

УДК 621.876.212

д.т.н. Корнеев С. В.,  
к.т.н. Доброногова В. Ю.,  
Долгих В. П.,  
Захаров О. В.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР)

## МОДЕЛИРОВАНИЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ANSYS WORKBENCH НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗИНОТКАНЕВОЙ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ С МЕХАНИЧЕСКИМ СТЫКОМ ПРИ ИЗГИБЕ НА ОБВОДНЫХ БАРАБАНАХ

*Приводится модель и результаты моделирования в программном комплексе ANSYS Workbench напряжённно-деформированного состояния механического стыка резиноканевых конвейерных лент при прохождении им обводного барабана. Установлены коэффициенты концентрации напряжений в элементах механического стыка и расчётные запасы прочности.*

**Ключевые слова:** конвейерная лента, механическое соединение, моделирование, напряжённно-деформированное состояние, напряжение.

**Проблема и её связь с научными и практическими задачами.** В участковых шахтных конвейерах резиноканевые ленты соединяются, как правило, механическим способом. Прочность различного типа механических стыков, согласно требованиям отраслевого стандарта [1], должна быть не менее 60 % агрегатной прочности ленты, а на практике составляет всего лишь 30...40 % [2]. Срок службы стыка, выполненного с помощью заклёпок, составляет 3...4 месяца, а с помощью П-образных скоб — 6...8 месяцев, что примерно в 5 раз меньше срока службы ленты [2].

Важным этапом, предшествующим разработке мероприятий по повышению прочности и долговечности механического стыка, является выбор подходящего метода исследования и определение нормальных напряжений в прокладках ленты и касательных напряжений в сквиджах, возникающих в зоне механического стыка при прохождении им обводных и приводных барабанов конвейера.

Известны различные аналитические методы исследования напряжённно-деформированного состояния (НДС) конвейерной ленты и вулканизированных стыков при воздействии растягивающих и из-

гибных нагрузок на отклоняющих барабанах. В работе [4], например, в которой рассматривается слоистая структура ленты, достигнуто наибольшее приближение структуры модели к оригиналу. Однако при линейной постановке задачи рассматриваются только продольные деформации ленты без учёта упругих и прочностных свойств прокладок по утку, что, несомненно, снижает точность полученных результатов.

Получение новых научных результатов в исследуемой предметной области объёмной деформации элементов механических соединений лент стало возможным благодаря применению новых технологий исследования, в частности программного комплекса ANSYS Workbench. Проведённые с применением ANSYS Workbench исследования НДС при растягивающих нагрузках, передаваемых ленте от размещённых в ней скрепляющих металлических стержней (заклёпок или болтов), позволили выявить значительную концентрацию напряжений вокруг отверстий, в которых размещены эти стержни [3]. Коэффициенты концентрации напряжений в прокладках и сквиджах при определённых сочетаниях параметров стыка достигают значений, близких к нормативным запасам

прочности ленты, что может привести к разрушению стыка. Очевидно, что программный комплекс ANSYS Workbench может быть применён и для моделирования более сложных случаев нагружения, в том числе и таких, которые возникают при прохождении механическим стыком обводных и приводных барабанов конвейера. Исследования такого рода не проводились.

**Целью работы** является исследование с применением программного комплекса ANSYS Workbench напряжённо-

деформированного состояния конструктивных элементов механического стыка резиноканевой конвейерной ленты при прохождении ею обводных барабанов.

**Изложение материала и результатов исследования.** На рисунке 1 представлена разработанная в программном комплексе ANSYS Workbench геометрическая модель ленты с механическим соединением типа «Флекско» и обводного барабана в начальном положении, а на рисунке 2 — нанесённая на неё конечно-элементная сетка.

