

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 НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СТЫКОВ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

*Приводится модель и результаты моделирования напряжённно-деформированного состояния механического стыка конвейерных лент в программном комплексе ANSYS Workbench. В процессе моделирования устанавливаются характеристики напряжённно-деформированного состояния механического стыка, а именно: компоненты тензора, главные напряжения, направляющие косинусы, коэффициенты концентрации напряжений и фактические запасы прочности конструктивных элементов.*

**Ключевые слова:** конвейерная лента, механический стык, напряжённно-деформированное состояние, моделирование, ANSYS Workbench.

**Проблема и её связь с научными и практическими задачами.** Конвейерные ленты с резиноканевым каркасом соединяют механическим способом или вулканизацией в соответствии с рекомендациями заводов-изготовителей, руководствами по стыковке лент и отраслевыми стандартами по эксплуатации ленточных конвейеров [1, 2, 3, 4].

Для конвейеров, расположенных в участках горных выработках угольных шахт, особенно в выработках, прилегающих к очистным и подготовительным забоям, характерно периодическое сокращение или наращивание става. Это приводит к частым ремонтам стыков ленты для изменения длины конвейера; для телескопических конвейеров обычно — на 40...50 м. В этих условиях стыки, как правило, выполняются механическим способом. К преимуществам механических стыков, если сравнивать их со стыками, выполненными холодной или горячей вулканизацией, прежде всего, следует отнести простоту стыковки при малых затратах времени: до 2...4 часов на один стык. Кроме того, механические соединения рекомендуются при непродолжительной работе ленточного конвейера на одном рабочем месте, при отсутствии необходимых для

вулканизации материалов и оборудования, а также в тех случаях, когда вулканизация стыков затруднена или нецелесообразна по причине пылевого или газового режима работы конвейера [3].

Соединение лент механическим способом осуществляется заклёпками, П-образными и крючкообразными скобами. В мировой практике наибольшее распространение получили шарнирные соединения скобами «Штальгрубер», «Мато» (Германия), «Флекско» (США).

Для стыковки конвейерных лент, например в Кузбассе, применяются заклёпочные шарнирные механические соединения «Флекско» типоразмеров R5½, R6/RAR6, R8/RAR8. Средний срок службы механического стыка на шахтах Кузбасса составляет 2...6 месяцев, а максимальный — 14...15 месяцев [5].

Стандартом на соединение пластинчатыми или проволочными скобами и ремонт резиноканевых лент шириной 800, 1000, 1200 мм с агрегатной прочностью не более 1000 Н/мм и толщиной 7...13 мм предусмотрено отношение прочности соединения к прочности ленты не менее 60 % и срок службы не менее 5 месяцев [6].

Опыт эксплуатации показывает, что относительные прочность и долговечность

механических стыков в среднем составляют: для заклёпочных соединений соответственно 39 % и 13 %; для стыков с крючкообразными скобами — 51 % и 19 %; с П-образными скобами — 77 % и 35 %. В результате применения на шахтах Кузбасса и Воркуты соединений типа «Флекско», например, установлено, что их прочность на резинотканевых многослойных лентах достигает 60 %, а на лентах с цельнотканым каркасом — 75 % от прочности ленты.

Анализ конструктивных особенностей и опыт эксплуатации также указывают на ряд недостатков механических стыков, таких как: малый срок службы — 2...5 месяцев; большие эксплуатационные расходы на подстыковку и ремонт стыков; повышенная динамика при их взаимодействии с элементами конвейера и, как результат, снижение срока службы и износ обечайки барабанов и роликов. При некачественном стыке и образовании в ряде случаев волнистой кромки ленты или деформациях скоб возможно образование зазоров между концами ленты, а затем — просыпи транспортируемого груза и засорение подконвейерного пространства, что приводит к заштыбовке роликов става и увеличению сопротивления движению ленты.

