

УДК 622.647.2

Н.Г. Ларионов

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОКАЗЫВАЮЩИХ ВЛИЯНИЕ НА ЛЕНТУ ГЛУБОКОЙ ЖЕЛОБЧАТОСТИ С ГРУЗОМ ПРИ ЕЕ ДВИЖЕНИИ ПО СТАВУ КОНВЕЙЕРА

Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск

В данной работе установлено, что одним из самых весомых факторов оказывающих влияние на деформирование груза и ленту глубокой желобчатости при ее движении по ставу конвейера является сложно-напряженное деформированное состояние груза находящегося на ленте. Определяющими являются пассивные давления сыпучего тела, достигающие максимальных значений при подходе поперечного сечения ленты с грузом к роликоопоре.

Введение

В подземных разработках для транспортирования полезных ископаемых и пустой породы все большее применение находят ленточные конвейеры. Для повышения срока службы ленты и роликоопор сравнительно недавно начали применять ленточные конвейеры специальной конструкции — с подвесными шарнирными роликоопорами, упруго или жестко подвешиваемыми на канатном или жестком ставе [1].

Основные достоинства ленточных конвейеров с подвесными роликоопорами — значительное снижение динамических нагрузок на ролики, и ленту в местах загрузки и на линейных секциях. Применение повышает срок их службы; уменьшение примерно на одну треть металлоемкости конструкции конвейеров с канатным ставом и возможность в определенных пределах компенсировать неровности поверхности, а так же возможность замены подвесных роликоопор во время работы конвейера. Однако эти конструкции конвейеров не лишены и недостатков: возможно, некоторое увеличение коэффициента сопротивления движению за счет дополнительного деформирования ленты при проходе ее по подвесным роликоопорам; возможно смещение роликоопор относительно продольной оси наклонного конвейера при движении ленты вниз, что может вызвать децентрирование ленты и просыпь горной массы; свободно висящие роликоопоры могут смещаться в обратную сторону при движении ленты наклонных конвейеров вверх, что повышает износ нижней обкладки ленты; при определенных скоростях транспортирования возникают колебания канатного става в результате значительной продольной и поперечной гибкости [1].

Давление, оказываемое на конвейерную ленту сыпучим телом в начальный момент образования сплошных поверхностей скольжения, принято называть активным давлением. Система «транспортируемый груз — конвейерная лента» (ГЛ) в этом случае находится в минимальном напряженном состоянии. При приближении поперечного сечения ленты к роликоопоре под действием внешних сил края ленты перемещаются по направлению к сыпучему телу. Частицы сыпучего тела сближаются друг с другом — между ними и лентой появляются дополнительные распорные усилия, давление на ленту значительно возрастает в сравнении с активным и достигает в начальный момент образования сплошных поверхностей скольжения некоторого предела, который в строительной механике сыпучих тел получил название пассивного давления. Система ГЛ в этом случае находится в максимальном напряженном состоянии.

Насыпной груз, перемещаемый ленточным конвейером, находится в сложном напряженном состоянии, постоянно меняющимся на шаге роликоопор. Исследования напряженного состояния системы транспортируемый груз — конвейерная лента определяются физико-механическими свойствами насыпных грузов, продольной и поперечной жесткостью несущей ленты и параметрами конвейерной установки и относятся к задачам связанных с механикой сыпучих сред и теорией упругих оболочек [28,29]. Упрощенное решение без учета упругих свойств и поперечной жесткости конвейерной ленты при замене реального насыпного груза идеально сыпучим телом позволяет получить данные, вполне приемлемые для инженерных расчетов [14].

При движении ленты по роликам материал,

помещенный на ленту, испытывает сжатие, так как между роликами из-за выполаживания ленты форма его иная, чем на роликоопоре. Энергия, затрачиваемая на изменение формы материала, безвозвратно идет на нагрев материала и ленты, на их истирание и т.п. Рассеивание энергии будет происходить также и при изгибных колебаниях ленты. Все это является источником сопротивления движению ленты.

Для конвейера с лентой глубокой желобчатости после прохождения роликоопоры под действием сил упругости ленты и груза происходит ее развал, при этом боковое давление груза на ленту резко уменьшается от пассивного значения $\sigma_{б.п.}$ до активного значения $\sigma_{б.а.}$ [1]. Активное боковое $\sigma_{б.а.}$ давление поддерживается вдоль конвейера до определенной точки между роликоопорами. Затем с этой точки под действием упругих сжимающих сил со стороны ленты конвейера боковое давление на груз резко увеличивается от активного значения $\sigma_{б.а.}$ до пассивного давления значения $\sigma_{б.п.}$ и поддерживается постоянно до роликоопоры. При этом давление на средний ролик при движении ленты по трехроликовой опоре практически не меняется.

