

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.0:621.867

doi: 10.30987/2782-5957-2026-7-18-30

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЕ ОВАЛЬНОСТИ БАРАБАНА НА РАБОТУ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Александр Алексеевич Реутов✉

Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

bgtu2012@yandex.ru; <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>, <http://orcid.org/0000-0003-1117-8536>

Аннотация

Овальность барабана вызывает осцилляции угловых скоростей барабанов конвейера, может быть причиной резонансных колебаний и интенсивного износа ленты, просыпания груза, увеличения энергопотребления.

Целью работы является определение влияния искривления цилиндрической поверхности обечайки приводного барабана на работу ленточного конвейера.

Метод проведения работы: геометрический анализ и компьютерное моделирование движения ленты конвейера с овальным барабаном как многомассовой динамической системы с учетом механических характеристик привода, ленты с использованием программного комплекса «Универсальный механизм».

Новизна работы состоит в анализе кинематических возмущений ленты конвейера при овальности и искривлении продольной оси обечайки барабана, создании компьютерной модели контактного взаимодействия ленты с овальным барабаном.

Результаты. Разработана компьютерная многомассовая динамическая модель, позволившая

установить характер движения ленты на приводном барабане с овальной обечайкой. Причиной возникновения осцилляций угловых скоростей барабанов, перемещений натяжного барабана является периодическое изменение момента силы трения ленты по поверхности приводного барабана вследствие изменения кривизны наружной поверхности овального барабана. Компьютерную модель и установленные закономерности можно использовать при проектировании ленточных конвейеров.

Выводы. Превышение углом охвата лентой приводного барабана с овальной обечайкой величины 180° увеличивает неравномерность угловых скоростей вращения барабанов, вибрацию узлов. При использовании асинхронного привода овального барабана неравномерность угловых скоростей барабанов в несколько раз меньше по сравнению с приводом с постоянным крутящим моментом.

Ключевые слова: ленточный конвейер, привод, барабан, овальность, колебания, компьютерная модель, механизм.

Ссылка для цитирования:

Реутов А.А. Оценка влияние овальности барабана на работу ленточного конвейера / А.А. Реутов // Транспортное машиностроение. – 2026. – № 7. – С. 18-30. doi: 10.30987/2782-5957-2026-7-18-30.

Original article

Open Access Article

ASSESSMENT OF THE IMPACT OF THE PULLEY OVALITY ON THE OPERATION OF BELT CONVEYOR

Aleksandr Alekseevich Reutov

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

bgtu2012@yandex.ru; <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>, <http://orcid.org/0000-0003-1117-8536>

Abstract

The pulley ovality causes fluctuations in the angular velocities of the conveyor pulleys, which can cause resonant vibrations and intense wear of the belt, spillage of cargo, and increased energy consumption.

The paper objective is to determine the effect of cylindrical surface warp of the drive pulley shell on the operation of the belt conveyor.

Study method: geometric analysis and computer simulation of the movement of the conveyor belt with an oval pulley as a multi-mass dynamic system, taking into account the mechanical characteristics of the belt drive, using the Universal Mechanism (UM) software package.

The novelty of the work consists in the analysis of kinematic excitations of the conveyor belt in ovality and warp of the longitudinal axis of the pulley shell, and the development of a computer model of the contact interaction of the belt with an oval pulley.

Results. A computer multi-mass dynamic model is developed, which makes it possible to determine the nature of the belt movement on an oval-shaped drive pulley. The cause of oscillations of pulley angular ve-

locities and the movements of the tension roll is the periodic change in the moment of friction of the belt on the surface of the drive pulley due to a change in the warp of the transverse surface of the oval pulley. A computer model and found patterns can be used in the design of conveyor belts.

Conclusions. Exceeding the belt coverage angle of the drive pulley with an oval shell of 180° increases the unevenness of angular speeds of pulley rotations and the vibration of units. When using an asynchronous oval pulley drive, the irregularity of pulleys angular velocities is several times less than with a constant torque drive.

Keywords: conveyor belt, drive, pulley, ovality, vibrations, computer model, mechanism.

Reference for citing:

Reutov AA. Assessment of the impact of the pulley ovality on the operation of belt conveyor. *Transport Engineering*. 2026;7:18-30. doi: 10.30987/2782-5957-2026-7-18-30.

Введение

Обечайку барабана ленточного конвейера (ЛК) изготавливают сгибанием листа металла на вальцах. Кромки согнутого листа сваривают. Наружная поверхности обечайки барабана может иметь отклонения от ожидаемой прямой цилиндрической поверхности.

Возможны два вида искривления цилиндрической поверхности обечайки барабана: овальность и искривление продольной оси. Требования к точности формы обечаек барабанов конвейеров указывают на чертеже обечайки, а в нормативных документах уровня ГОСТ и ТУ они не указаны.

В ряде случаев, например, при ремонте барабана [1] обечайку вырезают из трубы подходящего диаметра и прочности. ГОСТ 33228-2015 «Трубы стальные сварные общего назначения» [2] регламентирует овальность и отклонение от прямолинейности сварных труб. Согласно п. 6.5.3 Овальность O труб определяют по разности наибольшего D_{max} и наименьшего D_{min} фактических наружных диаметров в одном сечении.

$$O = D_{max} - D_{min}$$

Овальность труб наружным диаметром до 530 мм включительно не должна превышать поля предельных отклонений наружного диаметра. Для труб наружным диаметром свыше 530 мм овальность не должна превышать 1,5 % величины наружного диаметра трубы.

Например, если номинальный наружный диаметр трубы $D_o = 530$ мм, то $O \leq 3,7$ мм; если $D_o = 800$ мм, то $O \leq 12$ мм. При $D_o = 1200$ мм, то $O \leq 18$ мм. Установка без зазора в обечайку при сборке барабана даже абсолютно круглых лобовин уменьшит овальность в середине обечайки, но не устранит ее полностью.