Большой разброс устанавливаемых опытным путём значений прочности и долговечности механических стыков указывает на скрытые возможности их совершенствования применительно к условиям эксплуатации. Вместе с тем в настоящее время при значительной потребности соединений конвейерных лент механическим способом и необходимости повышения прочности и долговечности механических стыков отсутствуют теоретические исследования и методики расчёта напряжённо-деформированного состояния (НДС) и оптимизации параметров их конструктивных элементов.

**Постановка задачи.** Задачей работы является разработка модели механического соединения резинотканевых конвейерных лент для исследования статического напряжённо-деформированного состояния элементов стыка.

**Изложение материала и его результаты.** Задача исследования решается в результате моделирования с использованием программного комплекса ANSYS Workbench [7]. В процессе моделирования устанавливаются характеристики НДС механического стыка, а именно: компоненты тензора, главные напряжения, направляющие косинусы, коэффициенты концентрации напряжений и фактические запасы прочности конструктивных элементов.

Применение ANSYS Workbench, основывающегося на методе конечных элементов (КЭ), позволяет при достаточно глубокой детализации элементов стыка и значительном объёме информации об их геометрических параметрах и физико-механических свойствах максимально приблизить модель механического соединения к реальному объекту и рассчитывать сложные НДС элементов стыка. Данная работа является первым этапом планируемых обширных исследований механических соединений лент. Рассматривается плоская задача исследования НДС, что, впрочем, отвечает реальным участкам ленты, которая при прохождении тягового контура выполаживается перед различного рода барабанами и после них.

При составлении модели механического стыка принимаются следующие допущения:

1) основным конструктивным элементом любой соединительной скобы или заклёпки является взаимодействующий непосредственно с лентой абсолютно жёсткий цилиндрический стержень;

2) лента ввиду симметрии стыка относительно поперечной оси шарниров на начальном этапе исследований представляется в виде одного плоского отрезка с рядом отверстий, в которых расположены фиксируемые в продольном направлении и способные перемещаться вместе с лентой в поперечном направлении нормальные к поверхности ленты цилиндрические стержни скоб;

3) лента является слоистой композицией из упругих тканевых прокладок, представляемых в виде ортотропного материала.

ла, и изотропных резиновых прослоек и обкладок;

4) на свободный конец ленты действует равномерно распределяемое между прокладками и по ширине ленты растягивающее усилие  $S$ .

Расчётная схема механического стыка как системы, состоящей из набора конструктивных элементов ленты и соединительных скоб, представлена на рисунке 1.

В качестве исходных данных принимаются геометрические параметры и физико-механические свойства конструктивных элементов механического соединения ленты. Для оценки её технического состояния под воздействием растягивающей нагрузки также принимаются во внимание прочностные свойства прокладки — разрывные нормальные напряжения  $[\sigma]_x$  и  $[\sigma]_y$  соответственно в продольном (по основе) и поперечном (по утку) направлениях. Моделирование стыка проводится поэтапно согласно структурной схеме, приведённой на рисунке 2.

Вначале в блоке **Engineering Data** из набора типовых моделей выбираются модели, наилучшим образом отражающие определённые физико-механические свойства структурных элементов механического стыка.

Резиновые обкладки и прослойки ленты представляются в виде двухпараметрической модели Муни – Ривлина, которая обычно используется для описания гиперупругих материалов. Модель определяется коэффициентами  $C_{10}$  и  $C_{01}$  в зависимости «напряжение - деформация». Значения коэффициентов получены расчётным путём [8] на основании известных экспериментальных зависимостей «нагрузка – деформация». Установлено:  $C_{10}=0,66$  МПа,  $C_{01}=0,324$  МПа.

Построение трёхмерной геометрической модели механического стыка реализуется в модуле **Design Modeler** (блок **Geometry**).

После нанесения конечно-элементной сетки (блок **Model**) задаются параметры контактного взаимодействия элементов и внешние воздействия на систему.