При размещении сухого песка на ленте, опирающейся на желобчатые роликоопоры, его напряженное состояние определяется весом материала в активной фазе, весом материала с дополнительными распорными усилиями между отдельными частицами в пассивной фазе и дополнительными силами трения по плоскостям скольжения при переходе от максимального напряженного состояния к сдвигу по этим плоскостям. Давление идеально сыпучего тела на ленту, имеющую форму глубокого желоба, в предположении, что траектории главных напряжений являются вертикальными и горизонтальными прямыми, в любой точке рассматриваемого поперечного сечения могут быть представлены в виде:

активное

$$\sigma_a = R\gamma(\cos 2\varphi + \cos \alpha)(\cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha);$$

пассивное

$$\sigma_{п.} = R\gamma(\cos 2\varphi + \cos \alpha) \left(\frac{\sin^2 \alpha}{m} + \cos^2 \alpha \right),$$

где R – радиус изгиба поперечного сечения ленты; φ – угол, характеризующий степень заполнения поперечного сечения ленты; α – угол характеризующий положение рассматриваемой площадки по поперечному сечению; m – коэффициент подвижности материала.

Схема процесса взаимодействия груза с лентой в выделенном условном поперечном сечении при движении ленты в пролете одного шага ро-

ликоопор представлена на рис. 1.

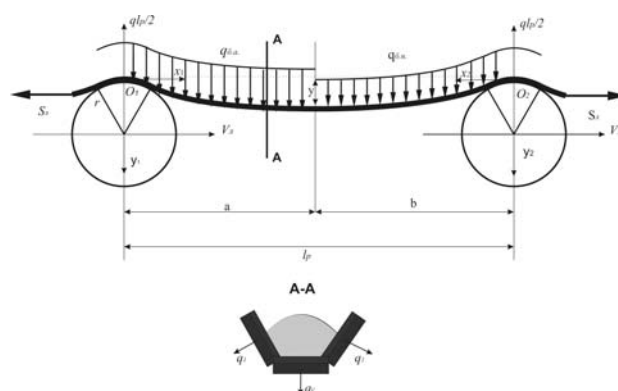


Рис. 1. Схема конвейерной ленты глубокой желобчатости под действием распределенной нагрузки

Анализ литературы [8] показывает, что основными составляющими, которые влияют на напряженно-деформированное состояние (НДС) ленты и груза, а так же сопротивление движению конвейерной ленты по роликоопорам являются сопротивления:

- вращению ролика;
- вдавливанию ленты на ролик,
- изгибу ленты,
- от встряхивания материала,
- от биения ролика,
- от изгиба ленты на барабане,
- в подшипниках барабанов,
- дополнительные сопротивления (в пункте перегрузки и т.п.)

Актуальность

В настоящее время на угольных шахтах получили применение подземные ленточные конвейеры с углом наклона $18-20^\circ$. Однако опыт их эксплуатации показал, что из-за неустойчивости груза на ленте эффективность их применения в шахтах низкая. Одним из путей повышения эффективности наклонных подземных конвейеров в угольных шахтах является использование става конвейера с глубоко желобчатой лентой. Однако, из-за больших сил распора, связанных с деформацией груза, сила сопротивления движения ленты по роликоопорам ленточного конвейера с глубокой желобчатой лентой существенно больше по сравнению с конвейером обычной желобчатости. Основными составляющими, влияющими на сопротивление движению ленты глубокой желобчатости при ее движении по роликоопорам ленточного конвейера, являются [26]: натяжение и скорость ленты, жесткость ленты, длина ролика, угол наклона боковых роликов, физико-механические свойства транспортируемого груза. При этом основной составляющей силы сопротивления движению ленты по роликоопорам является сопротивление от изгиба ленты и деформации груза. Как было показано в [26], что при натяжении

ленты свыше 10 т и углов наклона боковых роликов свыше 30° основной составляющей сил сопротивления при движении ленты с грузом по роликоопорам сила сопротивления от изгиба ленты не превышает 10%. Однако как показано в работах [2,6], для конвейеров с лентой глубокой желобчатости т.е. для углов наклона боковых роликов свыше 30°, кроме составляющей силы сопротивления от изгиба ленты существенную роль играет составляющая от деформации груза, обусловленную большими силами сопротивления бокового распора. Большинство исследований, связанных с вопросами повышения долговечности ленты, выполнено для условий работы ленты со слабой желобчатостью. Анализ факторов, оказывающих влияние на долговечность работы ленты глубокой желобчатости с грузом при ее движении по ставу конвейера, не уделено должного внимания.