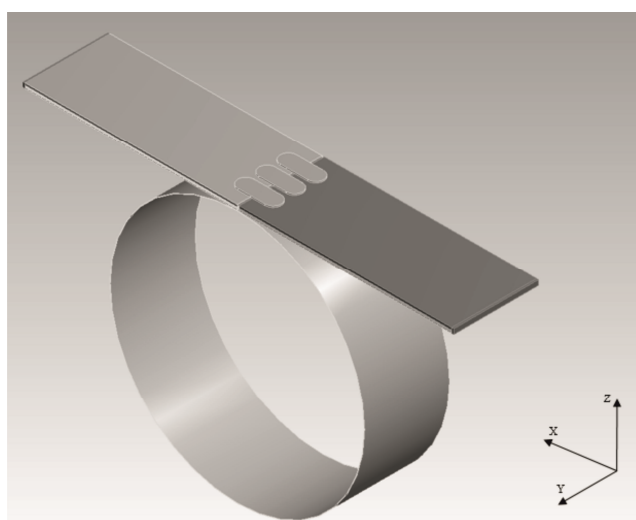


Рисунок 1 Геометрическая модель обводного барабана и ленты с механическим стыком

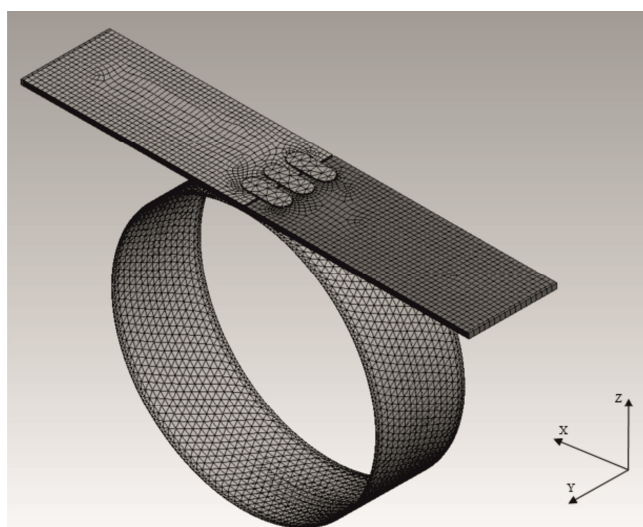


Рисунок 2 Конечно-элементная сетка модели обводного барабана и ленты с механическим стыком

При составлении конечно-элементной модели системы «лента — механическое соединение — барабан» принимаются следующие положения:

1) резинотканевая лента является слоистой композицией из тканевых прокладок, резиновых прослоек и обкладок;

2) тканевые прокладки представляются в виде упругих ортотропных тел;

3) резиновые прокладки и обкладки являются упругими изотропными телами;

3) барабан и элементы механического соединения — абсолютно твёрдые тела;

4) трение между лентой и обводным барабаном отсутствует;

5) для сокращения продолжительности компьютерного моделирования рассматривается не вся лента, а два выделенных отрезка в виде продольных полос, соединённых тремя П-образными скобами, что допустимо ввиду регулярного строения ленты и распределения напряжений в области стыка [3];

6) на свободные концы отрезка ленты, расположенного на обводном барабане и плоского в исходном относительно барабана положении, действует равномерно распределяемое между прокладками и по ширине отрезка изгибающее усилие  $S$ , направленное вдоль оси конвейера (в исходном положении ленты — по нормали к её поверхности);

7) нагружение ленты производится в статическом режиме, т. е. динамика, насколько это возможно, минимизируется. При этом силы инерции и внутреннего трения незначительны;

8) лента находится в работоспособном состоянии, если выполняются условия прочности  $\sigma_1 \leq [\sigma_{пр.о}]$ ,  $\sigma_2 \leq [\sigma_{пр.у}]$  (первая теория прочности) и  $\tau_{max} \leq [\tau]$ , где  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  — главные нормальные напряжения в прокладках ленты,  $[\sigma_{пр.о}]$  и  $[\sigma_{пр.у}]$  — пределы прочности по основе и по утку,  $\tau_{max}$  и  $[\tau]$  — максимальное и допустимое

по условию сцепления резины с прокладками тангенциальные напряжения в сквиджах и обкладках.

Принятые допущения в ANSYS Workbench обеспечиваются следующим образом:

1) элементы системы «лента — барабан» моделируются объёмными трёхмерными конечными элементами (КЭ) в виде призм и тетраэдров;

2) между КЭ прокладок и КЭ окружающих их прослоек и обкладок осуществляется связь типа Bonded;

3) между поверхностями нижней обкладки и барабана принимается контакт типа Frictional;

4) между металлическими пластинами механического соединения и обкладками ленты принимается контакт типа Frictional;

5) резиновые обкладки и прослойки ленты представляются в виде двухпараметрической модели Муни — Ривлина, которая обычно используется для описания гиперупругих материалов. Модель определяется так называемыми материальными коэффициентами  $C_{10}$  и  $C_{01}$  в зависимости «напряжение — деформация». Значения коэффициентов, полученные расчётным путём на основании известных экспериментальных зависимостей «нагрузка — деформация»:  $C_{10} = 0,66$  МПа,  $C_{01} = 0,324$  МПа [5].

