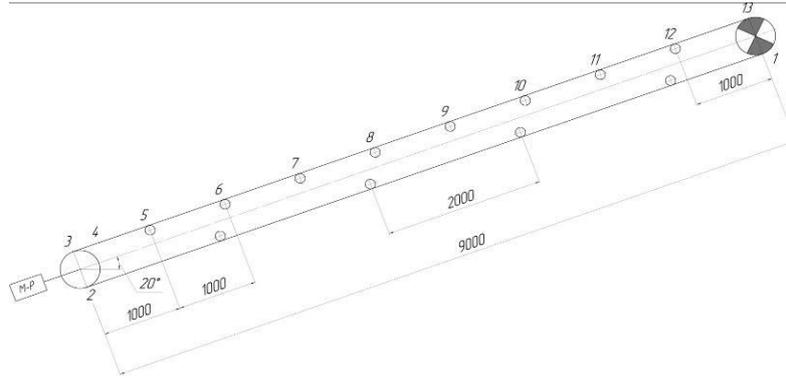


Рис. 5. Схема трассы исследуемого отвального конвейера

$$\begin{aligned}
 S_2 &= S_1 + (q_n + q_{p,n}) \omega_n L \cos \beta - (q_n) L \sin \beta \\
 S_3 &= S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_6} + \frac{\left[2S_2 + a(Bb + S_2) \frac{\delta}{D_6} \right] \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_6}{D_6}}{1 - \cos\left(\frac{\varphi - \pi}{2}\right) \mu \frac{d_6}{D_6}} \\
 S_4 &= S_3 + W_{загр}. \\
 S_5 &= S_4 + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{4-5} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{4-5} c_{деф} e^{\left(\frac{S_4}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{4-5} \sin \beta \\
 S_6 &= S_5 + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{5-6} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{5-6} c_{деф} e^{\left(\frac{S_5}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{5-6} \sin \beta \\
 S_7 &= S_6 + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{6-7} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{6-7} c_{деф} e^{\left(\frac{S_6}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{6-7} \sin \beta \\
 S_8 &= S_7 + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{7-8} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{7-8} c_{деф} e^{\left(\frac{S_7}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{7-8} \sin \beta \\
 S_9 &= S_8 + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{8-9} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{8-9} c_{деф} e^{\left(\frac{S_8}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{8-9} \sin \beta \\
 S_{10} &= S_9 + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{9-10} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{9-10} c_{деф} e^{\left(\frac{S_9}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{9-10} \sin \beta \\
 S_{11} &= S_{10} + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{10-11} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{10-11} c_{деф} e^{\left(\frac{S_{10}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{10-11} \sin \beta \\
 S_{12} &= S_{11} + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{11-12} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{11-12} c_{деф} e^{\left(\frac{S_{11}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{11-12} \sin \beta \\
 S_{13} &= S_{12} + (q_{2p} + q_n + q_{p,6}) L_{12-13} k \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{12-13} c_{деф} e^{\left(\frac{S_{12}}{\varepsilon}\right)} \cos \beta + (q_{2p} + q_n) L_{12-13} \sin \beta \\
 M_{н.в.1} &= K_{н.в.} \frac{d_1}{2} (S_2 + S_3 + T) \left[\operatorname{tg}(\beta_6 + \varphi_m) + f \frac{d_2}{d_1} \right] \\
 M_{н.в.2} &= (1 - K_{н.в.}) \frac{d_1}{2} (S_2 + S_3 + T) \left[\operatorname{tg}(\beta_6 + \varphi_m) + f \frac{d_2}{d_1} \right] \\
 S_{3...13} &\geq k_e (q_{2p} + q_n) l_{p,6} \cos \beta \\
 S_1 &\geq 8q_n l_{p,n} \cos \beta \\
 S_2 &\geq 8q_n l_{p,n} \cos \beta \\
 S_{13} &\leq S_1 e^{\mu \alpha}
 \end{aligned} \tag{8}$$

4. Результаты и их анализ

В результате проведенного моделирования можно сделать следующие выводы:

1. При реализации отвальным конвейером полной производительности и работе его ленты на минимальном уровне натяжений, соответствующих условиям отсутствия провисания, коэффициент сопротивления движению ленты на грузовой ветви изменяется в

пределах 0,039386...0,037822, причем оба указанных граничных значения соответствуют углу наклона конвейера 20° . С уменьшением угла наклона конвейера диапазон значений коэффициента сопротивления движению грузовой ветви уменьшается (рис. 6), сохраняя средний уровень близко к верхнему пределу.