Постановка задачи

Выполнить анализ факторов, оказывающих влияние на долговечность работы ленты глубокой желобчатости с грузом при ее движении по ставу конвейера

Решение задачи

В работах [19–23] рассмотрено напряженное состояние ленты, однако модель ленты, принимаемая в них, либо не учитывает распределение действующих на нее нагрузок по ширине, например [22,23], либо принимает их равномерно распределенными. При выявлении общих закономерностей деформаций и действующих напряжений в ленте конвейера дискретные нагрузки от отдельных роликоопор представляют как распределенные по всей длине и ширине ленты [24]. При этом при распределении сил сопротивления по ширине ленты учитывают их перераспределение в связи с поперечной жесткостью ленты и проскальзыванием на роликах. В общем случае авторы работы предполагают, что на элемент ленты действует некоторая суммарная нагрузка от сил сопротивления перемещению и составляющей силы веса. При рассмотрении общих закономерностей нагрузки ленты по длине и ширине, авторы не учитывали ее поперечную жесткость, так как напряжения в ленте возникающие от изгиба они отнесли к местным напряжениям, которые они не рассматривали в своей работе.

В работе [2] авторы допускают несколько основных предположений, на основании которых и проводят исследования данного процесса.

1. Напряжениями в ленте вследствие изгиба пренебрегаем. Учитываем лишь силы в серединной плоскости ленты, т.е. считаем ленту мембранной.

2. Ребра граней трапеции, форму которой принимает лента на роликоопорах, не деформируются. Такое допущение позволяет рассматривать деформацию желобчатой ленты как дефор-

мацию коробчатой неразрезной мембраны, подпертой абсолютно жесткими балками по ребрам. При расчете изгиба средней части ленты учитывали: давление от погонной нагрузки P , интенсивность натяжения $N_{1x}=S/B$, где S и B – натяжение и ширина ленты и интенсивность натяжения N_{1y} . Приближенное решение уравнения мембраны с учетом граничных условий записывается в виде:

$$\omega_1|_{y=0} \approx \frac{4Pl^2}{\pi^3 N_{1x}} \sum \frac{\sin(2n-1)\frac{\pi}{c}x}{(2n-1)^3} = \frac{Pl^2}{2N_{1x}} \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right),$$

где $n=1,2,3,4,\dots$; l – расстояние между роликоопорами.

По данным авторов, ошибка данной формулы составляет не более 10% от точного решения.

При учете изгиба боковых частей ленты считали, что на боковую грань действуют: давление от погонной нагрузки P_2 , боковой распор материала N_{2y} и интенсивность продольного натяжения N_{2x} . С учетом граничных условий уравнение прогиба ленты будет иметь вид

$$\omega_2 \approx \sum \frac{8P_{22}l^2}{(2n-1)^3 \pi^4 N_{2x}} \sin \pi \frac{y}{c} \sin(2n-1) \frac{\pi}{l} x = \frac{P_{22}l^2}{\pi N_{2x}} \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sin \pi \frac{y}{c}.$$

Так же в этой работе [2], авторы определяли потери энергии при проходе материала по роликоопорам из-за его ворошения. Как полагают, авторы, потери на развал груза при деформации ленты полностью определяется энергией деформации ленты под действием поперечных сил. В первом приближении предполагалось, что коэффициент бокового распора является величиной постоянной, вне зависимости от того, разваливается груз или сжимается. Такое допущение можно обосновать тем, что груз из-за вибрации ленты находится в сильно взвешенном состоянии. Как вывод, авторы делают заключение, что чем длиннее конвейер, чем больше на него нагрузка, тем меньше сопротивление движению ленты. Этим можно в какой-то степени объяснить тот факт, что мощные длинные конвейеры на разрезах имеют меньшие коэффициенты сопротивления, чем шахтные. Внедрение лент с разрывным усилием более 500 т, позволит значительно увеличить длину и мощность конвейера и даст возможность увеличить шаг между роликоопорами до 2–3 м.

Экспериментальные исследования взаимодействия конвейерной ленты с насыпным грузом (су-

хим кварцевым песком, как наиболее соответствующим понятию идеально сыпучего тела) выполнены на моделях методом кино съемки [14]. Полученные кинограммы позволили проследить направления плоскостей скольжения, количественно оценить объемы материалов приходящиеся на тот или иной ролик для минимального, максимального и промежуточного напряженного состояний при размещении ленты с грузом на трех, четырех и многороликовых гирляндных опорах [14].