В качестве исходных данных принимаются геометрические параметры и физико-механические свойства конструктивных элементов системы «лента — механический стык — барабан».

*Исходные данные:* отрезок ленты типа EP шириной 0,2 м и с числом прокладок  $n=3$ ; обкладочная резина класса А; изгибающее усилие, действующее на ленту вдоль оси конвейера (вначале в направлении, противоположном оси  $z$ ) — 10 Н; растягивающее усилие, прикладываемое к концам отрезка ленты по окончании изгиба — 2 кН; модули упругости тканевой прокладки ленты по осям  $x$ ,  $y$  и  $z$ :  $E_x = 10^8$  Па,  $E_y = 6 \cdot 10^7$  Па,  $E_z = 6 \cdot 10^7$  Па; модули сдвига по осям  $x$ ,  $y$  и  $z$ :  $G_x = 2,85 \cdot 10^8$  Па,  $G_y = G_z = 1,14 \cdot 10^8$  Па;

коэффициенты Пуассона: для тканевой прокладки по основе  $\mu_{то}=0,275$  и по утку  $\mu_{ту}=0,135$ , для резины —  $\mu_p=0,4$ ; прочность тканевых прокладок по основе  $[\sigma]_x$  и по утку  $[\sigma]_y$  равна соответственно 125 и 34,4 МПа; толщина тканевых прокладок  $\delta_n=1,2$  мм; толщина резиновых прослоек (сквиджей)  $\delta_c=0,5$  мм; диаметр барабана  $D=500$  мм.

Тип используемого механического соединения — Flexco Bolt Solid Plate. Диаметр стержней  $d$  и шаг их установки  $l$  принимаются равными соответственно 11 и 50 мм. Длина и ширина металлических пластин механического соединения равны соответственно 102 и 38 мм. Расстояние между стержнями — 62,5 мм.

Моделирование, в соответствии с принципом суперпозиции упругих сил, проводится в два этапа. Вначале к концам отрезков прикладывается сила, достаточная лишь для осуществления изгиба. Затем, по окончании изгиба, к ленте дополнительно прикладываются растягивающие силы, соответствующие номинальной нагрузке ленты (примерно 10 % от разрывного усилия). Такой подход позволяет выделить составляющие напряжений, обусловленные изгибом и растяжением ленты, а также установить соотношение между этими составляющими. В результате моделирования на каждом этапе определялись нормальные и касательные напряжения на

площадках, нормальных к осям  $x$ ,  $y$ , и  $z$  локальной системы координат, главные напряжения  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$  в прокладках.

Для проверки точности расчётов с применением программного комплекса ANSYS Workbench произведено моделирование изгиба ленты без стыка и сопоставление полученных нормальных и касательных напряжений (рис. 3) с аналогичными напряжениями, полученными по известным аналитическим зависимостям Завгороднего — Морева [4]. Рассчитанные по формулам Завгороднего — Морева максимальные значения напряжений в тканевой прокладке ленты при угле обхвата барабана  $90^\circ$  не превышают 2 МПа. Результаты расчётов, полученные при моделировании с применением предложенной нами модели, приведены в таблице 1 и не превышают 2,2 МПа. Разработанная методика компьютерного моделирования изгибных нагрузок в элементах конвейерных лент даёт более точную оценку (до 10 %), так как позволяет учитывать большее число факторов при меньшем числе ограничений. Таким образом, есть основания полагать, что предлагаемая методика компьютерного моделирования обладает достаточной точностью и может быть применена также для исследования НДС механического стыка.

