

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

ВІСТІ

ДОНЕЦЬКОГО ГІРНИЧОГО ІНСТИТУТУ

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Виходить 2 рази на рік

Заснований у липні 1995 року

1 (40) 2017

Покровськ 2017

ЗМІСТ

С.Г. Негрей, И.Г. Сахно, Т.А. Негрей, В.А. Коломиец Установление зон активных обрушений пород непосредственной кровли на концевых участках лав	5
С.В. Сахно Дослідження впливу зчеплення закріплювача на напружено-деформований стан анкерних систем методом кінцевих елементів	19
А.І. Ковальов, Є.В. Качкар, І. Я. Олійник, Я.Я. Станько Особливості застосування облицювальних захисних матеріалів для вогнезахисту металевих газопроводів	29
О.О. Ісаєнков, І.Г. Сахно Обґрунтування параметрів локального укріплення підосви за рахунок консолідації порід сумішами, що саморозширюються	35
Д.А. Чепига, И.В. Иорданов, С.Н. Александров, Е.И. Конопелько, С.В. Подкопаев, А.В. Петренко К вопросу о поддержании горных выработок при разработке угольных пластов в сложных горно-геологических условиях	41
В. К. Костенко, Т. В. Костенко, А. О. Майборода, І.С. Лактіонов Моделювання процесів переносу в протитепловому костюмі з відбором тепла	52
Д. О. Довгаль, П. Г. Матюха Дослідження довжини шляху різання бурових виконавчих органів породоруйнівних машин суцільного руйнування	57
О. М. Нуязін, М. А. Кришталь, Д. О. Кришталь, М. П. Рога Дослідження рівномірності прогріву несучої стіни в залежності від конструкції та димайну вогневої печі	66
А.А.Топоров, Т.В. Костенко, Е.А. Тюрин, О.Н. Лысенко Критерии оценки деградации шахтных водопроводов	73
С.В. Зайченко, О.А. Вовк, В.В. Вапнічна Особливості геомеханічного моніторингу внутрішнього контуру виробки за допомогою геомехатронного комплексу	79
О.К. Носач, М.В. Бессараб, І.М. Чорнокнижна Напружений стан незайманого масиву гірських порід в умовах ВП «Шахта «Стаханова»	84
В.І. Бессарабов, Л.М. Вахітова, Н.А. Таран, А.П. Прудченко, С.П. Придятько Визначення екологічних характеристик вогнезахисних інтумесцентних покриттів при додаванні наноглин	90
С.М. Сердюк, О.В. Луньова, О.Ф. Агєєва, В.О. Кам'янська Малі річки України: геоекологічний огляд проблем	101

О.Є. Кружилко, Я.Б. Сторож, О.В. Богданова, І.З. Лютак Застосування модифікованого матричного методу оцінювання виробничого ризику на підприємствах будівельної галузі	107
В.В. Бойко, М.О. Павленко Визначення сейсмобезпечних меж проведення вибухових робіт з урахуванням анізотропії масивів порід в умовах кар'єру «ПАТ Коростенський кар'єр»	113
С.О. Волненко, Г.В. Мельничук, Я.С. Курепас, С.В. Мамчур Старательські способи видобутку бурштину в Українському Поліссі	118
В.А. Глива, О.Є. Лапшин, В.В. Коваленко, М.В. Худик Дослідження захисних властивостей електромагнітних екранів на основі дрібнодисперсного заліза та його сполук	123
В.О. Гнєшув, О.С. Стадник Екологічні та технологічні проблеми видобування торфу	128
С.С. Гомон, С.С. Гомон, А.В. Зінчук Дослідження модифікованої силором клеєної деревини на стиск вздовж волокон	134
В.Г. Гринев, А.А. Хорольский Обоснование параметров выбора комплектаций очистного оборудования с учетом области рациональной эксплуатации	139
О.О. Іванов, М.С. Анікєєв Перспективи дослідження нестехіометричного карбїду бору для видобувного нафтогазового обладнання	145
В.О. Козяр, В.Д. Кирикович, С.Л. Форсюк Особливості розташування торфових родовищ України залежно від геолого-геоморфологічних умов	151
С.В. Колесніченко Розрахунок організаційно-технічних показників безпеки підприємства	158
Т.В. Костенко Особливості травматизму рятувальників в Україні	165
М.В. Ляху, Р.М. Ляху, Х.Ю. Сітко Режими розробки газових покладів	170
Т.В. Магльована, О.Л. Зав'ялова, В.К. Костенко. Підвищення ефективності очищення шахтних вод з використанням гуанідинових флокулянтів	176
В.В. Майстренко, І.М. Ткалич, О.І. Полукаров Застосування економічних методів для планування заходів з охорони праці	183