Как показано в [16] при обжатии поперечного сечения ленты полукруглой формы имело место равномерное уплотнение материала, сопровождающееся устойчивой депланацией слоев и возникновением плоскостей скольжения.

Максимальное напряженное состояние распространялось практически на весь объем материала. Анализ суммарной эпюры давлений по поперечному сечению глубокожелобчатой ленты [16] показывает, что пассивное давление для сухого песка примерно в 2 раза превышает величину активного. Разность эпюры пассивного и активного давлений и дает ориентировочное приращение сопротивлений от деформирования материала при его транспортировании.

С увеличением шага роликкоопор следует ожидать расширения зоны пассивных давлений, повышения сопротивлений от деформирования материала, что и отмечено в эксперименте [15]. Так, с увеличением скорости транспортирования стало заметным возрастание этой составляющей. Дальнейшее увеличение скорости движения несущего элемента, при котором резко уменьшится взаимосвязь частиц (при значительном уменьшении коэффициента внутреннего трения), приводит к снижению доли рассматриваемой составляющей в общем сопротивлении. Данного явления следует ожидать в условиях, когда вертикальная составляющая ускорения сыпучего при прохождении роликкоопор станет сопоставимой с ускорением силы тяжести.

В работе [3] составляющая от деформирования груза и ленты при высоких скоростях движения ленты исследовалась на специальной цифровой модели, созданной в пакете прикладных программ ANSYS. Для учёта вертикальных ускорений груза использовались результаты работы [4], в которой отмечается, что при движении с некоторым ускорением сосуда, в сыпучем теле с удельным весом g , возникают силы инерции, которые геометрически суммируются с силами тяжести и переводят сыпучее тело в новое состояние с удельным весом g' , определяемым выражением

$$\gamma' = \gamma \frac{g + j_z}{g}$$

Таким образом, авторы отмечают, результи-

рующие активные и пассивные давления на ленту, создаваемые сыпучим телом, заключенным внутри глубоко-желобчатой ленты, изменяются по закону

$$P_{\text{акт}\Sigma}(x) = P_{\text{акт}\text{кр}} \left(\frac{g + j_z(x)}{g} \right)$$

$$P_{\text{пас}\Sigma}(x) = P_{\text{пас}\text{кр}} \left(\frac{g - j_z(x)}{g} \right)$$

где $P_{\text{акт}\text{кр}}$ и $P_{\text{пас}\text{кр}}$ – активное и пассивное давление при статическом состоянии сыпучей среды, Па. В соответствии с этими формулами, при известной величине $j_z(x)$ на цифровой модели, линейной части глубоко-желобчатого конвейера на ленту воздействовали давления от насыпного груза. Эти давления, распределенные по поверхности ленты с учетом зависимости коэффициента подвижности от скорости, с помощью них определены деформации в узлах конечных элементов, а по ним силы сопротивления движению $U_{\text{деф}}$.

В работе [3,5,13] в расчет сопротивления движению приняты нагрузки от давления транспортируемого груза, действующие на подшипники роликов, веса вращающихся частей роликов, веса ленты и ее изгиба на роликкоопоре. Нагрузки на каждый ролик от груза определены для случая его пассивного и активного состояния. Давление от груза по поперечному сечению ленты, как полагают авторы, распределено следующим образом:

$$p'(\varphi, \alpha) = R\rho g \int C(\alpha) d\alpha,$$

где функция $C(\alpha) = \cos(2\varphi) + \cos(\alpha)(\cos^2\alpha + \sin^2\alpha/m)$ для пассивного давления и $C(\alpha) = \cos(2\varphi) + \cos(\alpha) \times (\cos^2\alpha + m\sin^2\alpha)$ для активного давления; φ – угол характеризующий степень заполнения поперечного сечения ленты; m – коэффициент подвижности груза; α – текущий угол наклона рассматриваемой площадки к горизонтали; ρ – насыпная плотность груза кг/м^3 ; R – радиус трубообразной ленты, м. Поскольку активное и пассивное давление действует примерно на половине пролета l_p' , поэтому удельные распределенные нагрузки записывают в виде:

$$P_{\text{пас}}(\alpha) = p'_{\text{пас}} \frac{l_p'}{2} = \frac{1}{2} R\rho g l_p' \int C_{\text{пас}}(\alpha) d\alpha$$

$$P_{\text{акт}}(\alpha) = p'_{\text{акт}} \frac{l_p'}{2} = \frac{1}{2} R\rho g l_p' \int C_{\text{акт}}(\alpha) d\alpha.$$

Суммарная удельная нагрузка будет суммой этих двух давлений.