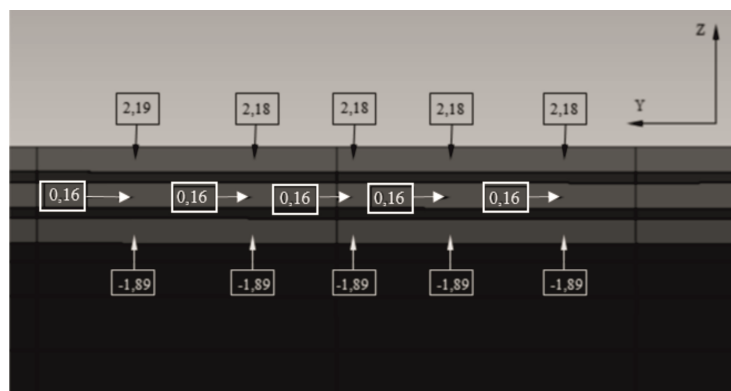


Рисунок 3 Распределение напряжений  $\sigma_x$  (МПа) в прокладках ленты при изгибе на обводном барабане

Таблица 1

Результаты расчёта с применением ANSYS Workbench  $\sigma_x$  в прокладках ленты в зависимости от угла изгиба на обводном барабане

$\sigma_x$ , МПа	Угол изгиба, град						
	0	15	30	45	60	75	90
Верхняя прокладка	$4,1 \cdot 10^{-2}$	0,3	1,03	1,07	1,6	2,1	2,2
Средняя прокладка	$-1,1 \cdot 10^{-2}$	$-7 \cdot 10^{-2}$	$-8,3 \cdot 10^{-2}$	$-7,9 \cdot 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	0,15	0,15
Нижняя прокладка	$-5,5 \cdot 10^{-2}$	-0,49	-1,2	-1,2	-1,5	-1,8	-1,89

На рисунке 4 отражено положение ленты с механическим соединением, изогнутой на обводном барабане в конце первого этапа моделирования. На рисунке 5 отображено распределение полученных при изгибе нормальных напряжений  $\sigma_x$  в ленте вокруг центрального отверстия. В прокладках наблюдаются зоны растяжения ( $\sigma_x > 0$ ) и сжатия ( $\sigma_x < 0$ ). На данном этапе модуль сжатия принимался равным модулю растяжения, так как сжатие при изгибе следует считать условным, поскольку при наложении на втором этапе значительного растягивающего усилия в ленте возможны

только деформации растяжения. Верхняя прокладка при изгибе подвергается значительно большему нагружению, чем нижние прокладки. Максимальное напряжение растяжения в верхней прокладке  $\sigma_{x \text{ изг}}$  возникает на поверхности отверстия в поперечном сечении, проходящем через ось отверстия, и достигает 1,01 МПа. Изгибные нагрузки в верхней прокладке перфорированной и разрезанной ленты вследствие меньшей её изгибной жёсткости примерно в два раза меньше, чем в аналогичной прокладке целой ленты.

