

УДК 622.647.2

д.т.н. Корнеев С. В.,  
к.т.н. Доброногова В. Ю.,  
Долгих В. П.

(ДонГТИ, г. Алчевск, ЛНР, vidofea@gmail.com)

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСОВОЙ НАГРУЗКИ В РОЛИКООПОРАХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Приводятся результаты компьютерного моделирования в программном комплексе ANSYS Workbench распределения весовой нагрузки между средним и боковыми роликами трехроlikовой опоры ленточного конвейера. Установлена зависимость коэффициента распределения весовой нагрузки от величины самой нагрузки и натяжения ленты. Приведен пример расчета сопротивлений движению ленты от вращения роликов при различных значениях коэффициента распределения весовой нагрузки.

**Ключевые слова:** ленточный конвейер, роlikоопоры, роlikи, весовая нагрузка, распределение нагрузок, сопротивление от вращения роlikов.

**Проблема и её связь с научными и практическими задачами.** Энергопотребление ленточного конвейера, а также долговечность его тягового органа (ТО) и роlikоопор в значительной степени определяются сопротивлениями движению тягового органа. Разрабатываются все новые мероприятия по снижению сопротивлений движению и (или) потребления электрической энергии, для обоснования которых общепринятые интегральные методы тягового расчета оказываются недостаточно точными, так как не учитывают влияния на коэффициенты сопротивления движению целого ряда факторов, в том числе, например, управляемых в процессе эксплуатации скорости и (или) натяжения ленты. В связи с возросшими возможностями вычислительной техники получают распространение учитывающие большее число факторов и потому более точные дифференциальные методы расчета сопротивлений движению, согласно которым последовательно, по мере обхода тягового контура, определяются и суммируются сопротивления движению на каждой роlikоопоре. При таком подходе отдельно рассчитываются имеющие разную физическую природу сопротивления движению, которые возникают в процессе деформирования ленты с грузом при вда-

ливании роlikов в резиновые обкладки и при ее изгибах, а также сопротивления от вращения роlikов. Методика расчета и роль сопротивлений, связанных с деформациями ленты и груза, достаточно подробно рассмотрены, например, в работе [1]. Также имеется некоторая информация о сопротивлениях и коэффициентах сопротивления движению ленты от вращения роlikов.

Известно, что коэффициент сопротивления движению конвейерной ленты от вращения роlikов  $w_{ер}$  зависит от скорости вращения, конструкции роlikов и состояния их узлов уплотнения, уровня заполнения смазкой, нагрузки на подшипники и температуры окружающей среды.

В работе [2] опытным путем установлено, что коэффициент сопротивления вращению  $w_{ер}$ , определяемый конструкцией ролика и его подшипникового узла, составляет 17...20 % от общего коэффициента сопротивления движению  $w_0$ . С увеличением нагрузки на ролик коэффициент  $w_{ер}$  уменьшается, приближаясь к постоянному значению 0,004...0,006.

В работе [3], основывающейся на стандарте СЕМА (Conveyor Equipment Manufacturers Association), который считается общепринятым в Европе, показано, что коэффициент  $w_{ер}$  не превышает 0,003, что составляет 6 % от  $w_0$ .

В работе [4] получены значения коэффициента  $w_{ep}$  на уровне 0,008. Установлено, что при окружной скорости 5 м/с и радиальной нагрузке 1400 Н сопротивление движению при осевой силе 500 Н на 18 % больше, чем при осевой нагрузке, равной нулю. Это указывает на необходимость учета осевого воздействия в боковых роликах, которое определяется углом наклона этих роликов.

Существуют различные эмпирические формулы для определения сил сопротивления от вращения как отдельных роликов, так и всех роликов опоры в целом [5, 6].