Лежащий на ленте груз, двигаясь по роликоопорам, находится последовательно в активной и пассивной фазах [5], и этот переход сопровождается рассеянием энергии, эквивалентной некоторой силе сопротивления движению от деформирования груза – $U_{\text{деф.г.}}$.

При определении силы $U_{\text{деф.г.}}$ использовалась специально разработанная цифровая модель пролета. Первоначально на модели задавались активные и пассивные нагрузки от груза в узловых точках конечно-элементной модели ленты.

В работе [6] были получены формулы для суммарного активного и пассивного давления, которые имеют вид

$$\sigma_{\text{акт}} = 2R^2\gamma \left\{ \frac{\cos 2\varphi}{2} \left[\frac{(\pi - 2\varphi)(1+m) - \frac{1}{2} \sin 4\varphi(1-m)}{\frac{1}{2} \sin 4\varphi(1-m)} \right] + \sin 2\varphi - \frac{1}{3} \sin^3 2\varphi(1-m) \right\},$$

$$\sigma_{\text{пас}} = 2R^2\gamma \left\{ \frac{\cos 2\varphi}{2} \left[\frac{(\pi - 2\varphi)(1 + \frac{1}{m}) - \frac{1}{2} \sin 4\varphi(1 - \frac{1}{m})}{\frac{1}{2} \sin 4\varphi(1 - \frac{1}{m})} \right] + \sin 2\varphi - \frac{1}{3} \sin^3 2\varphi(1-m) \right\}.$$

При переходе системы ГЛ к максимальному напряженному состоянию наибольшим главным напряжением становится боковое давление, а наименьшим главным напряжением – гидростатическое давление.

Анализ уравнений показывает, что пассивные давления достигают высоких значений (в некоторых точках поперечного сечения превышают величину активных примерно в 2 раза) и оказывают существенное влияние на напряженное состояние системы ГЛ

Так же в работе рассмотрен случай действия активного и пассивного давления сыпучего груза на наклонную площадку, расположенную под углом α , при размещении трассы конвейера под углом β к горизонту.

При заполнении поперечного сечения ($\alpha=30-15^\circ$) легкосыпучими материалами угол наклона конвейера может быть доведен до 30° , а для вязких материалов, имеющих более высокие коэффициенты внутреннего и внешнего трения, в некоторых случаях даже до 40° . Дальнейшее увеличение степени заполнения повышает угол накло-

на незначительно и увеличение угла наклона конвейера φ свыше 45° не целесообразно. В предложенных зависимостях [6] для определения допустимых углов наклона крутонаклонного конвейера при ленте с глубоким желобом отражена физическая сущность процессов, позволяющих повысить допустимые углы наклона конвейера. Учитываются как свойства сыпучего груза, так и свойства поверхности конвейерной ленты, изменение напряженного состояния транспортируемого груза в зависимости от степени заполнения поперечного сечения.

Согласно [7] на НДС как ленты, так и груза может влиять поперечная сила, действующая на ленту глубокой желобчатости на перекошенном ролике, вызывающая местные отклонения ленты от оси конвейера и зависящая от угла перекоса ролика, коэффициента бокового скольжения ленты по ролику и величины давления ленты на ролик.

На шахтных конвейерах ход ленты отличается большей устойчивостью, чем на конвейерах, работающих на карьерах, что объясняется постоянными условиями контакта ленты с роликами (постоянная влажность, температура, пылесодержание). Однако, при наличии углей различной влажности ход ленты так же может быть не устойчив. Перекос роликов приводит к значительным дополнительным сопротивлениям, вызывающим истирание ленты и роликов, и еще более значительным осевым нагрузкам подшипников.

На основании экспериментов автор [8] указывает на независимость сопротивления вращению ролика от нагрузки и большую зависимость от скорости. В его работе имеются формулы для подсчета сопротивлений от деформации ленты и груза для грузенной и порожней ветвей:

$$U_o'' = \varphi \left[0,08 \sqrt{\frac{(Q_{1B_o} + Q_{1F})^3}{F_{T_2}}} + 0,085 \left(\frac{h}{l} \right) Q_{1B_o} + 0,048 \frac{h}{l} Q_{1F} \operatorname{tg} \rho \operatorname{tg} \rho' + 0,008 v \right];$$

$$U_u'' = 0,15 \sqrt{\frac{Q_{1B_u}}{F_{T_2}}} + 0,085 \left(\frac{h}{l} \right) Q_{1B_u}$$

где Q_{1F} и Q_{1B_0} – вес груза и ленты на расстоянии l соответственно h – стрела провиса ленты, v – скорость ленты, $\operatorname{tg} \rho$ и $\operatorname{tg} \rho'$ – тангенс угла естественного откоса материала соответственно, φ – коэффициент, учитывающий форму ленты (принимается равным 1 – для плоской ленты и 3 – для лотковой, угол наклона боковых роликов 25°)

Наибольшее влияние на величину сопротивления по этим формулам оказывает вдавливание ленты на роликах.