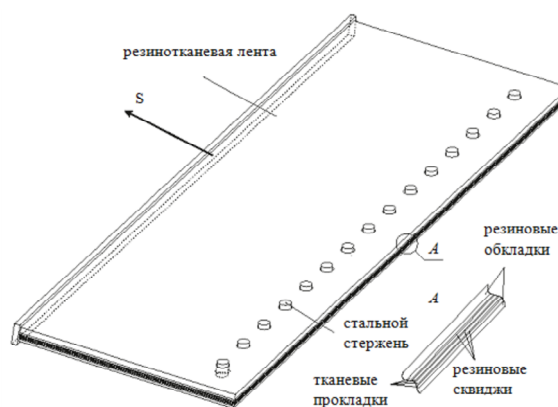


Рисунок 1 Расчётная схема механического соединения конвейерной ленты

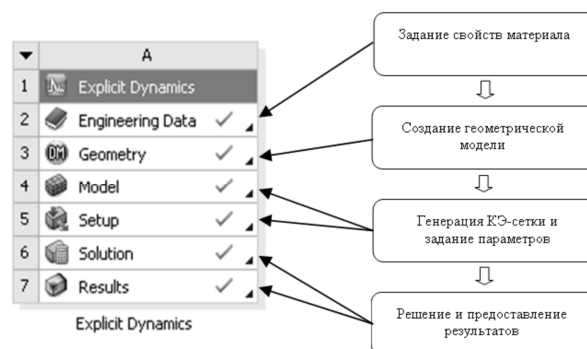


Рисунок 2 Структурная схема моделирования в ANSYS Workbench механического соединения ленты

Геометрическая модель механического стыка и нанесённая на неё конечно-элементная сетка отражены на рисунках 3 и 4. Оси координат  $x$ ,  $y$  и  $z$  направлены, соответственно, вдоль (по основе), поперёк ленты (по утку) и по нормали к её поверхности. Задаётся минимальное значение шага сетки. В процессе моделирования шаг сетки, обеспечивающий заданную точность расчётов, может увеличиваться программой автоматически.

Для имитации натяжения ленты к её торцу прикрепляется абсолютно жёсткая планка, к центру которой приложена растягивающая сила  $S$ , равномерно распределяющаяся между прокладками и по ширине ленты. Также следует отметить возможность свободного перемещения по оси  $y$  вместе с лентой стержней, что отвечает реальной работе стыка.