Например, для определения силы сопротивления движению от вращения роликов трехроликовой опоры рекомендуется применять формулу (в нашей редакции) [5]

$$W_{ep} = 3[C_1 + C_2v + \Delta W_{ep}(\theta)] + C_p(P_{p.c} + 2P_{p.b}) + 2C_oP_{o.b}, \quad (1)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  — конструктивные константы, соответствующие типу уплотнений;  $P_{p.c}$  и  $P_{p.b}$ ,  $P_{o.b}$  — радиальные ( $p$ ) и осевая ( $o$ ) составляющие весовой нагрузки на средний ( $c$ ) и боковой ( $b$ ) ролики;  $C_o$  и  $C_p$  — коэффициенты осевой и радиальной нагрузок;  $\Delta W_{ep}(\theta)$  — составляющая сопротивления вращению, зависящая от температуры окружающей среды  $\theta$ ,

$$\Delta W_{ep}(\theta) = k_0 e^{-(k_1 + k_2\theta)}, \quad (2)$$

где  $k_0$ ,  $k_1$  и  $k_2$  — экспериментально устанавливаемые коэффициенты, учитывающие тип смазки и окружную скорость ролика, равную скорости движения ленты  $v$ .

Следует понимать, что

$$P = (\rho + \rho_l)gl_p \cos \beta, \\ P = P_{p.c} + 2(P_{p.b} + P_{o.b}), \quad P_c = P_{p.c}, \\ P_{o.b} = 0,5P_b \sin \alpha, \quad P_{p.b} = 0,5P_b \cos \alpha,$$

где  $P$  — весовая нагрузка на ролик-опору от ленты с грузом;  $\rho$  и  $\rho_l$  — погонные массы, соответственно, груза и ленты;  $g$  — ускорение свободного падения;

$l_p$  — расстояние между ролик-опорами;  $\beta$  — угол установки конвейера  $P_b$  — суммарная весовая нагрузка, приходящаяся на боковые ролики;  $P_c$  — весовая нагрузка, приходящаяся на средний ролик;  $\alpha$  — угол наклона боковых роликов.

Коэффициент сопротивления при вращении ролика определяется по формуле

$$w_{ep}(\rho, v, \theta) = W_{ep}(\rho, v, \theta) / P_m, \quad (3)$$

где  $P_m$  — нагрузка на ролик-опору, обычно принимаемая в типовых методиках тягового расчета,  $P_m = (\rho + \rho_l + \rho_p)gl_p \cos \beta$ ;  $\rho_p$  — приведенная к ленте масса вращающихся частей роликов.

Из выражений (1–3) видно, что сопротивление и коэффициент сопротивления движению ленты от вращения роликов зависят от сил  $P_{p.o}$ ,  $P_{p.b}$  и  $P_{o.b}$ , а также от соотношения между ними, которое, как показывает опыт, определяется цилиндрической жесткостью ленты и весовой нагрузкой  $P$ .

По мнению ряда авторов [5, 7, 8], на средний ролик приходится 70 %, а на оба боковых ролика — 30 % от весовой нагрузки на ролик-опору, поэтому расчеты роликов на прочность и долговечность обычно проводятся для наиболее нагруженного среднего ролика. Однако на практике известны случаи, когда при достаточно жесткой в поперечном направлении ленте и порожнем или мало загруженном конвейере, что возможно при неравномерных грузопотоках, ТО не касается среднего ролика. При этом вся нагрузка приходится на боковые ролики, что, кроме всего прочего, несомненно, отразится на сопротивлениях движению ленты, а также приведет к повышенному износу ее бортов и боковых роликов.

**Постановка задачи.** При определении сил и коэффициентов сопротивления движению ленты от вращения роликов, а также при проведении прочностных и прочих расчетов конструктивных элементов роликов необходимо учитывать реальное распределение весовой нагрузки между роли-

ками опоры, которое остается недостаточно изученным.

В связи с этим **целью** настоящей работы является исследование методами компьютерного моделирования в программном комплексе ANSYS Workbench распределения весовой нагрузки между роликами трехроликовой опоры ленточного конвейера, а затем и зависимости сопротивлений движению ленты, возникающих при вращении роликов, от величины этой весовой нагрузки и натяжения ленты.

**Объект исследования** — процесс распределения весовой нагрузки между роликами трехроликовой опоры ленточного конвейера.

**Предмет исследования** — зависимости сопротивления движению ленты от вращения роликов от величины распределения весовой нагрузки и натяжения ленты.

**Задачи** исследования:

– определение влияния степени загрузки конвейерного става на отношение нагрузок, приходящихся на средний и боковые ролики;

– определение влияния показателя загрузки конвейерного става на величину коэффициента сопротивления от вращения роликов.