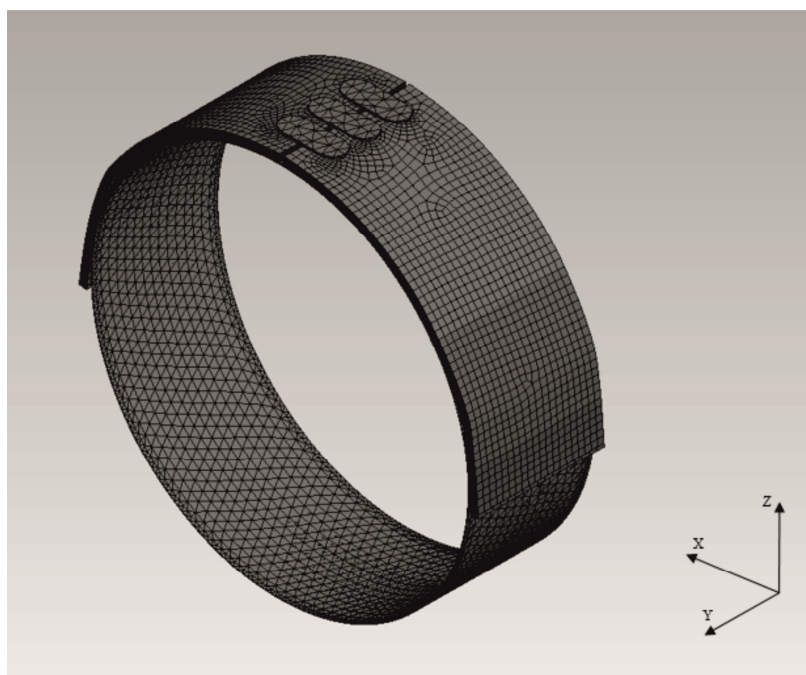


Рисунок 4 Положение ленты с механическим стыком, изогнутой на обводном барабане

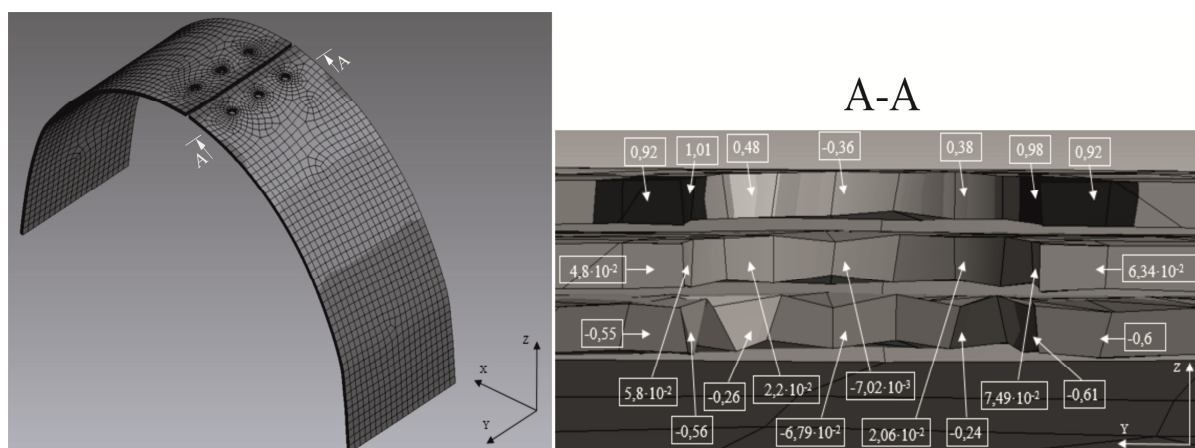


Рисунок 5 Распределение напряжений  $\sigma_x$  (МПа) в прокладках ленты вокруг центрального отверстия при изгибе на обводном барабане

На рисунке 6 отображена аналогичная картина распределения напряжений  $\sigma_y$  вокруг центрального отверстия. Максимальное значение напряжения  $\sigma_{y, \text{изг}}$  в области растяжения составляет 0,26 МПа. Асимметрия нагрузок в верхней прокладке вызвана перекосом первоначально нормального к поверхности ленты скрепляющего болта в отверстии при его слабом зажатии. В верхней точке верхней прокладки имеет место только деформация растяжения, вызванная изгибом ( $\sigma_y = 0,26$  МПа), а в нижней точке на деформацию растяжения накладывается деформация сжатия, вызванная давлением стержня ( $\sigma_y = 0,16$  МПа). В нижней про-

кладке всё наоборот: в нижней точке наблюдается деформация сжатия от изгиба в чистом виде ( $\sigma_y = -6,65 \cdot 10^{-2}$  МПа), а в верхней к ней добавляется деформация сжатия, вызванная давлением стержня, (суммарное напряжение  $\sigma_y = -0,1$  МПа). Таким образом, при чистом изгибе ленты на барабане применение П-образных скоб для соединения лент приводит к увеличению нагрузок. Необходимо стремиться к исключению перекосов болтов, применяя короткие или составные с шарнирами соединительные пластины. Резину обкладок под пластинами следует удалять.