А.В. Мерзлікін, Л.М. Захарова Кластерний аналіз динаміки й кінематики розвитку малоамплітудного порушення	188
К.В. Полянський Вплив віку високоміцного модифікованого бетону на його фізико-механічні властивості при довготривалому нагріві до 150°С	193
В.А. Поплавський, В.В. Павленко, А.М. Шукюров, В.Г. Кравець Фізичні та технологічні чинники формування детонаційної здатності свердловинних зарядів емульсійних вибухових речовин	197
И.А. Садовенко, А.В. Инкин Обзор и количественная характеристика неиспользуемых природно-техногенных ресурсов Донбасса	202
А.М. Самедов, В.И. Охрименко Напряженное состояние оснований под ленточными фундаментами подземных сооружений	209
А.К.Семенченко, П.В.Белицкий, Д.А.Семенченко Влияние структуры ленточного конвейера на ресурс тягового органа при интенсивной угледобыче	214
О.С. Стадник, В.О. Гнеушев Зв'язок форм золи високозольного торфу з його збагачуваністю	221
Д.А. Судакова Нетрадиционная технология борьбы с поглощением буровых растворов в скважинах	227
Н.А. Таран, Л.М. Вахітова, С.П. Придятько, В.І. Бессарабов, А.П. Прудченко, А.Ф. Попов Регулювання хімічної структури компонентів вогнезахисних композицій	234
В.А. Чередник Смыкание пород кровли при отработке пологих угольных пластов в условиях ГП «УК «Краснолиманская»	243
В.В. Шамаев Особенности деформирования массива, обусловленные перераспределением геодеформационных полей	248
Л.С. Шлапак, П.М. Присяжнюк, Л.Д. Луцак, Д.Л. Луцак Ремонт корозійно-механічних дефектів магістральних трубопроводів методом наплавлення порошковими електродами	254
Э.П.Фельдман, Н.А. Калугина, О.В. Чеснокова Динамика развития газонаполненных трещин в краевой части угольного пласта	258

УДК 621.314.26:622.647.2

А.К. СЕМЕНЧЕНКО (д-р. техн. наук, проф.)**П.В. БЕЛИЦКИЙ** (инженер)**Д.А. СЕМЕНЧЕНКО** (канд. техн. наук, доц.)

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет» МОН Украины, г. Покровск

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА РЕСУРС ТЯГОВОГО ОРГАНА ПРИ ИНТЕНСИВНОЙ УГЛЕДОБЫЧЕ

Объектом исследования является процесс возникновения амплитуд нормальных напряжений в волокнах каркаса резинометаллической конвейерной ленты магистрального ленточного конвейера. Предмет исследования – закономерности влияния структуры ленточного конвейера на значения максимальных нагрузок, действующих на каркас ленты, амплитуд напряжений в ленте и ресурс тягового органа ленточного конвейера. Установлено существенное влияние структуры ленточного конвейера при различных схемах заправки ленты на ресурс последней. Использование полученных результатов будет способствовать созданию шахтных конвейеров для высокоэффективной интенсивной угледобычи.

Ключевые слова: интенсификация угледобычи, ленточный конвейер, схема заправки ленты, амплитуда напряжений, накопленная повреждаемость.

Введение. Одним из направлений развития современных угольных шахт является интенсификация угледобычи с целью повышения производительности труда и снижения себестоимости горного производства. Это обуславливает повышение производительности и энергоёмкости машин. Интенсификация угледобычи определяет повышение нагрузок на элементы горных и транспортных машин, что приводит к необходимости корректировки ресурса машин. Огромную роль в интенсификации угледобычи играет процесс транспортирования добытого полезного ископаемого и породы, который является логическим продолжением процесса добычи угля. Поэтому повышение эффективности средств транспорта горного предприятия является актуальным.