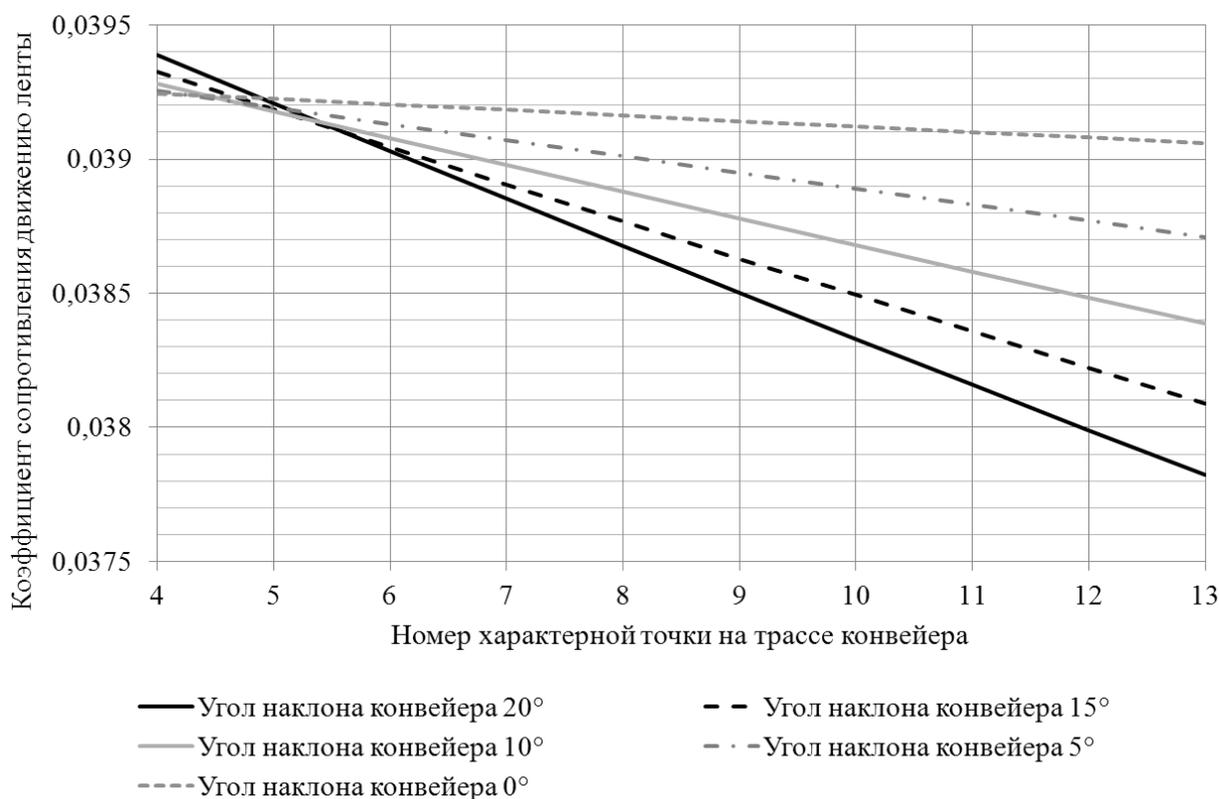


Рис. 6. Значения коэффициента сопротивления движению на грузовой ветви конвейера при минимальном уровне натяжений ленты

2. Натяжения ленты в контуре трассы при изменении угла наклона конвейера также значительно варьируются (рис. 7). При реализации минимально необходимых натяжений в соответствующих точках контура трассы конвейера, определяемых из условия провисания, максимальное натяжение ленты при полной загрузке составляет 5486 Н (соответствует углу наклона конвейера 20°). В случае, если угол наклона конвейера составляет 0° , и указанных выше условиях реализации минимально необходимых натяжений величина максимального натяжения ленты конвейера составляет 3753 Н. Стоит отметить, что при нулевом уклоне коэффициент сопротивления движению с начала грузовой