**Изложение материала и его результаты.** Введем коэффициент весовой нагрузки

$$\lambda = P_c / P_b. \quad (4)$$

Тогда доли весовой нагрузки, приходящиеся на боковые и средний ролики роликоопоры, будут определяться по формулам

$$\frac{P_b}{P} = \frac{1}{1 + \lambda}, \quad (5)$$

$$\frac{P_c}{P} = \frac{\lambda}{1 + \lambda}. \quad (6)$$

Метод построения модели системы «груз — лента — роликоопоры» (ГЛР), моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов этой системы, а затем определения тангенциальных нагрузок на ролики (иначе — сопротивлений движе-

нию ленты от ее деформирования при прохождении роликоопоры) и радиальных нагрузок, необходимых для определения  $W_{вр}$ , с применением программного комплекса ANSYS Workbench отражен в работе [9]. Суть метода заключается в проведении компьютерного эксперимента, аналогичного физическому эксперименту, в котором определяются реакции неподвижных опорных конструкций на воздействие ленты.

Для получения зависимостей  $P_c$ ,  $P_b$  и  $\lambda$  от наиболее значимых факторов была проведена серия компьютерных экспериментов, суть которых отражает кибернетическая модель системы ГЛР (рис. 1), в которой входными переменными являются:  $S$  — натяжение ТО, кН;  $v$  — скорость движения ТО, м/с;  $\rho$  — погонная масса груза, кг/м.

Ниже, в качестве примера, оценивается влияние на величины  $P_c$ ,  $P_b$ ,  $\lambda$  и  $w_{вр}$  степени загрузки и натяжения ТО грузовой ветви горизонтального шахтного ленточного конвейера 1Л800Д, в котором применяются: лента EP-800/4-5+2 с погонной массой 13,8 кг/м и роликоопоры ГЖ80-108-30 с роликами диаметром 108 мм. Принимаются следующие исходные данные: масса вращающихся частей ролика  $m_{р.з}$  — 5,9 кг; расстояние между роликоопорами верхней ветви — 1,2 м; скорость конвейера — 2 м/с. Погонная масса груза  $\rho$  варьируется от 0 до максимально допустимого значения  $\rho_{дон}$ , равного 70 кг/м.

На рисунках 2 и 3 представлены графические зависимости величин  $P_c$  и  $P_b$  от натяжения ленты и от принимаемого показателя загрузки ленты  $\delta$ , равного отношению суммы погонной массы груза  $\rho$  и погонной массы ленты  $\rho_l$  к максимально допустимому значению этой суммы, то есть от величины  $\delta = (\rho + \rho_l) / (\rho_{дон} + \rho_l)$ .

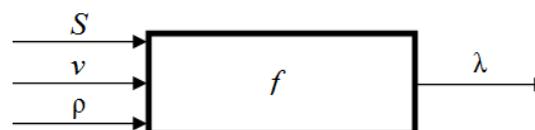
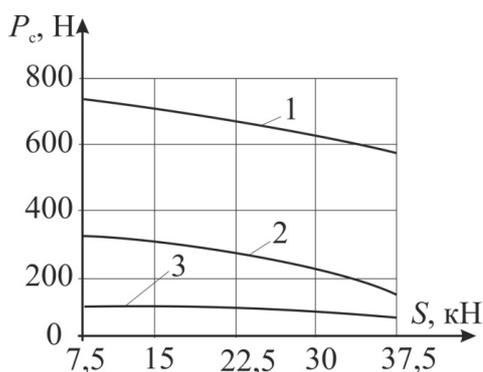
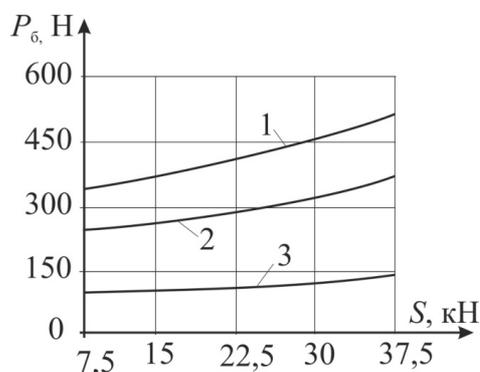