Ленточные конвейеры в настоящее время составляют основную часть системы транспортирования полезного ископаемого. Одним из требований, предъявляемых к транспортной системе угольного предприятия, является полная конвейеризация транспорта полезного ископаемого на участках и капитальных выработках. Повышение нагрузок на тяговые и поддерживающие элементы конструкции ленточного конвейера отрицательно сказывается на ресурсе машины. Значит, в условиях интенсивной угледобычи следует максимально снижать пиковые нагрузки на конструктивные элементы ленточного конвейера. Следовательно, изыскание резервов повышения надёжности и технического уровня ленточных конвейеров – актуальная задача [1].

Изучению нагрузок, действующих на ленту, посвящены работы Л.Г.Шахмеева, В.Г.Дмитриева, В.С.Волотковского и др. [2; 3].

Причинами выхода из строя ленты являются износ рабочей и нерабочей обкладок тягового органа, а также усталостное разрушение каркаса и материала обкладок. При повышении надёжности и качества материала обкладок ленты, характерного для условий интенсификации горного производства, усталостное разрушение каркаса ленты является основной причиной потери прочности и выхода из строя тягового органа ленточного конвейера [3].

В качестве универсального критерия уровня нагруженности каркаса ленты предлагается натяжение гибкого тягового органа, что не в полной мере отображает нагрузки, действующие на ленту [3]. При прохождении ленты по приводным и отклоняющим барабанам происходит изгиб каркаса тягового органа, что вызывает дополнительные напряжения растяжения и сжатия, многократно превышающие напряжения от растяжения ленты. Изучению данного аспекта в нагружении каркаса ленты конвейера и посвящена данная работа.

Целью работы является изыскание резервов повышения надёжности и технического уровня ленточных конвейеров по критерию увеличения ресурса их тягового органа. Для достижения цели следует решить следующие задачи: оценить амплитуды напряжений, действующие в каркасе ленты, а также периодичность их возникновения, при различной структуре ленточ-

ных конвейеров горных предприятий интенсивной угледобычи; выбрать рациональную структуру ленточного конвейера для интенсивной угледобычи по критерию минимизации накопленной повреждаемости ленты.

Изложение материала и результаты. Для решения первой задачи была выполнена оценка амплитудных значений напряжений в каркасе ленты. Вследствие высоких значений натяжения ленты конвейеров интенсивной угледобычи, влияние напряжений изгиба в каркасе ленты при переходе последней поддерживающих роликов предполагалось несущественным.

Схема изгиба участка резинотросовой конвейерной ленты на барабане конвейера при контакте чистой стороной представлена на рисунке 1 [4].

Пусть l – длина участка конвейерной ленты на барабане, измеренная по нейтральному слою, с центром кривизны в точке O , радиус кривизны – D_1 . Тогда, длина наружных волокон (верхней поверхности) каркаса ленты при контакте последней с барабаном чистой стороной определяется по формуле

$$l_g = l + 0,5d \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

а для внутренних волокон (нижней поверхности) каркаса ленты

$$l_g = l - 0,5d \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2)$$

где d – диаметр троса каркаса ленты, α – угол, соответствующий длине дуги $l = 0,5\pi D_1 \alpha$.

Относительная деформация верхней поверхности каркаса ленты при контакте с барабаном чистой стороной составляет

$$\varepsilon_g = \frac{0,5d \cdot \operatorname{tg} \alpha}{l}, \quad (3)$$

и нижней поверхности каркаса ленты

$$\varepsilon_n = -\frac{0,5d \cdot \operatorname{tg} \alpha}{l}, \quad (4)$$

где знак «+» соответствует деформации растяжения поверхности каркаса ленты, «-» – сжатия.

Напряжения в верхних волокнах каркаса ленты

$$\sigma_g = \frac{2My}{J} = \frac{Ey}{D_1}, \quad (5)$$

нижних волокнах каркаса

$$\sigma_n = -\frac{2My}{J} = -\frac{Ey}{D_1}, \quad (6)$$

где M – момент от изгиба ленты на барабане,

$$M = \frac{2EJ}{D_1} = \frac{EJ}{l} \alpha = c_u \alpha, \quad (7)$$

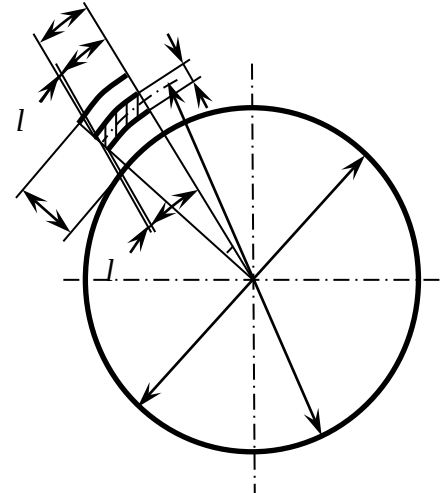


Рис. 1. Схема изгиба каркаса резинотросовой ленты на барабане конвейера

E – модуль Юнга для материала металлокорда; J – момент инерции сечения троса,

$$J = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (8)$$

c_u – изгибная жёсткость участка ленты; y – расстояние от средней линии каркаса ленты до точки внутри троса по нормали.