ветви до её конца изменяется в диапазоне 0,039245...0,039061 (рис. 6). С учетом диапазона значений коэффициента сопротивления движению 0,039386...0,037822, соответствующего углу наклона конвейера 20° , можно сделать вывод, что изменение коэффициента сопротивления движению ленты короткого конвейера при изменении его угла наклона оказывает очень слабое влияние на величину максимального натяжения ленты по сравнению с воздействием вертикальной составляющей от веса транспортируемого груза. Также стоит отметить, что наименьшая величина коэффициента асимметрии цикла перемены напряжений в ленте за один оборот при полной загрузке, а соответственно и величина

расчетного ресурса ленты, соответствует максимальному углу наклона конвейера.

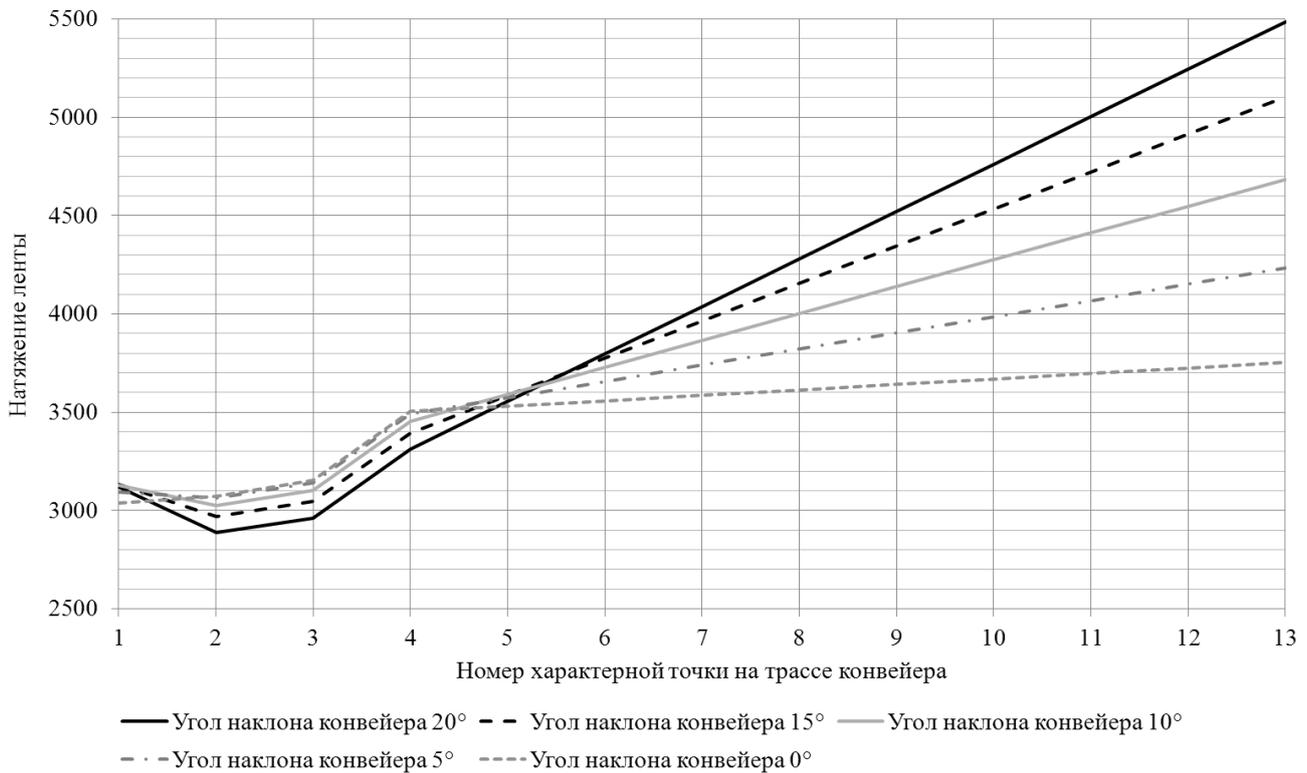


Рис. 7. Диаграммы натяжений ленты конвейера при общем минимальном уровне натяжений, определяемых провисанием