Отклонение от прямолинейности труб Δ не должно превышать 1,5 мм на любом участке длиной 1 м для труб ВЧС, ДСФП и ДСФ2П наружным диаметром до 457 мм включительно. Для труб ВЧС, ДСФП и ДСФ2П наружным диаметром свыше 457 мм – 0,2 % от всей длины трубы. Согласно п. 5.3 допускается изготовление труб немерной длины от 1,5 до 18 м. Тогда при длине обечайки барабана 1500 мм и $D_o > 457$ мм $\Delta = 3$ мм. Трубы со спиральным сварным швом для изготовления обечаек барабанов не рассматриваем.

Искривление цилиндрической поверхности обечайки вращающегося барабана вызывает периодическое силовое воздействие на ленту и привод ЛК. Максимальная допускаемая ГОСТ 33228-2015 овальность создает большее кинематическое возмущение контактирующей с барабаном ленты, чем отклонение от прямолинейности.

Обширный обзор научных работ, посвященных моделированию динамики ременных передач, представлен в [3]. В

обзоре выделены следующие темы: колебания отдельного участка ремня, крутильные колебания шкивов, совместные колебания ремня и шкивов, механика контакта ремня и шкива, усталостная прочность, нарушения передачи мощности.

Авторы предложили динамическую модель ременной передачи с зубчатым ремнем и эллиптическим шкивом [4, 5]. Крутящий момент, генерируемый эллиптическим шкивом, уменьшает крутильные колебания шкива вибрацию ремня. В работе предложен аналитический метод определения параметров такой ременной передачи.

Модели вибрации ремня с шкивом [6–9] применяют для прогнозирования динамических характеристик ременных приводов разных типов. В моделях вращательных колебаний на основе механики Ньютона учитывают только вращение шкивов, а ремень рассматривают как пружину с продольной жесткостью, при этом его поперечные колебания не учитывают. В ременных передачах поперечные колебания ремня и вращательные колебания шкивов взаимосвязаны из-за подвижных границ, обусловленных изменяющимися углами охвата ремнем шкивов во время работы. Вращение натяжного ролика также вызывает поперечные колебания двух участков ремня, прилегающих к натяжному шкиву. Более того, большие поперечные колебания участков ремня могут возбуждаться вращательными колебаниями шкивов или продольными колебаниями ремня в виде параметрических возмущений из-за осцилляций натяжения. Анализ взаимосвязанных колебаний ремня и шкивов изучается уже долгое время и до сих пор вызывает большой интерес.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований нелинейных резонансов ременных передач приведен в [10]. Показано, что эксцентриситет шкива вызывает флуктуации силы растяжения ремня при периодическом удлинении.

Большое число исследователей используют линейную модель [11], представляющую каждый участок ленты вяз-

ко-упругой пружиной, соединяющей соседние барабаны. Многомассовая модель двух барабанного механизма использует абсолютные узловые координаты. Контакт ленты с барабаном описан как задача математической теории оптимизации – линейная задача о дополнителности (*LCP*) совместно с методом штрафов. Полная применимость модели продемонстрирована на примере нестационарного режима работы приводного ремня. Было показано, что в зоне сцепления силы трения не обязательно равны нулю. Контакт ремня с шкивом, представленный в этой работе, может более точно описывать контактные силы, чем модель контакта с приближенным законом трения Кулона.

В [12] рассмотрено движение дискретного элемента ленты по поверхности приводного барабана конвейера. Составлено уравнение автоколебаний ленты с учетом центробежной и кориолисовой сил инерции при постоянной угловой скорости вращения барабана. Дискретная модель позволяет качественно представить продольное движение отдельного элемента конвейерной ленты на приводном барабане с учетом нелинейной зависимости силы трения от скорости скольжения. Численное решение уравнения автоколебаний показало, что скорость скольжения ленты возрастает с ростом угловой скорости барабана.

Получена система двух нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих автоколебания ленты и приводного барабана с асинхронным электроприводом [13]. Получено аналитическое решение для стационарного режима работы привода без учета нелинейности.

В работах [14, 15] рассмотрено влияние изгибной жесткости ленты на стационарное движение ленты, огибающей барабан. Во многих работах использовали упрощенную теорию балок Эйлера-Бернулли, не учитывающую деформации сдвига [16].

В [17] добавили изгибную жесткость ленты в классическую теорию ползучести и получили нелинейное распределение скорости и натяжения ленты вдоль дуги

контакта с барабаном при неопределенности положения контактных точек. Итерационное решение граничной задачи показало, что учет изгибной жесткости уменьшает расчетную величину угла охвата.

Оценка влияния овальности обечайки барабана на длину теоретического контура ленты

В ЛК, состоящем из двух барабанов, охватываемых лентой, длина теоретического замкнутого контура ленты L_c складывается из длин двух дуг охвата и двух отрезков прямых, касательных поперечным сечениям барабанов. Если овал поперечного сечения обечайки имеет 2 перпендикулярные оси симметрии, то длина дуги овала L_ϕ , соответствующая центральному углу 180° , не изменяется при перемещении по контуру овала. Поэтому овальность обечайки барабана не приводит к изменению длины L_c теоретического замкнутого контура ленты на конвейере при угле охвата овального барабана $\phi_0 = 180^\circ$. Различием длин отрезков ленты касательных овалу и окружности, а также изменением ϕ_0 при вращении барабана пренебрегаем. Таким образом, овальность вращающегося барабана не должна вызывать периодические изменения длины контура ленты и силы растяжения ленты S при $\phi_0 = 180^\circ$. При угле охвата лентой овального барабана ϕ_0 отличном от 180° длина дуги овала L_ϕ изменяется при перемещении по контуру овала.

Пусть R_0 – среднее значение радиуса наружной поверхности овального барабана R , h – величина максимального отклонения R от R_0 ($h = O/4$), ϕ – угловая координата обечайки барабана.

При превышении требований [2], например, $h = R_0/41$ и $\phi_0 = 90^\circ$ $L_\phi = (1,547...1,6)R_0$, при $\phi_0 = 225^\circ$ $L_\phi = (3,915...3,94)R_0$. Таким образом, изменение длины дуги охвата лентой овального

Целью работы является определение влияния искривления цилиндрической поверхности обечайки приводного барабана на работу ЛК.

барабана $\Delta L_{90} = 0,0489R_0$, $\Delta L_{225} = 0,0244R_0$ при $\phi_0 = 90^\circ$ и 225° соответственно.