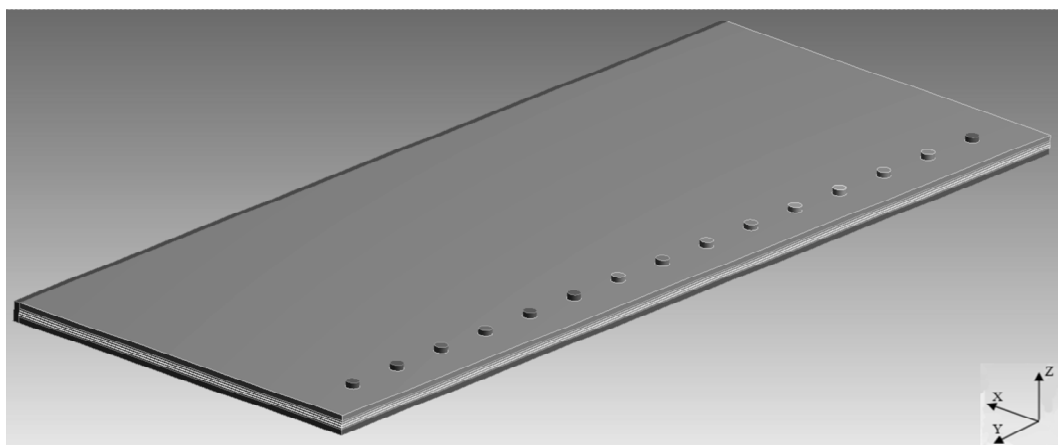


Рисунок 3 Геометрическая модель механического стыка

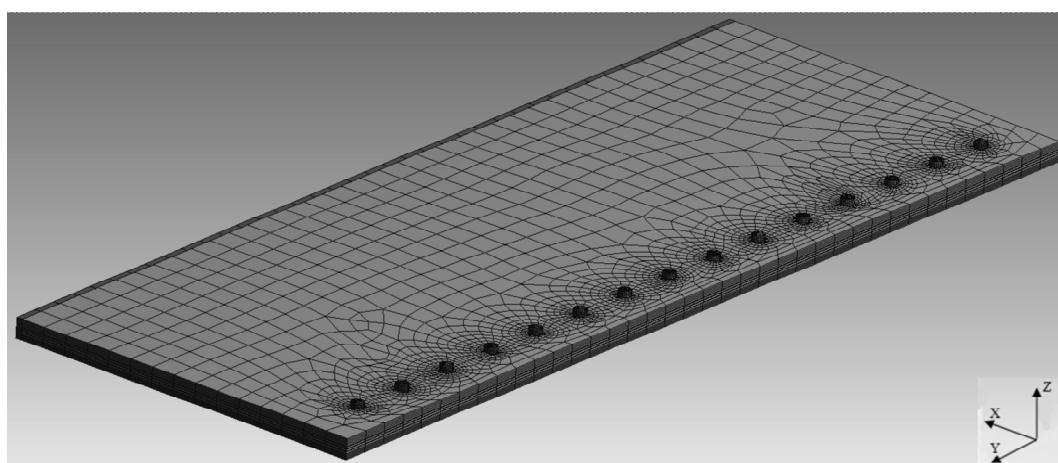


Рисунок 4 Конечно-элементная сетка модели механического стыка ленты

Процесс моделирования завершается при достижении установившегося напряжённо-деформированного состояния (НДС) ленты.

В качестве примера произведено моделирование НДС механического стыка четырёхпрокладочной резинотканевой конвейерной ленты 800 EP-800/4-5+2 фирмы «Phoenix» (Германия) П-образными скобами.

Исходные данные: обкладочная резина класса А; ширина ленты — 0,8 м; натяжение ленты в направлении оси  $x$  — 10 кН; параметры тканевой прокладки ленты: модули упругости по осям  $x$ ,  $y$  и  $z$  —  $E_x=3 \cdot 10^8$  Па,  $E_y=6 \cdot 10^7$  Па,  $E_z=5 \cdot 10^8$  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 [9]; коэффициент Пуассона для тканевой прокладки: по основе —  $\mu_{то}=0,275$ , по утку —  $\mu_{ту}=0,135$ , для рези-

ны —  $\mu_p=0,4$ ; прочность тканевых прокладок по основе  $[\sigma]_x$  и по утку  $[\sigma]_y$  равна 166,7 и 45,8 МПа соответственно; толщина тканевых прокладок  $\delta_n=1,2$  мм; толщина резиновых прослоек (сквиджей)  $\delta_c=0,5$  мм. Диаметр  $d$  и шаг установки  $l$  стержней принимаются равными 11 и 50 мм соответственно. Стержни устанавливаются в один ряд.

В результате моделирования определены нормальные и касательные напряжения на площадках, нормальных к осям  $x$  и  $y$ , главные  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$ .

На рисунках 5 и 6 отражено распределение нормальных напряжений  $\sigma_x$  в прокладках ленты вокруг отверстия. В прокладках наблюдаются области растяжения ( $\sigma_x > 0$ ) и сжатия ( $\sigma_x < 0$ ). Все прокладки

нагружаются с определённой регулярностью и практически одинаково.

Максимальные напряжения растяжения прокладок  $\sigma_{x \max}$  возникают на поверхностях отверстий в плоскости, проходящей через оси отверстий, и достигают 15,01 МПа. При этом коэффициент концентрации напряжений

$$k_x = \sigma_{x \max} / \sigma_{x \text{ ср}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{x \text{ ср}}$  — среднее нормальное напряжение в сечении прокладки плоскостью  $yz$ , проходящей через оси отверстий. В данном случае  $k_x=4,7$ .