При контакте ленты с барабаном конвейера грязной стороной, напряжения и относительная деформация верхней поверхности каркаса ленты $\varepsilon_{\text{в}}$ учитывается со знаком «-», нижней $\varepsilon_{\text{н}}$ – со знаком «+».

Для резинотросовой ленты 2РТЛО-2500, диаметр троса $d=7,4$ мм, $y_{\text{max}}=0,5d=0,5 \cdot 7,4=3,7$ мм, толщина ленты $s=16$ мм, модуль Юнга, $E=1,5 \cdot 10^5$ Па [5]. Диаметр барабана ленточного конвейера 2ЛУ120В, $D=1300$ мм. Тогда, диаметр кривизны D_1 изгиба участка ленты длиной $l=50$ мм составит

$$D_1 = D + 2s = 1300 + 2 \cdot 16 = 1332 \text{ мм}. \quad (9)$$

Угол кривизны α равен

$$\alpha = \frac{2l}{\pi D_1} = \frac{2 \cdot 50}{3,14 \cdot 1332} = 0,024 \text{ рад.}, \quad (10)$$

При изгибе ленты на барабане с контактом чистой стороной, относительная деформация верхней поверхности каркаса, $\varepsilon_{\text{в}} = 1,8 \cdot 10^{-4}$, нижней поверхности каркаса, $\varepsilon_{\text{н}} = -1,8 \cdot 10^{-4}$. Момент инерции сечения троса, $J = 147 \text{ мм}^4$.

Изгибная жёсткость участка ленты длиной $l=50$ мм,

$$c_u = \frac{EJ}{l} = \frac{1,5 \cdot 10^5 \cdot 147}{50} = 441 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2. \quad (11)$$

Нормальные напряжения от изгиба на верхней поверхности троса

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{E y_{\text{max}}}{D_1} = \frac{1,5 \cdot 10^5 \cdot 0,0034}{1332} = 237 \text{ МПа}, \quad (12)$$

нижней поверхности троса, $\sigma_{\text{н}} = -\sigma_{\text{в}} = -237 \text{ МПа}$.

Напряжения в каркасе ленты от растяжения

$$\sigma = \frac{S}{nF}, \quad (13)$$

где S – натяжение ленты, $S \leq S_{\text{дон}}$; $S_{\text{дон}}$ – максимальное допустимое натяжение ленты конвейера

$$S_{\text{дон}} = \frac{k_z B}{m}, \quad (14)$$

k_z – удельное разрывное усилие металлокорда; B – ширина ленты; m – коэффициент запаса прочности ленты; n – количество тросов в ленте,

$$n = \frac{B - 2\delta}{d + \theta}, \quad (15)$$

δ – суммарная толщина боковой обкладки и проволочного бреккера; θ – зазор между тросами в каркасе ленты; F – площадь сечения проволок троса.

Для ленты 2РТЛО2500: $B=1000$ мм, $\delta=5$ мм, $\varepsilon=1$ мм, $k_z=2500$ Н/мм, количество тросов, $n=142$, допустимое натяжение ленты при наиболее неблагоприятном случае (угол транспор-

тирования $\beta=18^0$, $m=8,5$), $S_{дон} = 353 \cdot 10^3$ Н, площадь сечения проволок троса (согласно ГОСТ 3066-80) $F=25,08$ мм² [6]. Максимальные напряжения от растяжения ленты, соответствующие натяжению $S_{дон}$, $\sigma_{max} = 99,1$ МПа.