Относительное удлинение ленты ε зависит от расстояния между концевыми барабанами ЛК. Даже на коротких питателях ($h/R_0 = 1/41$ и $L_c/R_0 = 7,5...12,5$) $\varepsilon = 0,004...0,007$ при $\phi_0 = 90^\circ$ и $\varepsilon = 0,002...0,003$ при $\phi_0 = 225^\circ$. На более длинных конвейерах относительное удлинение ленты ε намного меньше в зависимости от длины конвейера.

Для резинотканевой ленты 2ТК200-2х3 шириной 1 м с жесткостью на растяжение $E_0 = 3,2$ МН удлинение $\varepsilon = 0,002...0,003$ вызывает периодическое увеличение силы растяжения ленты на величину $\Delta S = 6,4...9,6$ кН. Это соответствует 1,07...1,6 % номинальной прочности ленты на растяжение (600 кН).

При соответствии овальности обечайки требованиям [2], например, при $h = R_0/134$ $\Delta L_{90} = 0,015R_0$, $\Delta L_{225} = 0,0075R_0$. Относительное удлинение $\varepsilon = 0,0012$ и $0,0006$ ($L_c/R_0 = 12,5$ $\phi_0 = 90^\circ$ и 225°) вызывает периодическое увеличение силы растяжения ленты $\Delta S = 3,83...1,91$ кН. Это соответствует 0,64...0,32 % номинальной прочности ленты на растяжение (600 кН).

Углы охвата $\phi_0 \sim 90^\circ$, например, отклоняющих барабанов на коротких питателях вызывают периодическое дополнительное удлинение ε и периодическое изменение силы растяжения ленты S примерно 2 раза большие, чем при $\phi_0 \sim 225^\circ$.

Оценка влияния искривления продольной оси обечайки барабана на длину теоретического контура ленты

При постоянной овальности по длине обечайки удлинение ε и силу растяжения ленты S можно считать равно-

мерно распределенными по ширине ленты. При искривлении продольной оси обечайки удлинение ε и сила растяжения

ленты S неравномерно распределены по ширине ленты. Наибольшее периодическое дополнительное удлинение ε происходит в середине ленты. Если диаметр трубы остается постоянным, то искрив-

ления продольной оси обечайки эквивалентно эксцентриситету поперечного сечения в середине обечайки по отношению к поперечным сечениям на краях обечайки (рис. 1).

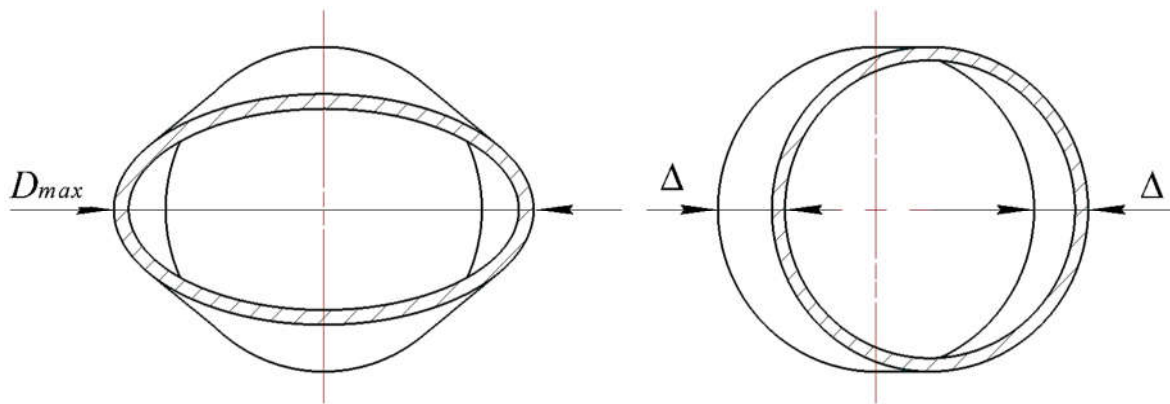


Рис. 1. Поперечные разрезы овальной обечайки (слева) и обечайки с искривлением продольной оси (справа)
Fig. 1. Cross sections of an oval shell (left) and a shell with a warp of the longitudinal axis (right)

На конвейере с неподвижными осями барабанов искривление продольной оси обечайки одного барабана вызывает изменение длины Δ_L теоретического замкнутого контура ленты в середине обечайки по сравнению с краем обечайки по закону $\Delta_L = \Delta \sin \varphi$. Δ_L не зависит от угла охвата φ_0 . Тогда размах Δ_L равен 2Δ , относительное удлинение середины ленты

$$\varepsilon = \Delta_L / L_c = \Delta \sin \varphi / L_c.$$

Сравним изменение длины Δ_L теоретического замкнутого контура ленты на конвейере из-за овальности и из-за искривления продольной оси обечайки при соблюдении требований п. 6.5.3 [2]. У искривленной обечайки барабана длиной $l_o =$

1500 мм и $D_o = 800$ мм размах Δ_L изменения длины теоретического замкнутого контура ленты равен 6 мм. У овальной обечайки барабана изменение длины дуги охвата лентой овального барабана $\Delta L_{90} = 6$ мм, $\Delta L_{225} = 3$ мм.

Таким образом, для рассмотренных данных искривление продольной оси обечайки барабана вызывает в 2 раза большее изменение длины теоретического замкнутого контура ленты конвейера по сравнению с овальностью обечайки при $\varphi_0 = 225^\circ$. При $\varphi_0 = 90^\circ$ овальность и искривление продольной оси обечайки приводят к одинаковому удлинению ε и периодическое изменение силы растяжения ленты.

Описание компьютерной модели короткого ЛК

Для исследования влияние овальности приводного барабана на работу ЛК проведем компьютерное моделирование движения ленты короткого ЛК с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» (УМ) [18].

Компьютерная модель короткого ЛК (УМ-модель) включает приводной и тормозной (натяжной) барабаны, замкнутую ленту, представленную 36 телами (ТЛ),

соединенными упруго-диссипативными элементами (УДЭ) [19]. Каждое ТЛ имеет 2 степени свободы: перемещения вдоль осей X и Y .