Рисунок 1 Кибернетическая модель системы ГЛР



1, 2, 3 — показатель загрузки ленты, равный соответственно 1, 0,5 и 0,2

Рисунок 2 Графики зависимости  $P_c$  от натяжения тягового органа конвейера 1Л800Д



1, 2, 3 — показатель загрузки ленты, равный соответственно 1, 0,5 и 0,2

Рисунок 3 Графики зависимости  $P_b$  от натяжения тягового органа конвейера 1Л800Д

Увеличение натяжения грузовой ветви, что наблюдается при ее обходе по контуру, от 7,5 до 37,5 кН приводит к нелинейному снижению нагрузки  $P_c$  на средний ролик на 21...34 % и к возрастанию нагрузки  $P_b$  на 27...48 %.

Также в результате компьютерного моделирования получены зависимости отношения  $\lambda$  от  $\delta$ .

При  $0,2 \leq \delta \leq 1$  и натяжении, равном 7,5 кН, получено

$$\lambda = P_c / P_b = 1,39\delta^2 + 0,14\delta + 0,72. \quad (7)$$

Графики полученных зависимостей  $P_c$ ,  $P_b$  и  $\lambda$  от  $\delta$  отражены на рисунке 4.

Установлено, что распределение нагрузки между средним и боковыми роликами, как принято считать, в соотношении 70 и 30 % отвечает лишь частному случаю полной загрузки ленты. По мере снижения уровня заполнения конвейерного става от максимального значения ( $\delta=1$ ) до минимального ( $\delta=0,2$ , на ролики действует порожняя лента) нагрузки на средний и боковые ролики уменьшаются на 87 и 63 % соответственно. При этом соотношение  $P_c/P_b$  снижается с 2,33 до 0,8.

Сопротивления и коэффициент сопротивления движению ленты от вращения роликов определялись при коэффициентах осевой  $C_o$  и радиальной  $C_p$  нагрузок, равных соответственно  $10^{-4}$  и  $1,6 \cdot 10^{-4}$  [5], температуре окружающей среды  $\theta$ , равной 20 °С, и коэффициентах  $k_0$ ,  $k_1$  и  $k_2$ , равных соответственно 9, 2,3 и 0,07 [5].

При  $\rho$ , равном  $\rho_{дон}$ , то есть при  $\delta=1$  и  $\lambda=2,33$ , радиальная нагрузка среднего ролика составит

$$P_{p.c} = \frac{\lambda}{1+\lambda} \cdot (\rho + \rho_l) g l_p \cos \beta + m_p g = \frac{2,33}{1+2,33} \cdot (70+13,8) \cdot 9,81 \times \times 1,2 \cos 0 + 5,9 \cdot 9,81 = 748,4 \text{ Н.}$$

Радиальная и осевая нагрузки боковых роликов

$$P_{p.b} = \left[ \frac{1}{1+\lambda} \cdot (\rho + \rho_l) g l_p \cos \beta + m_p g \right] \cos \alpha = \left[ \frac{1}{1+2,33} \cdot (70+13,8) \cdot 9,81 \times \times 1,2 \cos 0 + 5,9 \cdot 9,81 \right] \cos 30^\circ = 306,4 \text{ Н.}$$

$$P_{o.b} = \left[ \left( \frac{1}{1+\lambda} \cdot (\rho + \rho_l) \right) g l_p \cos \beta + m_p g \right] \sin \alpha = [(0,30 \cdot (70+13,8)) \cdot 9,81 \times \times 1,2 \cos 0 + 5,9 \cdot 9,81] \sin 30^\circ = 176,9 \text{ Н.}$$