Следовательно, при наиболее неблагоприятном случае максимальные суммарные напряжения от растяжения и изгиба ленты составят

$$\Sigma\sigma_{max} = \sigma_{max} + \sigma_e = 99,1 + 237 = 336 \text{ МПа.} \quad (16)$$

Итак, для тягового органа ленточных конвейеров данного класса характерно импульсное нагружение с напряжениями, превышающими предел выносливости $\sigma_{-1}=225$ МПа. Поэтому дальнейший расчёт каркаса ленты следует вести по малоцикловой усталости. Определяющим является влияние изгибных напряжений в волокнах каркаса ленты при прохождении последней барабанов, что в 2,4 раз больше напряжений от растяжения ленты при максимальном допустимом натяжении тягового органа.

Для оценки влияния схемы запасовки ленты на ресурс последней по критерию накопленной повреждаемости [7] выполнен технологический расчёт конвейера по общепринятой методике и построены диаграммы напряжений в ленте. Для диаграмм напряжений с различными схемами запасовки найден коэффициент накопленной повреждаемости и ход натяжного устройства. Значения амплитуд напряжений в ленте при различных схемах запасовки ленты конвейера оценивались по «методу дождя» [8]. Результаты нахождения характеристик нагружения в наружных волокнах каркаса ленты, как наиболее нагруженных, представлены на рис. 2-4. Для иллюстрации выбран наиболее неблагоприятный случай: конвейер транспортирует горную массу вверх под максимальным углом установки для обычных лент ($\beta=18^0$), структура включает в себя 6 барабанов. В качестве примера, рассматривалась работа конвейера 2ЛУ120В длиной $L=730$ м.

Для каркаса ленты характерно импульсное нагружение каркаса при проходе ленты через барабаны, присутствуют явно выраженные амплитуды напряжений, повторяющиеся через определённый период оборота ленты $t_{об}$. Следовательно, для тягового органа ленточных конвейеров данного класса расчёт следует вести по малоцикловой усталости. Наиболее негативным является влияние амплитуды изгибных напряжений при последовательном переходе лентой чистой и грязной сторонами барабанов, расположенных в непосредственной близости друг от друга. При этом максимальная амплитуда изгибных напряжений составит 487 МПа (соответствует схеме запасовки с шестью барабанами), что в 1,5 раза выше, чем амплитуда при проходе лентой одиночного барабана, - 330 МПа (соответствует структуре с двумя барабанами). Итак, из рис. 2-4 видно: минимизации значений максимальных напряжений и амплитуд напряжений в каркасе ленты можно добиться при использовании схемы запасовки тягового органа с двумя барабанами.

Ход натяжного устройства для различных схем запасовки ленты конвейера оценивался по компенсации упругих удлинений при переходе от режима холостого хода к режиму полной загрузки конвейера, допустимой по прочности ленты, и предварительно определялся [3]

$$\Delta l = \frac{(S_4 - S_{4x})L}{2E}, \quad (17)$$

где $S_4=353$ кН – максимальное возможное по прочности натяжение ленты в точке набегания на привод, равное в случае использования базовой схемы запасовки ленты допустимому натяжению по прочности ленты; $S_{4x}=124$ кН – натяжение ленты в точке набегания на привод в режиме холостого хода.

Для решения второй задачи определялась накопленная повреждаемость каркаса ленты $НП_i$ для i -й структуры конвейера определялся по амплитудам напряжений $A_{\sigma k}$, превышающим предел выносливости $\sigma_{-1}=225$ МПа, и определялся по формуле:

$$НП_i = \sum_{k=1}^p A_{\sigma k}^9 N, \quad (18)$$

где N – количество амплитуд нагружения за время работы конвейера.

Коэффициент накопленной повреждаемости определялся для периода работы конвейера $T=1000$ ч. При этом, в случае использования структурной схемы с базовым вариантом заводки ленты для конвейера 2ЛУ120В каждая амплитуда нагружения возникала $N=4911$ раз. В случае использования предлагаемых вариантов структуры, за счёт сокращения длины ленты конвейера при сохранении требуемой длины транспортирования, каждая амплитуда возникала $N=4979$ раз.

Результаты оценки накопленной повреждаемости ленты представлены в таблице 1. Из таблицы видно, что в описанных выше условиях коэффициент накопленной повреждаемости в случае применения структуры с двумя барабанами в 29,8 раз выше, чем в случае применения четырёх барабанов, а также в 59,7 раз выше чем для структуры с шестью барабанами (см. также рис. 2-4). Следовательно, предлагаемая структура при схеме запасовки с двумя барабанами является рациональной с точки зрения минимизации максимальных напряжений в ленте и накопленной повреждаемости тягового органа, а значит – и увеличения ресурса последнего.