3. При искусственном увеличении натяжения ленты посредством натяжного устройства коэффициент сопротивления движению ленты меняется значительно (рис. 8). Диапазон изменения составляет $0,039386 \dots 0,035187$. Наибольшее искусственное увеличение минимального натяжения ленты при моделировании составило 4000 Н, что соразмерно максимальному натяжению ленты при нулевом уклоне конвейера. В случае реализации минимального натяжения ленты по условиям провисания наименьшее значение коэффициента сопротивления движению составило $0,037822$, а тяговое усилие привода конвейера – 2368 Н. При искусственном увеличении минимального натяжения на 1000 Н наименьшее значение коэффициента сопротивления движению составило $0,03713$, тяговое усилие привода конвейера – 2383 Н. При увеличении минимального натяжения ленты на 2000 Н наименьшее значение коэффициента сопротивления движению – $0,036461$, тяговое усилие приво-

да конвейера – 2398 Н. При увеличении минимального натяжения ленты на 4000 Н наименьшее значение коэффициента сопротивления движению – $0,035187$, тяговое усилие привода конвейера – 2427 Н. Подобная тенденция наблюдается и при моделировании работы конвейера при нулевом уклоне. Несмотря на значительное снижение коэффициента сопротивления движению ленты, тяговое усилие привода возрастает. Данный эффект для коротких отвальных конвейеров объясняется значительным ростом сопротивления при огибании лентой концевое натяжного барабана, так как во всех расчетных случаях именно в точках набегания и сбегания ленты с указанного барабана фиксируются минимальные натяжения ленты по провисанию, устраняемые в дальнейшем искусственно. Таким образом, эффект от роста указанного сопротивления при огибании концевое барабана для коротких отвальных ленточных конвейеров значительнее, нежели эффект от уменьшения значения коэффици-

ента сопротивления движению на грузовой ветви.