В работе [9] были рассмотрены вопросы определения НДС глубоко желобчатой ленты движущейся по роликам. Исследования качения ролика по движущейся ленте с учетом влияния изгиба ленты над роликом производилось следующим образом: перед замерами раме опытной установки придавался некоторый угол наклона. На движущуюся ленту накладывался испытуемый ролик. Скорость движения ленты изменялась, причем с таким расчетом, что бы вращающийся ролик прекращал всяческое поступательное движение. В момент прекращения поступательного движения ролика записывалась скорость движения ленты. Им было исследовано влияние на сопротивление качению скорости движения ленты. Однако автором не учитывался продольный изгиб ленты под роликом.

Экспериментальная работа [25] показала, что обжатие насыпного груза конвейерной лентой приводит к перераспределению напряжений, т.е. переходу сыпучего тела из минимального к максимальному напряженному состоянию. При этом пассивные давления достигают значительных величин и для зоны $\varphi=30-90^\circ$ характеризующейся превышают активные в 2–3 раза. Таким образом, при расчетах конвейера с лентой глубокой желобчатости для повышенных углов наклона необходимо учитывать изменение давлений насыпного груза на несущий элемент при его движении между роликоопорами.

Автор работы [10] считает, что при работе привода материал ленты испытывает не только деформации продольного растяжения, но и деформации сдвига. Они возникают на внутренней поверхности ленты из-за имеющегося эксцентриситета в приложении сил трения. Причем, величина сдвига материала ленты постепенно возрастает, начиная с точки сбегания ленты с приводного барабана к концу дуги скольжения.

Появление в материале ленты в пределах дуги обхвата деформаций сдвига с точки зрения закона сохранения энергии должно вызвать уменьшение суммы деформаций продольного растяжения (при отсутствии их концентрации по краям ленты), а, следовательно, уменьшения общего продольного натяжения ленты.

Основным фактором, определяющим величину распределенных сопротивлений, является коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам. Его значение складывается из сопротивлений: трению в подшипниках роликов и в их уплотнениях, вдавливания роликов в ленту, деформирования груза и ленты при перекатывании по роликоопорам.

Сопротивление в подшипниках зависит от их конструкции, типа уплотнений, точности сбор-

ки, а так же от типа смазки, температуры окружающей среды и т.д. Сопротивление вдавливанию роликов в ленту значительной степени зависит от модуля упругости материала ленты, диаметра ролика, нагрузки. Сопротивление от деформирования груза и ленты зависит главным образом от величины провисания ленты между роликоопорами. С увеличением натяжения ленты при прочих равных условиях оно уменьшается. Составляющие общей величины коэффициента сопротивления распределяются примерно в таком процентном соотношении: В подшипниковых узлах роликов 20–30%, вдавливания роликов в ленту 12–18%, от деформирования ленты и груза 50–60%. [11]

При изучении напряженно-деформированного состояния ленты, авторы работы [12] считают, что основное сопротивление движению ленты по роликоопорам от вдавливания ролика в ленту. Так же рассматривают и влияние на сопротивление движению от деформации ленты и груза при прохождении роликов. Энергия, затрачиваемая на изменение формы материала, безвозвратно идет на нагрев материала и ленты, на их истирание и т.д. Все это является источником сопротивления движению ленты, которое может быть подсчитано по следующей формуле

$$\omega_d = \frac{V^2 e}{9 \sum q(S_0 + W_0)} \left(\frac{P^2}{4} 1.2 + \frac{P_{22}^2}{2\pi^2} \right)$$

где S_0 – первоначальное натяжение ленты, W_0 – тяговое усилие. P – давление от нагрузки на пог. м., P_{22} – нормальное усилие на боковой ролик.

Анализ формул выведенных в работе [12] показывает, что основным фактором, влияющим на величину общего сопротивления движению ленты, является шевеление материала при прохождении ленты через роликоопору. В отдельных случаях это сопротивление составляет 50–60% величины суммарного сопротивления.