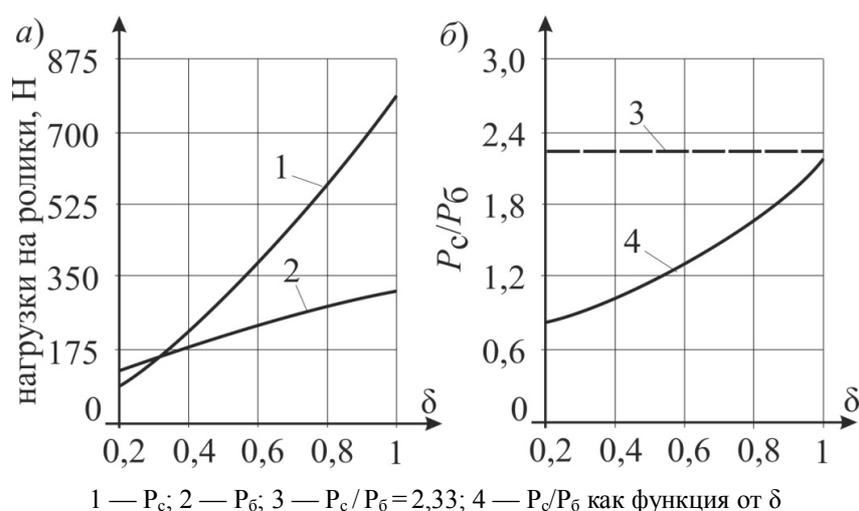


Рисунок 4 Графики зависимостей нагрузок на ролики (а) и отношения нагрузок на средний и боковые ролики  $P_c/P_6$  (б) конвейера 1Л800Д от показателя загрузки  $\delta$  ленты при  $S$ , равном 7,5 кН

Составляющая сопротивления вращению ролика, зависящая от температуры окружающей среды [5]

$$\Delta W_{вр}(\theta) = k_0 e^{-(k_1+k_2\theta)} = 9e^{-(2,3+0,07\cdot 20)} = 0,2225 \text{ Н.}$$

В роликах применяются лабиринтные уплотнения, для которых принимаются средние значения  $C_1$  и  $C_2$  из таблицы 1 [5],  $C_1 = 1,7 \text{ Н}$ ,  $C_2 = 0,45 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ .

Сила сопротивления вращению роликов определяется по формуле (1)

$$W_{вр} = 3(1,7 + 0,45 \cdot 2 + 0,2225) + 1,6 \cdot 10^{-4}(748,4 + 306,4) + 10^{-4} \cdot 176,9 = 8,65 \text{ Н.}$$

Погонная масса вращающихся частей роликкоопоры равна

$$\rho_p = m_p / l_p = 5,9 / 1,2 = 4,92 \text{ Н.}$$

Коэффициент сопротивления от вращения роликов, определяемый по формуле (3),

$$w_{вр} = \frac{8,65}{(70 + 13,8 + 4,92)9,81 \cdot 1,2 \cos 0} = 0,0083.$$

Аналогичные расчеты проведены и для других значений  $\delta$ . График полученной зависимости  $w_{вр}$  от уровня заполнения конвейерного става приведен на рисунке 5.

Установлено, что с увеличением показателя загрузки  $\delta$  ленты коэффициент сопротивления от вращения роликов снижается, что подтверждает выводы работы [2]. Максимальное значение  $w_{вр}(\rho, v, \theta)$  составляет 0,022 при минимальной величине  $\delta$ . При этом радиальные нагрузки на средний и боковые ролики практически совпадают и составляют 201 и 208 Н соответственно.

Таблица 1

Значения коэффициентов  $C_1$  и  $C_2$

Конструкция уплотнения ролика	$C_1$	$C_2$
лабиринтное	1,0...2,5 (1,7*)	0,35...0,55 (0,45*)
эластичное с кольцами типа «Nilos»	1,0...1,5 (1,2*)	0,2...0,5 (0,35*)

\*В скобках приводятся средние значения коэффициентов

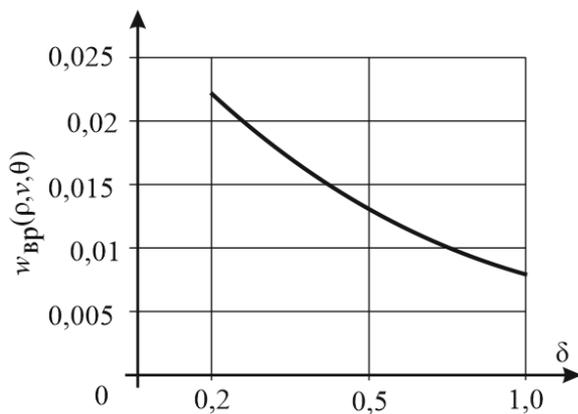


Рисунок 5 График зависимости  $w_{вр}(\rho, \nu, \theta)$  от показателя загрузки  $\delta$  ленты