Ось вращения приводного барабана неподвижна (совпадает с осью X системы координат), а ось тормозного барабана закреплена на ползуне, соединенным с грузовым натяжным устройством (НУ), и может перемещаться вдоль оси Y (рис. 2).

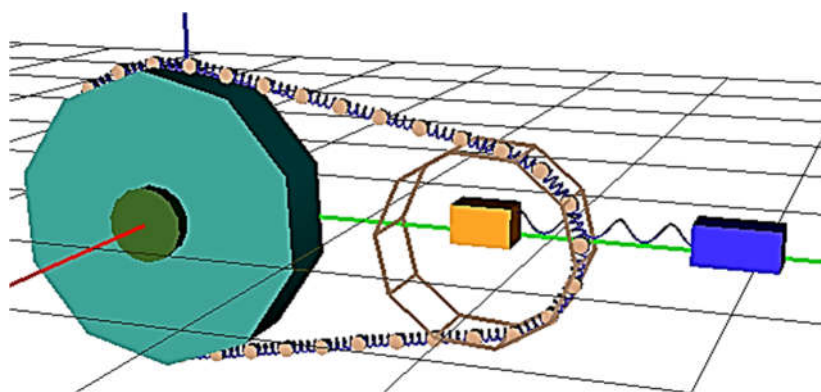


Рис. 2. УМ-модель короткого ЛК
Fig. 2. UM-model of a short belt conveyer

УМ-модель включает силу трения скольжения ползуна тормозного барабана по направляющей F_{ny} и упруго-диссипативную силу растяжения каната груза.

Контактное взаимодействие ленты с барабанами представлено контактными силами «точки-окружность» и моделью Стрибека. Осевую составляющую силы натяжения ленты, возникающую при перекосе барабана относительно номинального положения [20] не учитываем.

Каждое ТЛ имеет одну контактную точку, окружность контакта принадлежит барабану. Средние значения радиусов R_0 приводного и тормозного барабанов одинаковы. Приводной барабан – овалный, тормозной – цилиндрический без овалности.

Длина УДЭ на дуге охвата приводного барабана радиусом 0,4 м изменяется от 0,105 до 0,103 м при изменении силы растяжения ленты $S = 30,7...18,3$ кН. В среднем на половине окружности барабана одновременно находится 12 ТЛ, а радиус R изменяется на $2h$. Радиус контакта соседних ТЛ с барабаном отличается на $2h/12 = h/6$. В параметрах контактов ТЛ с приводным барабаном указываем радиус окружности контакта от $R_0 - h$ до $R_0 + h$ с шагом $h/6$. Количество ТЛ контура ленты должно быть кратно ко-

личеству ТЛ на дуге охвата овалного барабана.

Зависимость крутящего момента приводного барабана M_1 от его угловой скорости ω_1 задано формулой согласно типу используемого привода. Сопротивление движению конвейерной ленты реализовано на тормозном барабане. Момент сопротивления M_2 вращению тормозного барабана представлен линейной зависимостью

$$M_2 = M_{C0} + M_{C1}\omega_2, \quad (1)$$

где M_{C0} и M_{C1} – коэффициенты, ω_2 – угловая скорость тормозного барабана.

Значения параметров УМ-модели: погонная масса ленты – 16 кг/м; длина нерастянутой ленты, представляемая одним ТЛ – 0,1 м; жесткость ленты на растяжение $E_0 = 600$ кН; жесткость УДЭ – 6 МН/м; коэффициент диссипации УДЭ – 5,6 кН·с/м; $M_{C0} = 2500$ Н·с·м; $M_{C1} = 500$ Н·м; $R_0 = 0,4$ м; $\phi_0 = \pi$.

С учетом рекомендации стандарта [21] приняты следующие значения модели трения [18] резиновой обкладки ленты по стальной обечайке: $f_0 = 0,32$, $f_\infty = 0,35$; $v_s = 0,01$ м/с, $v = 0$. Коэффициент контактной жесткости – 1,0·МН/м, коэффициент контактной диссипации – 0,01 МН·с/м. Масса груза НУ – 5000 кг, жесткость каната НУ – 500 кН/м, $F_{ny} = 192$ Н.

Результаты моделирования

При синхронном электроприводе (СЭП) крутящий момент приводного барабана M_1 остается постоянным. Первоначально проведено моделирование

установившегося режима при постоянном моменте $M_1 = 5000$ Н·м и отсутствии овалности барабана ($h = 0$), затем при повышенной ($h = 6$ мм и $h = 20$ мм)

овальности. Результаты моделирования установившегося режима (табл. 1) показали, что при отсутствии овальности средние квадратичные отклонения (СКО) угловых скоростей барабанов ω_1 , ω_2 , пе-

ремещений оси тормозного барабана y_2 незначительны. В табл. 1–4 значения указаны в единицах международной системы.

Таблица 1

Результаты моделирования работы ЛК с СЭП

Table 1

Simulation results of belt conveyer operation with SEP

h	ω_{10}	ω_{20}	СКО ω_1	СКО ω_2	СКО y_2	СКО M_f
0	4,994	4,836	0,030	0,029	0,0005	130
0,006	4,872	4,756	0,083	0,078	0,0009	153
0,02	4,612	4,580	0,261	0,249	0,0028	172

СКО момент сил трения ленты по поверхности приводного овального барабана M_f составляют 2,6 % M_1 . Максимальные значения сил растяжения S_{max} разных УДЭ различаются менее, чем на 1 %

(рис 3а). Максимальные значения нормальных составляющих N_{max} сил контакта ТЛ с приводным барабаном (рис 3б) отличаются менее чем на 5 %.