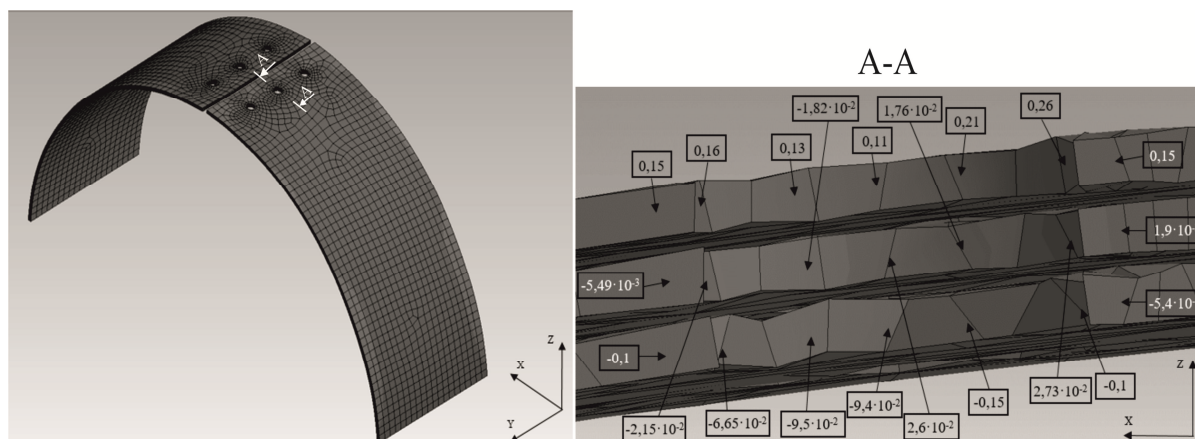


Рисунок 6 Распределение напряжений  $\sigma_y$  (МПа) в прокладках ленты вокруг центрального отверстия при изгибе на обводном барабане

На рисунках 7 и 8 показана картина распределения нагрузок вокруг центрального отверстия при изгибе и приложенной к концам ленты растягивающей нагрузке, равной 2 кН, (второй этап нагружения). Максимальные напряжения  $\sigma_{x \max}$  (см. рис. 7), равные 5,67 МПа, наблюдаются на поверхности отверстия в верхней прокладке.

Наибольшее напряжение  $\sigma_{x \text{ раст}}$  от растяжения по основе определяется согласно принципу суперпозиции. При этом из максимального суммарного напряжения  $\sigma_{x \max}$ , полученного на втором этапе нагружения, вычитается полученное в той же точке на первом этапе напряжение от чистого изгиба  $\sigma_{x \text{ изг}}$ , т. е.

$$\sigma_{x \text{ раст}} = \sigma_{x \max} - \sigma_{x \text{ изг}} \quad (1)$$

В рассматриваемом случае при  $\sigma_{x \max} = 5,67$  МПа и  $\sigma_{x \text{ изг}} = 0,92$  МПа получается  $\sigma_{x \text{ раст}} = 4,75$  МПа.

Составляющая напряжения от изгиба ленты по основе составляет 16,2 % от суммарной нагрузки и должна учитываться при прочностных расчётах.

Коэффициент концентрации напряжений в верхней прокладке

$$k_x = \sigma_{x \max} / \sigma_{x p}, \quad (2)$$

где  $\sigma_{x p}$  — расчётное нормальное напряжение в сечении прокладки плоскостью  $yz$ , проходящей через оси отверстий.

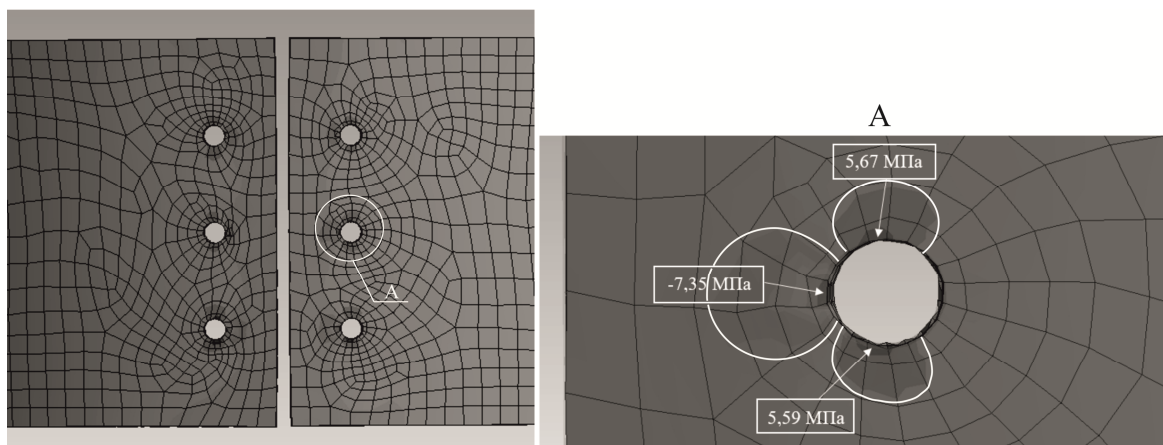


Рисунок 7 Распределение напряжений  $\sigma_x$  (МПа) в прокладках ленты вокруг центрального отверстия при изгибе и растягивающей нагрузке на обводном барабане