Фактический коэффициент запаса прочности прокладки по основе в этом же сечении

$$n_x = [\sigma]_x / k_x \sigma_{x \text{ ср}} = 166,7 / 4,7 \cdot 2,6 = 13,6. \quad (2)$$

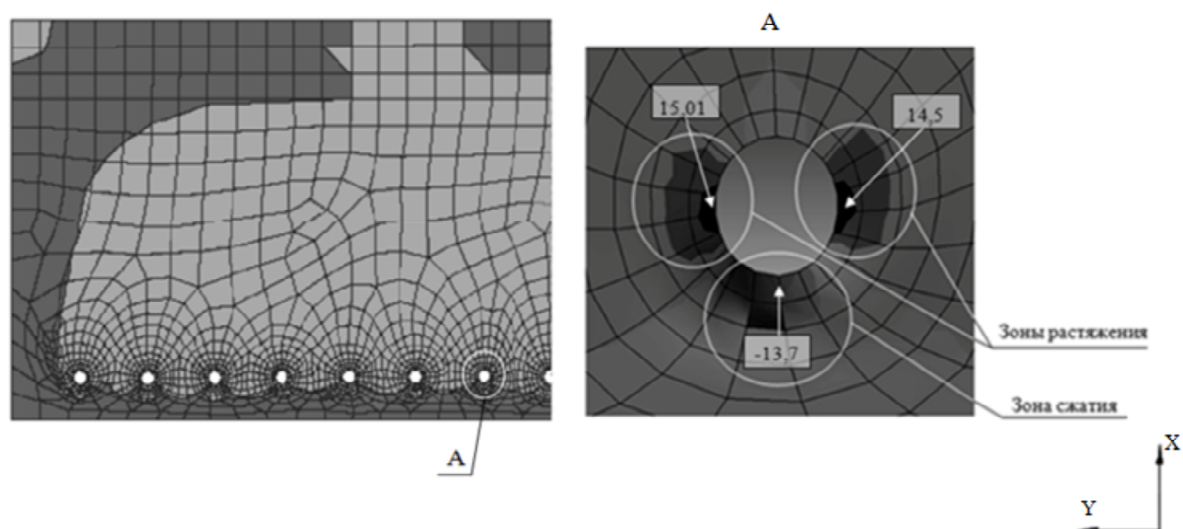


Рисунок 5 Распределение нормальных напряжений  $\sigma_x$  в прокладках ленты 800 EP-800/4-5+2 (сечение в плоскости  $xy$ )

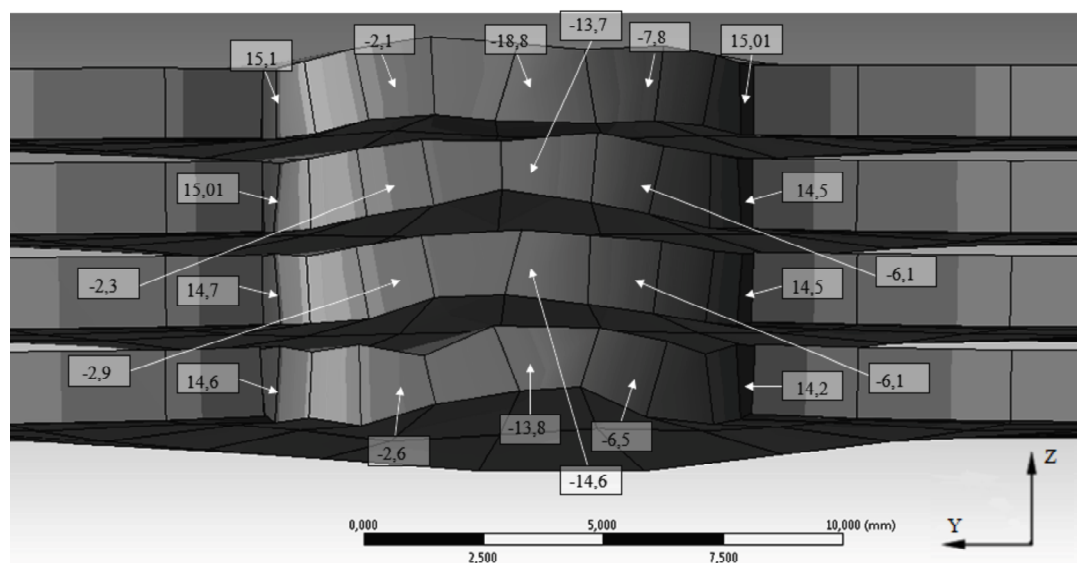


Рисунок 6 Распределение нормальных напряжений  $\sigma_x$  в прокладках ленты 800 EP-800/4-5+2 вокруг отверстия (сечение в плоскости  $yz$ )



В рассматриваемом примере запас прочности превышает его нормативные значения  $n_n$  (обычно  $n_n=8\dots10$ ). 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.