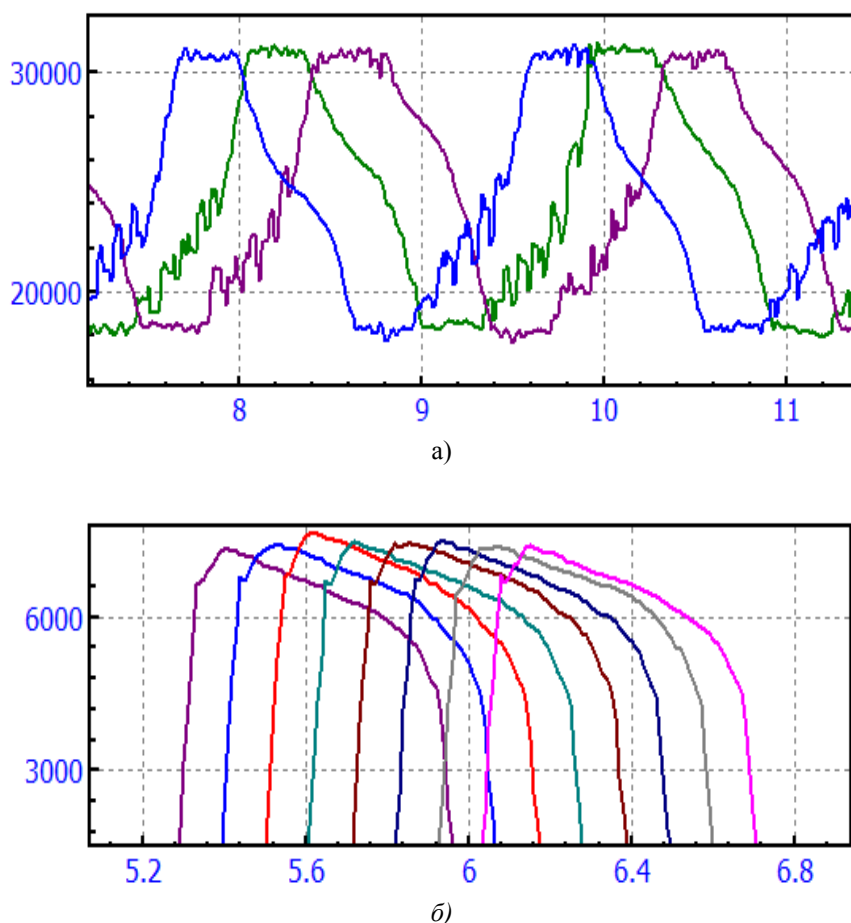


Рис. 3. Графики сил растяжения S УДЭ №№ 6, 13 и 19 - а; нормальных составляющих сил контакта ТЛ №№ 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13 и 19 с приводным барабаном - б при $h = 0$
 Fig. 3. Graphs of tensile forces S UDE No. 6, 13 and 19- а; normal component forces contact TL №№ 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13 and 19 with a drive pulley-б at $h = 0$

С увеличением овальности средние значения угловых скоростей барабанов ω_{10} и ω_{20} уменьшаются, СКО угловых скоростей барабанов ω_1 и ω_2 , перемещения оси тормозного барабана y_2 , момента сил тре-

ния M_f ленты на приводном барабане увеличиваются.

При $h = 0,02$ м максимальные значения нормальных составляющих N_{max} сил контакта изменяются от 6,4 до 8,82 кН (рис. 4).

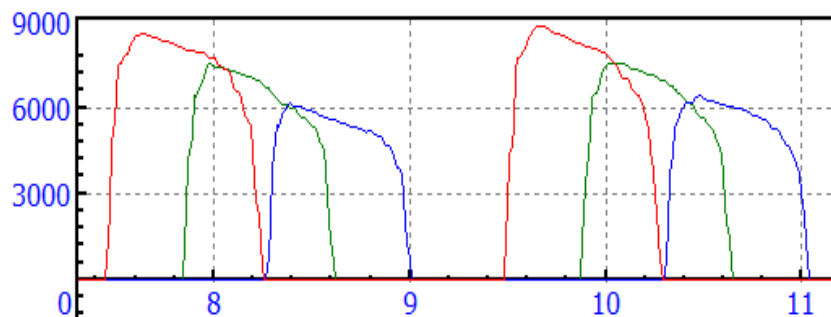


Рис. 4. Графики сил контакта N_{max} ТЛ №№ 6, 13 и 19 с приводным барабаном при $h = 0,02$ м
Fig. 4. Graphs of contact forces N_{max} TL No. 6, 13 and 19 with a drive pulley at $h = 0.02$ m

При асинхронном электроприводе (АЭП) крутящий момент приводного барабана зависит от угловой скорости приводного барабана ω_1

$$M_1 = M_{nom}(1 - \omega_1 / \omega_s) / \varepsilon_k,$$

где M_{nom} – номинальный крутящий момент приводного барабана, ε_k – номинальное электромеханическое скольжение элек-

тродвигателя, ω_s – синхронная угловая скорость приводного барабана.

В табл. 2 приведены результаты моделирования установившегося режима при одинаковых средних значениях радиусов приводного и тормозного барабанов $R_0 = 0,4$ м.

Таблица 2

Результаты моделирования работы ЛК с АЭП

Table 2

Simulation results of belt conveyor operation with AEP

h	ω_{10}	ω_{20}	СКО ω_1	СКО ω_2	СКО y_2	СКО M_f
0	4,992	4,838	0,0033	0,0339	0,0005	123
0,006	4,990	4,871	0,0047	0,0379	0,0011	127
0,02	4,984	4,95	0,0107	0,0665	0,0035	256

При моделировании ЛК с АЭП ($M_{nom} = 5000$ Н·м; $\omega_s = 5,2$ рад/с; $\varepsilon_k = 0,04$) увеличение овальности приводного барабана также уменьшает среднее значение угловой скорости приводного барабана ω_{10} , но увеличивает среднюю угловую скорость тормозного барабана ω_{20} и приводной момент M_1 . СКО угловых скоростей барабанов, перемещение оси тормозного барабана, момента сил трения ленты на приводном барабане увеличиваются. Четыре наибольших пика спектральной плотности

мощности функций $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$, $y_2(t)$, $M_f(t)$ соответствуют частотам 1,07, 1,57 и 2,15 19,1 Гц при частоте вращения барабана $\omega_1 / 2\pi \approx 0,79$ Гц. t – время.

Результаты моделирования установившегося режима работы ЛК с АЭП и разными средними значениями радиусов приводного и тормозного барабанов (0,4 м и 0,25 м) приведены в табл. 3.