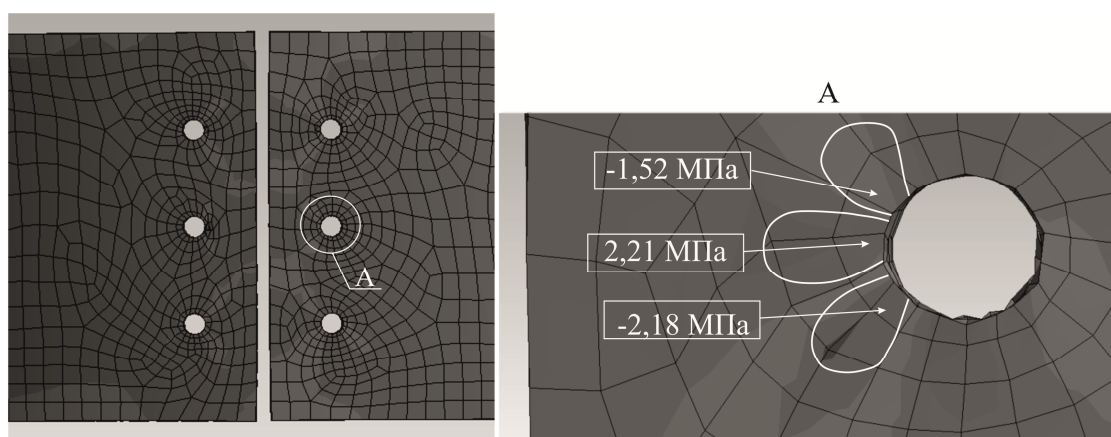


Рисунок 8 Распределение напряжений  $\sigma_y$  (МПа) в прокладках ленты вокруг центрального отверстия при изгибе и растягивающей нагрузке на обводном барабане

Расчётное нормальное напряжение

$$\sigma_{x p} = \frac{S}{\delta_{\text{п}} n (B - 3d)} + \sigma_{x \text{ изг}}. \quad (3)$$

В данном случае  $k_x = 1,7$ .

Фактический коэффициент запаса прочности прокладки по основе

$$n_x = [\sigma]_x / k_x \sigma_{x p} = 125 / 1,7 \cdot 4,3 = 17. \quad (4)$$

Полученный запас прочности механического соединения ленты на обводном барабане значительно превышает его нормативное значение  $n_n$  (обычно  $n_n = 8 \dots 10$ ). При изменении натяжения  $S$  или параметров стыка ситуация может измениться, что в случае  $n_x \leq n_n$  может привести к разрыву ленты по основе.

Напряжение от растяжения по утку определяется аналогичным образом:

$$\sigma_{y \text{ раст}} = \sigma_{y \text{ max}} - \sigma_{y \text{ изг}}, \quad (5)$$

$$\sigma_{y \text{ раст}} = 2,21 - 0,26 = 1,95 \text{ МПа.}$$

Составляющая напряжения от изгиба ленты по утку составляет 11,8 % от суммарной нагрузки (изгиб вместе с растяжением), что не позволяет пренебрегать изгибными напряжениями в ленте.

Фактический коэффициент запаса прочности прокладки по утку

$$n_y = [\sigma]_y / \sigma_{y \text{ max}} = 34,4 / 2,21 = 15,5. \quad (6)$$

Анализ результатов моделирования:

1) составляющие изгибных напряжений по основе и по утку составляют соответственно 16,2 % и 11,8 % от суммарной нагрузки при изгибе и растяжении;

2) коэффициент концентрации напряжений по основе составляет 1,7;

3) при заданной растягивающей нагрузке расчётные значения запасов прочности при изгибе на обводном барабане превышают нормативные значения, т. е. в данном случае механический стык удовлетворяет условиям прочности;

4) разработанная модель позволяет провести дальнейшие исследования НДС стыка на приводном барабане.