Как считают авторы [14], составляющая сопротивлений от деформирования и ворошения насыпного груза колеблется в пределах 30–60%. Экспериментально было установлено [15], что для песка, огнеупорной глины и щебня составляющая деформирования груза при прохождении роликоопор составляет 23; 34 и 41% общего сопротивления соответственно. Эксперимент проводился для трехроликовой желобчатой опоры с углом наклона боковых роликов 30° . Показано [15], что с увеличением шага роликоопор, ширины ленты, степени загрузки конвейера сопротивление от деформации транспортируемого материала возрастает.

Влияние напряженно деформированного состояния ленты и груза на сопротивление движению ленты по роликоопорам так же подробно рас-

смотрено и в [13]. Сопротивление от деформирования груза на ленте достаточно точно выражается формулой

$$U_d = 5 \cdot 10^{-3} (q - q_{л}) l.$$

Для расчета сопротивления движению от изгиба ленты была принята в расчет следующая формула

$$U_{из} = 1,7 \cdot 10^{-4} (q - q_{л}) l_p',$$

где l_p' – расстояние между роlikоопорами, м; $q_{л}$ и q – погонный вес груза и ленты, кг/м.

Таким образом, сопротивление от изгиба нагруженной ветви конвейера с нормальным натяжением ленты примерно на порядок меньше сопротивления от деформирования груза на ленте. По мере движения ленты к головному разгрузочному устройству натяжение возрастает (в случае горизонтального конвейера с головным приводом) и сопротивление от изгиба становится еще меньше, поэтому при подсчете суммарного сопротивления на роlikоопоре грузовой ветви сопротивление от изгиба учитываться не будет.

Принцип действия крутонаклонного конвейера с лентой глубокой желобчатости [17] основан на увеличении нормального давления насыпного груза на прорезиненную ленту. Теоретические исследования и опыт их эксплуатации показали, что рациональным углом заполнения поперечного сечения ленты, исходя из достижения заданных углов наклона конвейера, следует считать угол $\varphi = 30-45^\circ$. Для угла заполнения $\varphi = 45^\circ$ ширина ленты, соприкасающейся с грузом, минимальна при максимальной площади поперечного сечения транспортируемого материала. Рациональная область изменения рабочей ширины ленты и площади поперечного сечения материала на грузонесущем полотне находится в пределах $\varphi = 32-43^\circ$. При этом производительность конвейерной установки максимальна с максимальным использованием ширины грузонесущего элемента с достижением заданных углов наклона к горизонту [18].

Исследования, выполняемые в ИГТМ НАН Украины [26], по-видимому, впервые при определении сопротивления ленты глубокой желобчатости применили теорию наследственной механики твердых тел. Так, с ее использованием получены уравнения взаимодействия конвейерной ленты глубокой желобчатости с грузом при ее движении по ставу конвейера. На основании решения этих уравнений определена составляющая сопротивления движению ленты по роlikоопорам конвейера с лентой глубокой желобчатости от деформации груза.

Анализ полученных соотношений показал, что сила сопротивления движению ленты по роlikоопорам конвейерной ленты, обусловленная

изгибом ленты и деформацией груза, зависит от погонной нагрузки, расстояния между роlikоопорами, радиуса ролика, упругих свойств ленты и физико-механических свойств груза.

Выводы

Сопротивление перемещению ленты от деформирования материала зависит от его напряженного состояния. Определяющими являются пассивные давления сыпучего тела, достигающие максимальных значений при подходе поперечного сечения ленты с грузом к роlikоопоре.

Определение сопротивлений от деформирования насыпных грузов, что особенно важно при движении конвейерной ленты глубокой желобчатости, требует выполнение комплекса теоретических и экспериментальных исследований минимального и максимального напряженных состояний с последующей увязкой с основными параметрами конвейера (шириной и натяжением ленты, степенью ее желобчатости и развала, шагом роlikоопор, скоростью перемещения), что позволит отказаться от приближенных методов расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сливаковский А.О., Дмитриев В.Г. Ленточные конвейеры с подвесными роlikоопорами для транспортирования скальной горной массы // Горный журнал. – 1972. – № 4. – С.49-52.
2. Смирнов В.К., Шпакунов И.А. Сопротивление движению ленты от шевеления материала при проходе роликков. // Горнорудные машины и автоматика. – 1966. – № 2. – С.228-234.
3. Дмитриев В.Г., Егоров А.П. Влияние скорости ленты на распределенные силы сопротивления движению трубчатого конвейера. // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 6. – С.191-198.
4. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. – М.: Недра, 1964. – 214 с.
5. Дмитриев В.Г., Сергеева Н.В. Методика тягового расчета ленточного трубчатого конвейера // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 7. – С.218-228.
6. Сливаковский А.О. Крутонаклонный конвейер с лентой, имеющий форму глубокого желоба // Развитие и совершенствование шахтного и карьерного транспорта. – 1973. – № 5. – С.120-125
7. Высочин Е.М., Смирнов В.К., Пошевайло В.Я. Влияние перекоса роlikоопор на ход конвейерной ленты // Вопросы рудничного транспорта. – 1972. – № 12. – С.50-60.
8. Vierling A. Fordern und Heben. – Berlin: George Allen & Unwin, 1956. – 285 p.
9. Утробин П.Н. Опытное определение коэффициента сопротивления качению ролика по ленте при работе конвейера // Горный журнал. – 1963. – № 2 – С.168-175.
10. Андреев А.В. Некоторые вопросы физики работы