При расстоянии между осями барабанов $l_1 = 0,854$ м угол охвата овального приводного барабана $\phi_0 = 200^\circ$. С учетом

изменения угловой скорости тормозного барабана при его радиусе 0,25 м коэффициенты формулы (1) принимают значения $M_{C0} = 1562,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{C1} = 195,31 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Качественные закономерности результатов моделирования ЛК с АЭП и разными радиусами приводного и тормоз-

ного барабанов (табл. 3) не изменились по сравнению с результатами ЛК с АЭП и одинаковыми радиусами барабанов (табл. 2). В том числе частоты четырех наибольших пиков спектральной плотности мощности функций $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$, $y_2(t)$, $M_f(t)$.

Таблица 3

Результаты моделирования работы ЛК с АЭП

Table 3

Simulation results of belt conveyer operation with AEP

h	ω_{10}	ω_{20}	СКО ω_1	СКО ω_2	СКО y_2	СКО M_f
0	4,99	7,677	0,01	0,0694	0,0006	254
0,006	4,986	7,729	0,0101	0,0745	0,0011	253
0,02	4,980	7,852	0,0134	0,1071	0,0032	342

Несмотря на то, что длина L_c теоретического замкнутого контура ленты на конвейере при угле охвата овального барабана $\phi_0 = 180^\circ$ не изменяется, появление и увеличение овальности увеличивает неравномерность угловых скоростей вращения барабанов как при синхронном, так и при асинхронном приводе. Причиной возникновения осцилляций угловых скоростей барабанов, перемещений оси тормозного барабана и груза НУ является периодическое изменение момента M_f силы трения ленты по поверхности барабана вследствие изменения кривизны наружной поверхности овального барабана. Нормальная составляющая силы контакта и сила трения ленты с поверхностью барабана изменяются пропорционально кривизне с частотой контакта выпуклостей барабана с лентой ω_1/π (Гц).

Увеличение угла охвата ϕ_0 при увеличении отношения радиусов приводного и тормозного барабанов увеличивает неравномерность угловых скоростей вращения барабанов, перемещений ползуна и груза НУ.

При использовании АЭП овального барабана СКО угловых скоростей барабанов в несколько раз меньше по сравнению с приводом СЭП с постоянным крутящим моментом.

Энергетическую и силовую эффективность рассматриваемого ЛК оценим

через общие потери мощности на трение Δ_p и приведенный момент M_{np} сил вращения тормозного барабана.

Общие потери мощности на трение в УМ-модели ЛК Δ_p вычислим как разницу мощностей приводного M_1 и тормозного M_2 моментов

$$\Delta_p = M_1 \omega_1 - M_2 \omega_2.$$

Приведенный момент M_{np} вычислим из условия равенства мощностей, реализуемых приводным M_1 и приведенным M_{np} моментами.

$$M_{np1} = M_1 \omega_1 / \omega_2.$$

При вычислении Δ_p и M_{np} (табл. 4) использованы средние за время моделирования значения момента M_1 и угловых скоростей барабанов ω_{10} и ω_{20} .

В УМ-модели с синхронным приводом при увеличении овальности h потери Δ_p и приведенного момента M_{np} уменьшаются, а в УМ-моделях с асинхронным приводом увеличиваются. Причиной этого является увеличение крутящего момента M_1 асинхронным приводом в противоположность сохранению постоянным крутящего момента M_1 синхронного привода. Относительные потери мощности Δ_p/N_1 возрастают при увеличении овальности h для обоих типов приводов. Соответственно отношение моментов M_{np}/M_1 снижается при увеличении овальности h для обоих типов приводов.

Belt conveyer performance indicators

Привод	h	M_1	Δ_p	Δ_p/N_1	M_{np}	M_{np}/M_1
СЭП	0	5000	1187,0	0,0475	5163,4	1,033
	0,006	5000	1160,7	0,0476	5122,0	1,024
	0,02	5000	1121,8	0,0486	5034,9	1,007
АЭП ₁	0	5000,0	1161,8	0,0465	5159,2	1,032
	0,006	5048,1	1149,2	0,0456	5171,4	1,024
	0,02	5192,3	1265,8	0,0489	5228,0	1,007
АЭП ₂	0	5048,1	1860,6	0,0739	3281,2	0,650
	0,006	5144,2	1906,1	0,0743	3318,6	0,645
	0,02	5288,5	2001,1	0,0760	3354,1	0,634

$N_1 = M_1 \omega_1$ – мощность момента M_1 .

АЭП₁ – асинхронный электропривод с одинаковыми радиусами барабанов (0,4 м).

АЭП₂ – асинхронный электропривод с разными радиусами барабанов (0,4 м и 0,25 м).

Увеличение относительных потерь мощности Δ_p/N_1 из-за допустимой овальности составляет для обоих типов приводов менее 1 %, при повышенной овальности ($h = 20$ мм) – 2...4 %. В целом, потери мощности Δ_p и приведенного

момента M_{np} незначительны. При эксплуатации ЛК важнее другие негативные последствия овальности барабанов: увеличение вибрации и износа узлов ЛК, возникновение резонанса.

Заключение

Овальность обечайки барабана не приводит к изменению длины L_c теоретического замкнутого контура ленты на конвейере при наличии у поперечного сечения обечайки двух перпендикулярных осей симметрии и угле охвата лентой овального барабана $\phi_0 = 180^\circ$. При угле охвата лентой овального барабана ϕ_0 отличном от 180° овальность обечайки барабана приводит к изменению длины L_c теоретического замкнутого контура ленты.

Периодическое относительное удлинение ленты ε коротких питателей из-за повышенной овальности обечайки барабана может достигать значений 0,002...0,003 при $\phi_0 = 225^\circ$. Для резинотканевых лент относительное удлинение $\varepsilon = 0,002...0,003$ вызывает периодическую силу растяжения ленты порядка 1...1,5 % номинальной прочности ленты. На более длинных конвейерах относительное удлинение ленты ε намного меньше в зависимости от длины конвейера.

На коротких ленточных питателях овальность барабана, соответствующая

требованиям [2], вызывает незначительное периодическое растяжение ленты порядка 0,3 % номинальной прочности ленты.