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Выполненные исследования позволили сделать следующие выводы:

1. Отношение нагрузок, приходящихся на средний и боковые ролики, описывается

убывающей квадратичной зависимостью от степени загрузки конвейерного става. При максимальной загрузке става данное отношение приближается к общепринятому значению 2,33, а при порожнем конвейере (показатель загрузки — 0,2) отношение вследствие перераспределения нагрузок на ролики уменьшается до 0,8.

2. Величина коэффициента сопротивления от вращения роликов определяется показателем загрузки конвейерного става. При его максимальном значении составляет 0,008, а при минимальном — 0,022.

Дальнейшие исследования будут направлены на разработку методики тягового расчета ленточных конвейеров с учетом переменного отношения нагрузок, приходящихся на средний и боковые ролики.

#### Библиографический список

1. Долгих, В. П. Сопротивление движению конвейерной ленты, возникающее при прохождении роликоопоры [Текст] / В. П. Долгих, С. В. Корнеев // Горное оборудование и электромеханика. — Кемерово, 2015. — № 9. — С. 20–25.
2. Шпакунов, И. А. О сопротивлении вращению роликов ленточных конвейеров [Текст] / И. А. Шпакунов, В. Я. Пошивайло // Вопросы рудничного транспорта. — М. : Недра, 1967. — Вып. 10. — С. 62–68.
3. Reicks, A. V. Conveyor Models as Quantitative Platforms for Belt Conveyor Energy Options [Text] / A. V. Reicks // Bulk Solids Europe. — 2012. — №. 4. — P. 1–10.
4. Quaas, H. Der Laufwiderstand von Tragroller mit Fantachse. Bergbautechnik [Text] / H. Quaas // Wear. — 1970. — №. 8. — P. 404–410.
5. Шахмейстер, Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров [Текст] / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. — М. : Машиностроение, 1987. — 336 с.
6. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий [Текст] / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко и др. — М. : Изд-во МГГУ, 2005. — 543 с.
7. Монастырский, В. Ф. Определение срока службы роликов ленточных конвейеров для различных типов роликоопор [Текст] / В. Ф. Монастырский, Р. В. Кирия, А. Н. Смирнов // Геотехническая механика : межвед. сб. науч. тр. — Днепропетровск : ИГТМ НАНУ, 2014. — Вып. 115. — С. 147–155.
8. Шоджааталхосейни, С. Определение нагрузок на подшипники роликоопор линейных секций ленточных конвейеров горных предприятий [Текст] / С. Шоджааталхосейни // ГИАБ. — М. : МГТУ, 2009. — Вып. 1. — С. 83–89.
9. Долгих, В. П. Моделирование сопротивлений движению тягового органа участкового ленточного конвейера [Текст] / В. П. Долгих // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. — Алчевск : ДонГТУ, 2017. — Вып. 48. — С. 185–192.

© Корнеев С. В.

© Доброногова В. Ю.

© Долгих В. П.

*Рекомендована к печати к.т.н., доц. каф. РМПИ ДонГТИ Леоновым А. А.,  
к.т.н., доц., зав. каф. ГЭиТС СИПИМ ЛГУ им. В. Даля Петровым А. Г.*

*Статья поступила в редакцию 15.03.2021.*

**Doctor of Technical Sciences Korneev S. V., PhD in Engineering Dobronogova V. Y.,  
Dolgikh V. P. (DonSTI, Alchevsk, LPR)**

**WEIGHT LOAD DISTRIBUTION IN BELT IDLERS**

*Results of computer simulation in the ANSYS Workbench software package of weight load distribution between middle and side rollers of three-roller idler of belt conveyor are presented. Weight load distribution coefficient is determined depending on the value of load itself and belt tension. Sample calculation of rolling resistance to belt motion at different values of weight load distribution coefficient is given.*

**Key words:** *belt conveyor, idlers, rollers, weight load, load distribution, rolling resistance.*