Для большей наглядности на рисунке 7 приводится распределение напряжений  $\sigma_x$  в одной из прокладок в виде диаграммы с указанием зон растяжения и сжатия.

На рисунках 8 и 9 отражена аналогичная картина распределения напряжений  $\sigma_y$  в прокладке ленты по утку. Максимальное значение напряжения  $\sigma_{y \max}$  в области растяжения составляет 4,2 МПа.

Фактический коэффициент запаса прочности прокладки по утку в этом же сечении

$$n_y = [\sigma]_y / \sigma_{y \max} = 45,8 / 4,2 = 10,9. \quad (3)$$

Анализ результатов моделирования:

1) наблюдается практически регулярное распределение нагрузок  $\sigma_x$  в поперечных сечениях ленты, что позволяет ограничиться

анализом НДС участка ленты, расположенного между осями двух смежных стержней;

2) нагрузка распределяется равномерно между прокладками, что указывает на возможность рассмотрения НДС одной прокладки;

3) максимальные нагрузки растяжения в прокладках в продольном направлении возникают между стержнями на поверхности отверстий, которые в данном случае являются концентраторами напряжений, максимальные нагрузки в поперечном направлении — на поверхности отверстий, обращённой к кромке стыка;

4) при заданной нагрузке расчётные значения запасов прочности превышают нормативные значения, т. е. нагрузки удовлетворяют условиям прочности стыка;

5) разработанная модель механического соединения ленты позволяет провести дальнейшие исследования НДС при различных значениях геометрических параметров стыка (диаметра и шага установки стержня, числа рядов стержней и т. д.) для их оптимизации.