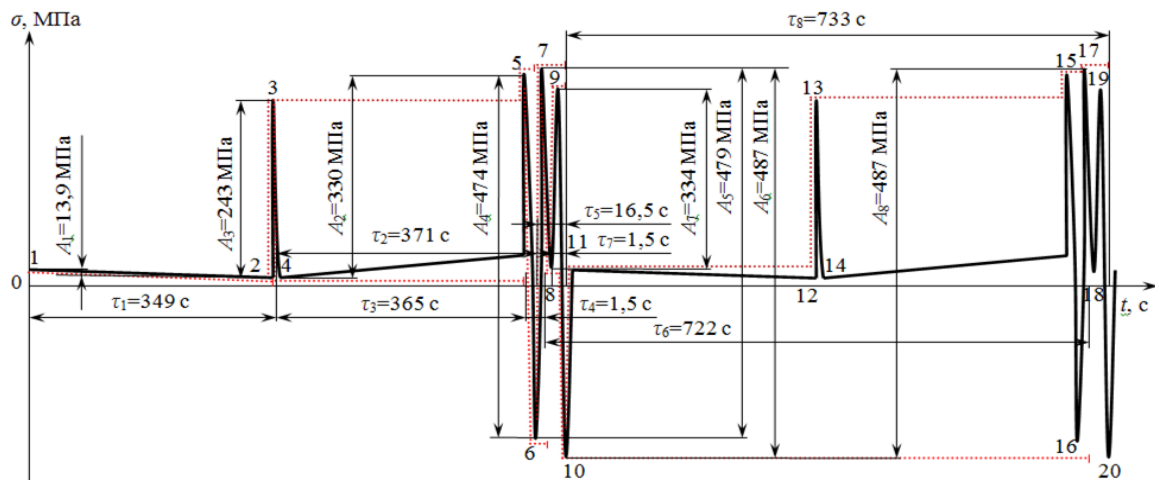


Рис.2. Амплитуды за 2 оборота ленты и полуциклы нагружения в наружных волокнах каркаса тягового органа конвейера 2ЛУ120В с базовой схемой запасовки (6 барабанов) при транспортировании грузов вверх при угле транспортирования $\beta=18^\circ$ (структура I)

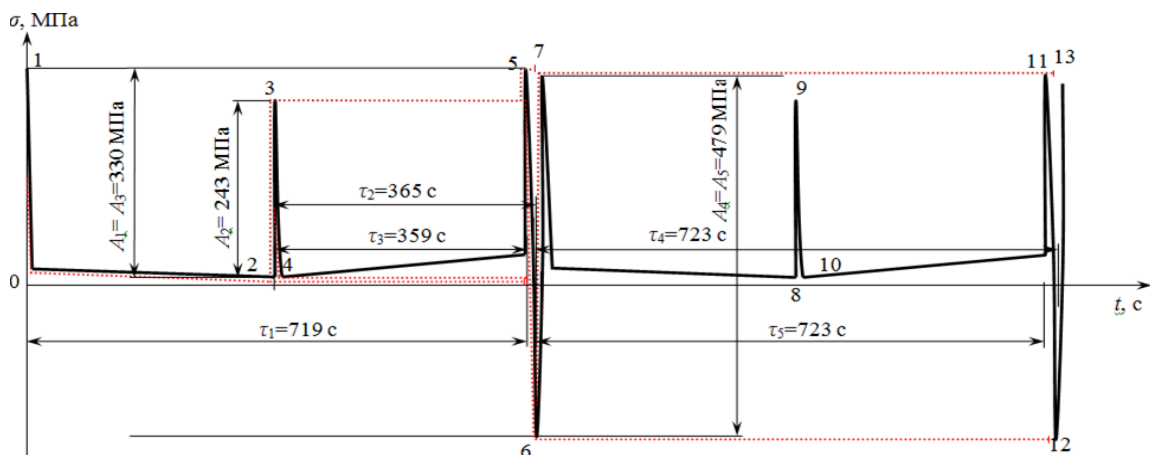


Рис.3. Амплитуды за 2 оборота ленты и полуциклы нагружения в наружных волокнах каркаса тягового органа конвейера 2ЛУ120В со схемой запасовки из 4 барабанов при транспортировании грузов вверх при угле транспортирования $\beta=18^\circ$ (структура II)