ленточного конвейера // Горнорудные машины и автоматика. — 1967. — № 3 — С.224-230.

11. *Сиваковский А.О., Потапов М.Г., Приседский Г.В.* Карьерный конвейерный транспорт. — М.: Недра, 1979. — 264 с.

12. *Высочин Е.М., Смирнов В.К., Шпакунов И.А.* Исследование сопротивления движению ленты мощных ленточных конвейеров // Горная механика и машиностроение. — 1965. — № 32. — С.239-245.

13. *Дмитриев В.Г.* Влияние некоторых факторов на сопротивление движению ленточных конвейеров // Транспорт горных предприятий. — М: МГИ, 1968. — С.274-284.

14. *Гуцин В.М.* О природе сопротивлений от деформирования насыпных грузов при движении конвейерной ленты // Шахтный и карьерный транспорт. — 1980. — № 5. — С.9-14.

15. *Петухов И.С., Акимов Б.Т.* Экспериментальное исследование некоторых составляющих сопротивления перемещению ленты по роликотопрам // Прочность и долговечность горных машин. — 1975. — № 3. — С.120-126.

16. *Гуцин В.М.*, Определение допустимых углов наклона крутонаклонных конвейеров с лентой глубокой желобчатости // Совершенствование техники и технологии открытой разработки месторождений. — 1972. — № 3. — С.290-296.

17. *Гуцин В.М.* Стендовые испытания крутонаклонного конвейера с лентой глубокой желобчатости // Добыча угля открытым способом. — 1972. — № 4. — С.138-150.

18. *Гуцин В.М.* Определение параметров грузонесущего

полотна крутонаклонного конвейера с лентой глубокой желобчатости // Шахтный и карьерный транспорт. — 1974. — № 1. — 164-167.

19. *Мягков С.Д.* Деформированное состояние движущейся конвейерной ленты между роликотопрами // Шахтный и карьерный транспорт. — 1974. — № 2. — С.172-178.

20. *Андреев А.В.* Передача трением. — М.: Машиностроение, 1978. — 435 с.

21. *Золотухин Л.И., Кожушко Г.Г.* К обоснованию ассортимента резинотканевых конвейерных лент // Конвейерный транспорт. — 1978. — № 7. — С.145-150.

22. *Сиваковский А.О., Потапов М.Г., Приседский Г.В.* Карьерный конвейерный транспорт. — М.: Недра, 1979. — 487 с.

23. *Шахмейстер Л. Г., Солод Г.И.* Подземные конвейерные установки. — М.: Недра, 1976. — 289 с.

24. *Чугреев Л.И.* Напряженное состояние ленточного конвейера // Шахтный и карьерный транспорт. — 1981. — № 7. — С.25-34.

25. *Гуцин В.М.* Экспериментальные исследования давлений насыпного груза на ленту глубокой желобчатости // Шахтный и карьерный транспорт. — 1975. — № 2. — С.116-119.

26. *Кирия Р.В., Ларионов Н.Г.* Математическая модель взаимодействия ленты и груза с роликотопрами конвейера с лентой глубокой желобчатости // Геотехническая механика. — 2012. — № 103. — С.119-126.

27. *Вялов С.С.* Реологические основы механики грунтов. — М.: Высш. шк., 1978. — 447 с.

28. *Тимошенко С.П., Войковский С.В., Кригер Р.М.* Пластины и оболочки. — М.: Физ-мат. литература, 1963. — 635 с.

29. *Зенков Р.Л.* Механика насыпных грузов. — М.: Недра, 1964. — 214 с.

Поступила в редакцию 24.04.2013