Максимальное допускаемое ГОСТ 33228-2015 отклонение прямолинейности обечайки для рассмотренных расчетных данных создает в 2 раза большее кинематическое возмущение контактирующей с барабаном ленты, чем допускаемая овальность барабана с углом охвата $\phi_0 \sim 225^\circ$. При $\phi_0 \sim 90^\circ$ овальность и искривление продольной оси обечайки приводят к одинаковому периодическому удлинению и изменению силы растяжения ленты.

Использование компьютерной модели позволило установить характер движения ленты на приводном барабане с овальной обечайкой. Причиной возникновения осцилляций угловых скоростей барабанов, перемещений натяжного барабана и груза НУ является периодическое изменение момента силы трения ленты по поверхности барабана вследствие изменения кривизны наружной по-

верхности овального барабана. Нормальная составляющая силы контакта и сила трения ленты с поверхностью барабана изменяются пропорционально кривизне с частотой вращения барабана ω_1/π (Гц).

Хотя длина L_c теоретического замкнутого контура ленты на конвейере при угле охвата овального барабана $\varphi_0 = 180^\circ$ не изменяется, появление и увеличение овальности увеличивает неравномерность угловых скоростей вращения барабанов как при синхронном, так и при асинхронном приводе.

Превышение углом охвата φ_0 величины 180° при увеличении разницы радиусов приводного и натяжного барабанов увеличивает неравномерность угловых скоростей вращения барабанов, пе-

ремещений натяжного барабана и груза НУ. При использовании асинхронного привода овального барабана неравномерность угловых скоростей барабанов в несколько раз меньше по сравнению с приводом с постоянным крутящим моментом.

Увеличение относительных потерь мощности Δ_p/N_1 из-за допустимой овальности составляет для обоих типов приводов менее 1 %, при повышенной овальности ($h = 20$ мм) – 2...4 %. В целом, потери мощности Δ_p и приведенного момента M_{np} незначительны. Для обеспечения эффективной эксплуатации ЛК важнее учитывать другие негативные последствия овальности барабанов: увеличение вибрации и износа узлов конвейера, возникновение резонанса.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Реутов А.А. Монтаж, эксплуатация и ремонт ленточных конвейеров. Брянск: Изд-во БГТУ. 2008. -104 с. ISBN 5-89838-348-4.
2. ГОСТ 33228-2015. Трубы стальные сварные общего назначения. Технические условия. М: Стандартинформ. 2015. 32 с.
3. Zhu H., Zhu W.D., Fan W. Dynamic modeling, simulation and experiment of power transmission belt drives: A systematic review. *Journal of Sound and Vibration*. 2021; 491: 115759. DOI 10.1016/j.jsv.2020.115759
4. Wang X., Zhu W. Dynamic analysis of an automotive belt-drive system with a noncircular sprocket by a modified incremental harmonic balance method. *ASME J. Vib. Acoust.* 2017; 139: 011009.
5. Zhu H., Zhu W., Hu Y. Periodic response of a timing belt drive system with an oval cogged pulley and optimal design of the pitch profile for vibration reduction. *ASME J. Comput. Nonlinear Dyn.* 2018; 13: 011014.
6. Zhu H., Hu Y.M., Zhu W.D., Long H.Q. Dynamic responses of an engine front-end accessory belt drive system with pulley eccentricities via two spatial discretization methods. *Journal of Automobile Engineering* 2018; 232(3): 095440701770323. DOI10.1177/0954407017703231
7. Zhu H., Hu Y., Zhu W.D., et al. Multi-objective design optimization of an engine accessory drive system with a robustness analysis. *Appl. Math. Model.* 2020; 77: 1564–1581.
8. Zhu H., Hu Y., Zhu W.D. Optimal design of an autotensioner in an automotive belt drive system via a dynamic adaptive PSO-GA. *ASME J. Mech. Des.* 2017; 139: 093302.
9. Zhu H., Zhu W.D., Hu Y.M., Wang X.F. Periodic response of a timing belt drive system with an oval cogged pulley and optimal design of the pitch profile for vibration reduction. *ASME J. Comput. Nonlinear Dyn.* 2018; 13 (1): 011014.
10. Pellicano F., Fregolent A., Bertuzzi A., Vestroni F. Primary and parametric non-linear resonances of a power transmission belt: experimental and theoretical analysis. *J. Sound Vib.* 2001; 244 (4): 669–684.
11. Cepon G., Boltehar M. Dynamics of a belt-drive system using a linear complementarity problem for the belt–pulley contact description. *J. Sound Vib.* 2009; 319: 1019–1035.
12. Реутов А.А. Автоколебания ленты на приводном барабане конвейера. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2013. № 1. С. 189-191.
13. Реутов А.А. Моделирование приводов ленточных конвейеров. – Брянск: Изд-во БГТУ. 2011. -С. 131-134. ISBN 978-5-89838-550-7.
14. Kong L., Parker R.G. Vibration of an axially moving beam wrapping on fixed pulleys. *J. Sound Vib.* 2005; 280 (3–5): 1066–1074.
15. Kaczmarczyk S., Mirhadizadeh S. Quasi-stationary mechanics of elastic continua with bending stiffness wrapping on a pulley system, *J. Phys.* 2016; 721: 012011.
16. Suweken G., Van Horssen W.T. On the weakly nonlinear, transversal vibrations of a conveyor belt with a low and time-varying velocity, *Nonlin. Dyn.* 2003; 31 (2): 197–223.
17. Kong L., Parker R.G. Steady state mechanics of belt-pulley systems, *ASME J. Appl. Mech.* 2005; 72 (1): 25–34.

18. Universal Mechanism. Mechanical System as an Object for Modeling. User's manual. 2020. URL: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/02_um_technical_manual.pdf.
19. Reutov A.A. Modeling of the flexible belt motion on the drive pulley of woodworking equipment. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Volume 392, International scientific and practical conference "Forest ecosystems as global resource of the biosphere: calls, threats, solutions"

23–24 October 2019, Voronezh, Russia. DOI 10.1088/1755-1315/392/1/012056.