Рациональная с точки зрения минимизации максимальных напряжений, амплитуд нагружения ленты и хода натяжного устройства структура ленточного конвейера не лишена недостатков, связанных с механизмом и порядком натяжения ленты. Для достижения требуе-

мого натяжения ленты требуется обеспечение подвижности хвостового привода, барабан которого входит в систему натяжения, либо выполнение холостой ветви ленты сложного профиля. В последнем случае роlikоопоры холостой ветви конвейера следует сделать подвижными в вертикальной плоскости, а также использовать подвижные прижимные ролики. Смещаясь друг относительно друга по заданной системой управления программе ролики способны выбрать необходимый ход натяжного устройства при незначительных дополнительных перегибах ленты на порожней ветви. Радиус перегиба профиля холостой ветви ленты в случае натяжения посредством подвижных роlikоопор не должен вызывать дополнительные напряжения в ленте по значению выше, чем предел выносливости каркаса.

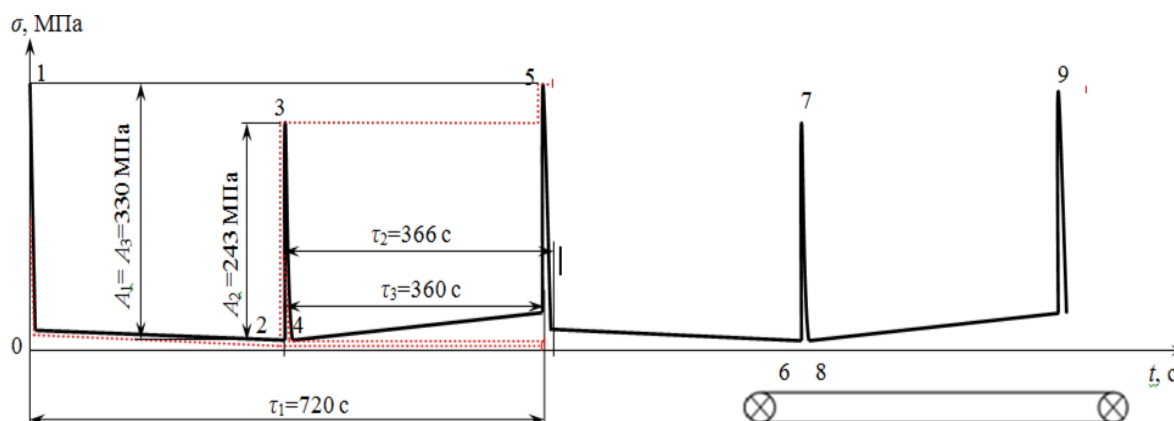


Рис.4. Амплитуды за 2 оборота ленты и полуциклы нагружения в наружных волокнах каркаса тягового органа конвейера 2ЛУ120В со схемой запасовки из 2 барабанов при транспортировании грузов вверх при угле транспортирования $\beta=18^\circ$ (структура III)

Таблица 1. Накопленная повреждаемость тягового органа ленточного конвейера интенсивной угледобычи для различных структур

Структура конвейера	Угол обхвата привода лентой, град.	Максимальная амплитуда напряжений, МПа	Ход натяжного устройства, м	Коэффициент накопленной повреждаемости	
				абсолютное значение	относительное значение
I	420	487	5,7	$2,8 \cdot 10^{28}$	59,7
II	420	479	5,7	$1,4 \cdot 10^{28}$	29,8
III	360	330	4,0	$4,7 \cdot 10^{26}$	1

Выводы и направления дальнейших исследований

1) Разработанная методика определения накопленной повреждаемости каркаса ленты позволяет оценить его ресурс с учётом структуры привода конвейера и материала каркаса;

2) Для горизонтального ленточного конвейера интенсивной угледобычи **установлено** существенное влияние его структуры на ресурс гибкого тягового органа конвейера, а именно:

импульсное нагружение каркаса ленты при переходе барабанов с амплитудными нагрузками, превышающими предел выносливости (225 МПа) и повторяющимися каждый оборот ленты; такие нагрузки имеют наиболее негативное влияние при последовательном переходе лентой чистой и грязной стороной рядом расположенных барабанов;

коэффициент накопленной повреждаемости для магистральных конвейеров с резиновой лентой, в случае применения схемы запасовки с 2 барабанами, в 29,8 раз выше, чем при применении 4 барабанов, и в 59,7 раз выше, чем при структуре с 6 барабанами;

3) По критерию минимизации максимальных напряжений в каркасе ленты и коэффициента накопленной повреждаемости, рациональной является структура ленточного конвейера для интенсивной угледобычи с 2 барабанами.