**Выводы и направления дальнейших исследований.** Разработана компьютерная модель напряжённо-деформированного состояния элементов механического соединения резинотканевой конвейерной ленты, проходящих по одному барабану. При моделировании применён программный комплекс ANSYS Workbench.

Данная модель может быть адаптирована для исследования механического соединения, взаимодействующего с приводным барабаном.

### Библиографический список

1. ДСТУ 10124183643.001-2003. Змикання та ремонт гумовотканевих конвеєрних стрічок рознімними з'єднувачами. Вимоги до технології виконання : чинний з 2003-10-14. — К. : Мінпаливенерго України, 2003. — 46 с.
2. Комраков, А. Н. Применение механических соединений для стыковки конвейерных лент на угольных шахтах и промышленных предприятиях России [Текст] / А. Н. Комраков, А. Ю. Кондрашин, Р. Н. Николаев // Горный информационно-аналитический бюллетень. Горный инженер. — 2009. — № 10. — С. 44–55.
3. Корнеев, С. В. Моделирование напряжённо-деформированного состояния механических стыков конвейерных лент [Текст] / С. В. Корнеев, В. Ю. Доброногова, В. П. Долгих, О. В. Захаров // Сб. науч. трудов ДонГТУ. — Алчевск : ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2018. — Вып. 54. — С. 101–109.
4. Завгородний, Е. Х. Расчёт напряжений в многослойной ленте при одновременном действии изгиба и растяжений [Текст] / Е. Х. Завгородний, Ю. П. Ярцев, В. И. Морев, А. В. Переселков // Проблемы разработки угольных пластов Донбасса : сб. науч. тр. — К. : УМК ВО, 1991. — 144 с.
5. Корнеев, С. В. Коэффициенты модели Муни—Ривлина в пакете программ ANSYS Workbench, полученные для обкладочной резины шахтных конвейерных лент [Текст] /



С. В. Корнеев, В. П. Долгих // Сб. научн. трудов ДонГТУ. — Алчевск : ДонГТУ, 2014. — Вып. 42. — С. 45–49.

6. Бруяка, В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench [Текст] : учеб. пособ. / В. А. Бруяка, В. Г. Фокин, Е. А. Солдусова. — Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2010. — 271 с.

© Корнеев С. В.  
 © Доброногова В. Ю.  
 © Долгих В. П.  
 © Захаров О. В.

Рекомендована к печати к.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Ульяницким В. Н., к.т.н., доц., зав. каф. ГЭиТС СУНИГОТ ЛНУ им. В. Даля Петровым А. Г.

Статья поступила в редакцию 20.02.20.

д.т.н. Корнеев С. В., к.т.н. Доброногова В. Ю., Долгих В. П., Захаров О. В. (ДонГТУ, м. Алчевськ, ЛНР)

### МОДЕЛЮВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ANSYS WORKBENCH НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГУМОВОТКАНИННОЇ КОНВЕЄРНОЇ СТРИЧКИ З МЕХАНІЧНИМ СТИКОМ ПРИ ЗГИНАННІ НА ОБВІДНИХ БАРАБАНАХ

Наводиться модель і результати моделювання напружено-деформованого стану механічного стику гумовотканинних конвеєрних стрічок при згинанні на обвідних барабанах в програмному комплексі ANSYS Workbench. Встановлено коефіцієнти концентрації напружень в елементах механічних стиків і розрахункові запаси міцності.

**Ключові слова:** конвеєрна стрічка, механічне з'єднання, моделювання, напружено-деформований стан.

Doctor of Technical Sciences Korneev S. V., PhD in Engineering Dobronogova V. Yu., Dolgikh V. P., Zakharov O. V. (DonSTU, Alchevsk, LPR)

### ANSYS WORKBENCH MODELING OF THE STRESS-STRAIN STATE OF A FABRIC-PLY BELT WITH A MECHANICAL JOINT UNDER BENDING ON RETURN PULLEYS

The model and results of modeling the stress-strain state of the mechanical joint of fabric-ply belts under bending on return pulleys in the ANSYS Workbench software package are presented. The ANSYS Workbench software package is used to simulate the complex loading process of a mechanical joint when it passes the conveyor's return pulleys. The stress concentration factors in the elements of mechanical joints and calculated strength reserves are determined.

**Key words:** conveyor belt, mechanical connection, modeling, stress-strain state.