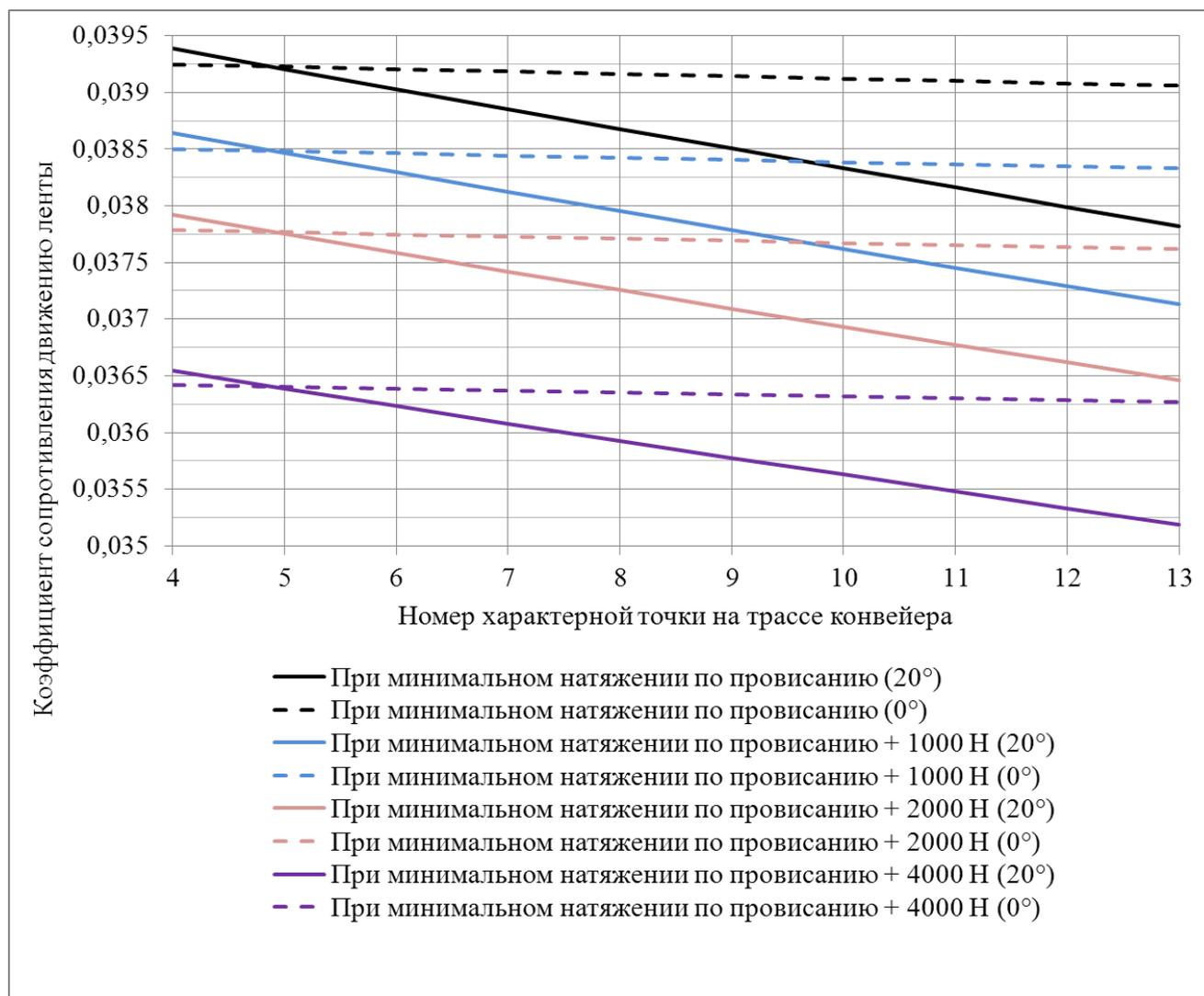


Рис. 8. Значения коэффициента сопротивления движению на грузовой ветви конвейера при различных уровнях натяжений ленты

4. Минимальная мощность привода одного натяжного винта при задаваемой линейной скорости движения натяжного барабана (1 см/с) и условии равномерного распределения натяжного усилия между винтами составляет 0,298 кВт и соответствует реализации минимальных натяжений ленты по условию провисания при максимальном наклоне конвейера 20°. Максимальная мощность привода натяжного винта составляет 0,73 кВт и соответствует уровню натяжений лент с увеличением минимального значения на 4000 Н, а также нулевому уклону конвейера. В целом, при разных уровнях минимальных натяжений ленты наибольшие значения

мощности приводов натяжных винтов соответствуют нулевому уклону конвейера.

5. Заключение

С учетом результатов проведенных теоретических исследований можно сделать следующие общие выводы:

1. Утверждение, сформулированное в работе [5], о необходимости искусственной «перетяжки» ленты с целью уменьшения сопротивления движению и тягового усилия привода несостоятельно для коротких отвалных ленточных конвейеров мобильных дорожных и строительных машин. При на-

блюдаемом уменьшении коэффициента сопротивления движению грузовой ветви эффект от увеличения сопротивления движению ленты при огибании концевой натяжного барабана оказывает большее влияние на тяговое усилие привода. Таким образом, «перетяжка» ленты имеет смысл только для обеспечения условия «каркасности» при недостаточной жесткости ленты.

2. Мощность приводов натяжных винтов при применении регулируемых натяжных устройств в коротких отвальных ленточных конвейерах необходимо определять при нулевом уклоне конвейера.

3. При проектировании коротких отвальных ленточных конвейеров предварительно следует задавать величину «перетяжки» ленты (в случае необходимости), учитывая её в дальнейшем моделировании и расчетах.

Предложенная в настоящей статье математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строитель-

ных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент позволяет подробно анализировать особенности движения ленты с учетом варьирования коэффициента сопротивления движению, определять необходимые величины мощностей и крутящих моментов приводов натяжных винтов для реализации спектра различных натяжений при изменении производительности и угла наклона конвейера, на основе указанных данных формировать входные параметры для разработки систем управления следящими натяжными устройствами.