Направлениями дальнейших исследований являются:

- поиск рациональной схемы, обеспечивающей необходимое натяжение ленты конвейера со структурой, включающей в себя 2 приводных барабана;
- составление математических и виртуальных моделей рабочего процесса ленточного конвейера для оценки эффективности его использования по критериям удельного снижения энергопотребления при транспортировании и увеличения ресурса тягового органа.

Библіографічний список

- 1.Рухлов А.В., Герман Е.Д. Энергетические характеристики магистрального конвейерного транспорта угольных шахт [Эл. ресурс]. – Режим доступа: \www/ URL: <http://vde.nmu.org.ua/ua/science/ntz/archive/84/7.pdf>.
- 2.Волотковский В.С. Износ и долговечность конвейерных лент [Текст] / В.С.Волотковский, Е.Г.Нохрин, М.Ф.Герасимова. – М.: Недра, 1976. – 175 с.
- 3.Шахмейстер Л.Г. Теория и расчёт ленточных конвейеров [Текст] / Л.Г.Шахмейстер, В.Г.Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
- 4.Писареко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов [Текст]. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
- 5.Галкин В.И. Конструктивные особенности резинотросовых лент для ленточных конвейеров в горной промышленности [Эл. ресурс] / В.И.Галкин, Е.С.Сазанкова. - http://eng.giab-online.ru/files/Data/2012/7/184-192_Galkin_9_str.pdf.
- 6.ГОСТ 3066-80. Трос стальной [Эл. ресурс] – Режим доступа: <http://www.stigroup.ru/kanaty-stalnye/tros-stalnoj-gost-3066-80>.
- 7.Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени [Текст]. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
- 8.ГОСТ 25.101-83. Расчёты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов [Эл. ресурс] – Режим доступа: https://ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/27/27312.

© Семенченко А.К., Белицкий П.В., Семенченко Д.А., ДонНТУ

Надійшла до редакції 28.04.2017

А.К. Семенченко, П.В. Белицкий, Д.А. Семенченко

ДВНЗ «Донецкий национальный технический университет» МОН України, м. Покровськ

ВПЛИВ СТРУКТУРИ СТІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ НА РЕСУРС ТЯГОВОГО ОРГАНУ ПРИ ІНТЕНСИВНОМУ ВУГЛЕВИДОБУТКУ

Об'єктом дослідження є процес виникнення амплітуд нормальних напружень у волокнах каркаса гумовотросової конвеєрної стрічки магистрального стрічкового конвеєра. Предмет дослідження – закономірності впливу структури стрічкового конвеєра на значення максимальних навантажень, що діють на каркас стрічки, амплітуд напружень в стрічці і ресурс тягового органу стрічкового конвеєра. Встановлено істотний вплив структури стрічкового конвеєра при різних схемах запасування стрічки на ресурс останньої. Використання отриманих результатів сприятиме створенню шахтних конвеєрів для високоефективного інтенсивного вуглевидобутку.

Інтенсифікація вуглевидобутку, стрічковий конвеєр, схема запасування стрічки, амплітуди напружень, накопичена пошкоджувальність.

A. Semenchenko, P. Belitskiy, D. Semenchenko

State higher educational establishment “Donetsk national technical university”, Ukraine, Pokrovsk

INFLUENCE OF THE STRUCTURE OF A BELT CONVEYOR FOR INTENSIVE COAL MINING COMPANIES ON THE RESOURCES OF THE TRACTION BODY

The object of the study is the occurrence of amplitudes of normal stresses process in the fibers of the main belt conveyor rubber. The subject of the study is the regularities of the effect of the belt conveyor structure on the values of the maximum loads acting on the belt frame, the stresses amplitude in the belt, and the lifetime of the belt conveyor traction body. Influence of the belt conveyor structure is established for various schemes of tape storage on the resource of the latter. The use of the obtained results will contribute to the creation of mine conveyors for highly efficient intensive coal mining.

Intensification of coal mining, belt conveyor, tape reserve scheme, stress amplitude, accumulated damage.