20. Реутов А. А. Моделирование взаимодействия ленты с перекошенным барабаном конвейера. Известия УГГУ. 2019. Вып. 3(55). С. 133-140. DOI 10.21440/2307-2091-2019-3-133-140.
21. DIN 22101 Continuous conveyors. Belt conveyors for loose bulk materials. Basis for calculation and dimensioning. English translation of DIN 22101:2011-12. Deutsches Institut für Normung, Berlin.

REFERENCES

1. Reutov AA. Installation, operation and repair of belt conveyors. Bryansk: Publishing house of BSTU; 2008.
2. GOST 33228-2015. Steel welded pipes for general purposes. Specifications. Moscow: Standartinform; 2015.
3. Zhu H, Zhu WD, Fan W. Dynamic modeling, simulation and experiment of power transmission belt drives: systematic review. Journal of Sound and Vibration. 2021;491:115759. DOI 10.1016/j.jsv.2020.115759.
4. Wang X, Zhu W. Dynamic analysis of an automotive belt-drive system with a noncircular sprocket by a modified incremental harmonic balance method. ASME J. Vib. Acoust. 2017;139:011009.
5. Zhu H, Zhu W, Hu Y. Periodic response of a timing belt drive system with an oval cogged pulley and optimal design of the pitch profile for vibration reduction. ASME J. Comput. Nonlinear Dyn. 2018;13:011014.
6. Zhu H, Hu YM, Zhu WD, Long HQ. Dynamic responses of an engine front-end accessory belt drive system with pulley eccentricities via two spatial discretization methods. Journal of Automobile Engineering 2018;232(3):095440701770323. DOI10.1177/0954407017703231
7. Zhu H, Hu Y, Zhu WD. Multi-objective design optimization of an engine accessory drive system with a robustness analysis. Appl. Math. Model. 2020;77:1564–1581.
8. Zhu H., Hu Y., Zhu W.D. Optimal design of an autotensioner in an automotive belt drive system via a dynamic adaptive PSO-GA. ASME J. Mech. Des. 2017; 139: 093302.
9. Zhu H, Zhu WD, Hu YM, Wang XF. Periodic response of a timing belt drive system with an oval cogged pulley and optimal design of the pitch profile for vibration reduction. ASME J. Comput. Nonlinear Dyn. 2018;13(1):011014.
10. Pellicano F, Fregolent A, Bertuzzi A, Vestroni F. Primary and parametric non-linear resonances of a power transmission belt: experimental and theoretical analysis. J. Sound Vib. 2001;244(4):669–684.

11. Cepon G, Boltehar M. Dynamics of a belt-drive system using a linear complementarity problem for the belt–pulley contact description. J. Sound Vib. 2009;319:1019–1035.
12. Reutov AA. Self-oscillation of the belt on the conveyor drive pulley. Mining Informational and Analytical Bulletin. 2013;1:189-191.
13. Reutov AA. Modeling of belt conveyor drives. Bryansk: Publishing House of BSTU; 2011.
14. Kong L, Parker RG. Vibration of an axially moving beam wrapping on fixed pulleys. J. Sound Vib. 2005;280(3–5):1066–1074.
15. Kaczmarczyk S, Mirhadizadeh S. Quasi-stationary mechanics of elastic continua with bending stiffness wrapping on a pulley system, J. Phys. 2016;721:012011.
16. Suweken G, Van Horssen WT. On the weakly nonlinear, transversal vibrations of a conveyor belt with a low and time-varying velocity, Nonlin. Dyn. 2003;31(2):197–223.
17. Kong L, Parker RG. Steady state mechanics of belt-pulley systems, ASME J. Appl. Mech. 2005;72(1):25–34.
18. Universal Mechanism. Mechanical System as an Object for Modeling. User's manual [Internet]. 2020. Available from: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/02_um_technical_manual.pdf.
19. Reutov AA. Modeling of the flexible belt motion on the drive pulley of woodworking equipment. International Scientific and Practical Conference 23–24 October 2019: Forest Ecosystems as Global Resource of the Biosphere: Calls, Threats, Solutions; Voronezh (RF); 2019. DOI 10.1088/1755-1315/392/1/012056.
20. Reutov AA. Modeling the interaction of the belt with a skewed conveyor pulley. News of the Ural State Mining University. 2019;3(55):133-140. DOI 10.21440/2307-2091-2019-3-133-140.
21. DIN 22101 Continuous conveyors. Belt conveyors for loose bulk materials. Basis for calculation and dimensioning. English translation of DIN 22101:2011-12. Berlin: Deutsches Institut für Normung.

Информация об авторе:

Реутов Александр Алексеевич – доктор технических наук, профессор Брянского государственного технического университета.

Reutov Aleksandr Alekseevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Bryansk State Technical University.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 13.02.2026; одобрена после рецензирования 05.06.2026; принята к публикации 26.06.2026. Рецензент – Анцев В.Ю., доктор технических наук, профессор Тульского государственного университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 13.02.2026; approved after review on 05.06.2026; accepted for publication on 26.06.2026. The reviewer is Antsev V.Yu., Doctor of Technical Sciences, Professor of Tula State University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.

* * *
** ** **

Продолжается подписка на научно-технический журнал «Транспортное машиностроение» на 2026 год

Подписку на журнал можно оформить, начиная с любого месяца, в почтовом отделении. Подписные индексы по интернет-каталогу «Пресса по подписке» – Э80859 – https://www.akc.ru/itm/vestnik-bry_anskogo-gosudarstvennogo-tehnic_heskogo-universiteta/ и Объединенному каталогу «Пресса России» – 80859.

Стоимость подписки на минимальный срок – от 4846 руб.

Информация об опубликованных статьях регулярно направляется в систему Российского индекса научного цитирования (РИНЦ) – <https://www.elibrary.ru/contents.asp?titleid=79505>.

Сайт электронной редакции журнала: <https://bstu.editorum.ru/ru/nauka/journal/169/view>
E-mail: trans-eng@tu-bryansk.ru.

Журнал входит в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук (категория К2) по группам научных специальностей:

- 2.5. Машиностроение (2.5.2; 2.5.3; 2.5.5; 2.5.6; 2.5.8),
- 2.6. Химические технологии, науки о материалах, металлургия (2.6.1; 2.6.17),
- 2.9. Транспортные системы (2.9.1; 2.9.3; 2.9.5).