Полученные по результатам исследования выводы фактически являются базовыми положениями при проектировании следящих натяжных устройств коротких ленточных конвейеров. С учетом новизны технических решений указанных натяжных устройств дальнейшее развитие методов проектирования коротких отвальных ленточных конвейеров является актуальной задачей.

Список литературы

1. Недорезов И.А., Савельев А.Г. Машины строительного производства. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 119 с.

2. Гринчар Н.Г., Федасов Д.С., Чалова М.Ю. Уточненный расчет мощности привода вырезающего устройства современных щебнеочистительных машин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 237-242. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-237-242>

3. Официальный сайт Caterpillar, Inc. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.cat.com/>. Дата обращения: 22.04.2020.

4. Официальный сайт ООО «Горные технологии» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.gor-teh.ru/>. Дата обращения: 22.04.2020.

5. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: Изд-во МГГУ, 2005. 543 с.

6. Пат. 177247 РФ, МПК В65G 23/44. Винтовое натяжное устройство / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и патентооб-

References

1. Nedorezov I.A., Savelev A.G. *Mashiny stroitel'nogo proizvodstva* [Machine building production]. Moscow, Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman, 2010. 119 p. (In Russian)

2. Grinchar N.G., Fedasov D.S., Chalova M.Yu. Refined calculation of drive power cutting device modern machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 237-242. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2020-06-02-237-242> (In Russian)

3. Official site Caterpillar, Inc. [Electronic resource]. Available at: <https://www.cat.com/>. Date of application: 22.04.2020. (In Russian)

4. Official site ООО «Gornyeologii» [Electronic resource]. Available at: <https://www.gor-teh.ru/>. Date of application: 22.04.2020. (In Russian)

5. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P. Actual theory of belt conveyors in mining. Moscow, MSMU publishing company, 2005. 543 p.

6. Patent RU 177247. *Vintovoe natyazhnoye ustroystvo* [Screw tensioner]. Goncharov K.A., Grishin A.V. Declared 06.06.2017. Published

ладатель Брянский государственный техни-
ческий университет. № 2017119975; заявл.
06.06.17; опубл. 14.02.18. Бюл. № 5.

7. Пат. 186024 РФ, МПК В65G 33/00.
Винтовое натяжное устройство / Гончаров
К.А., Гришин А.В., Дунаев В.П.; заявитель
и патентообладатель Брянский государст-
венный технический университет. №
2018101827; заявл. 09.04.18; опубл.
26.12.18. Бюл. № 36.

8. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Бословяк
П.В. Проектирование и исследование кон-
вейеров с подвесной грузонесущей лентой.
Брянск: РИО БГУ, 2016. 303 с. DOI:
<https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308>

9. Спиваковский А.О., Дьячков В.К.
Транспортирующие машины. М.: Машино-
строение, 1983. 437 с.

10. Гончаров К.А., Ивченко В.Н. Проек-
тирование загрузочного бункера приемного
ленточного передвижного бункера-пита-
теля СПКБ 12-4 // Подъемно-транспортное
дело. 2013. № 4. С. 2–5.

14.02.2018. (In Russian)

7. Patent RU 186024. *Vintovoe natyazhnoe
ustroystvo* [Screw tensioner]. Goncharov
K.A., Grishin A.V., Dunaev V.P. Declared
09.04.2018. Published 26.12.2018. (In Rus-
sian)

8. Lagerev A.V., Tolkachev E.N.,
Boslovyak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya
konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey
lentoy* [Design and research of the conveyor
with hanging ribbon]. Bryansk, RIO BГУ,
2016. 303 p. DOI:
<https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In
Russian)

9. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K.
Transporting machines. Moscow,
Machinostroenie, 1983. 437 p. (In Russian)

10. Goncharov K.A., Ivchenko V.N. Design-
ing of loading bunker of catching mobile belt
feed bin SMCB 12-4. *Podemno-transtortnoe de-
lo*, 2013, No.4, pp. 2-5. (In Russian)