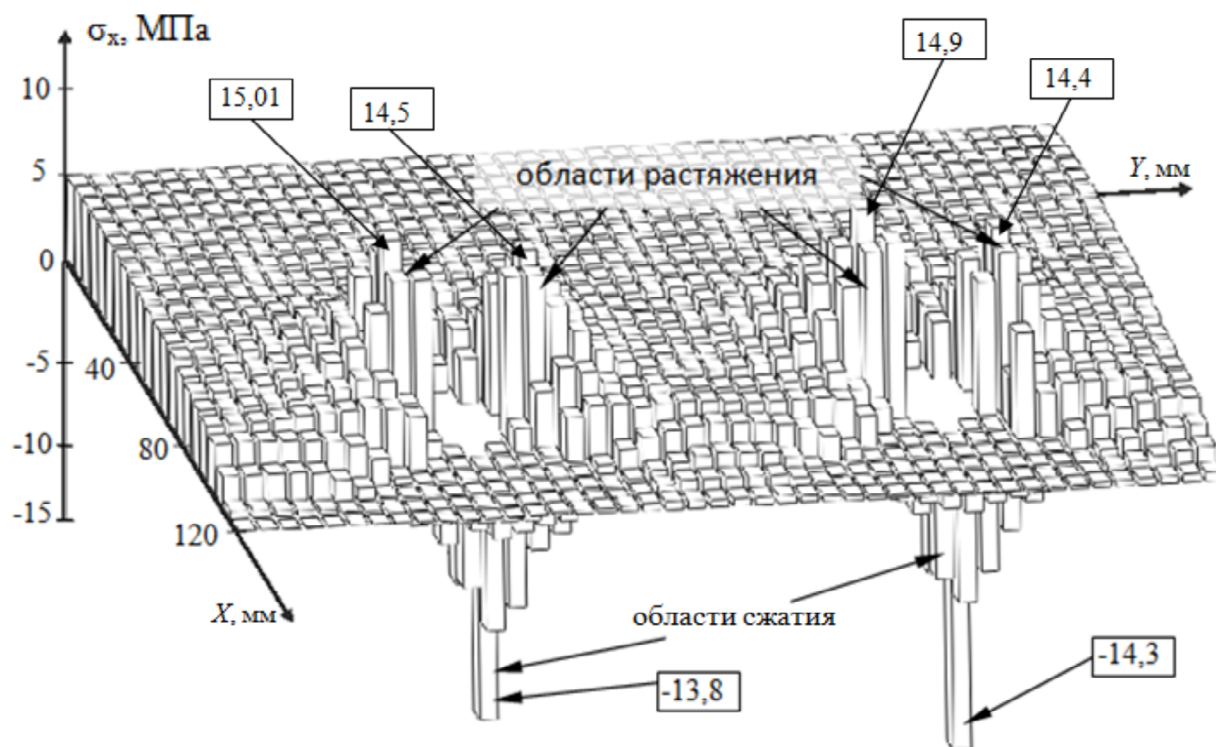


Рисунок 7 Фрагмент диаграммы распределения нормальных напряжений  $\sigma_x$  в прокладке ленты 800 EP-800/4-5+2

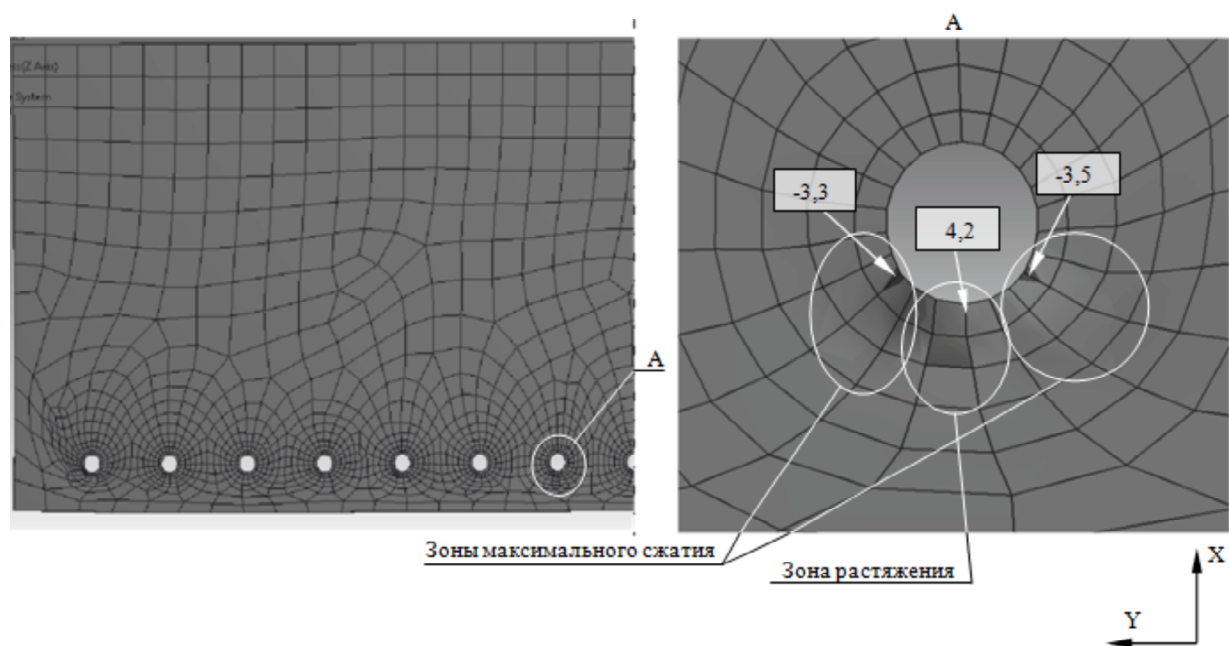


Рисунок 8 Распределение нормальных напряжений  $\sigma_y$  в прокладке ленты 800 EP-800/4-5+2 вокруг отверстия (сечение в плоскости  $xy$ )

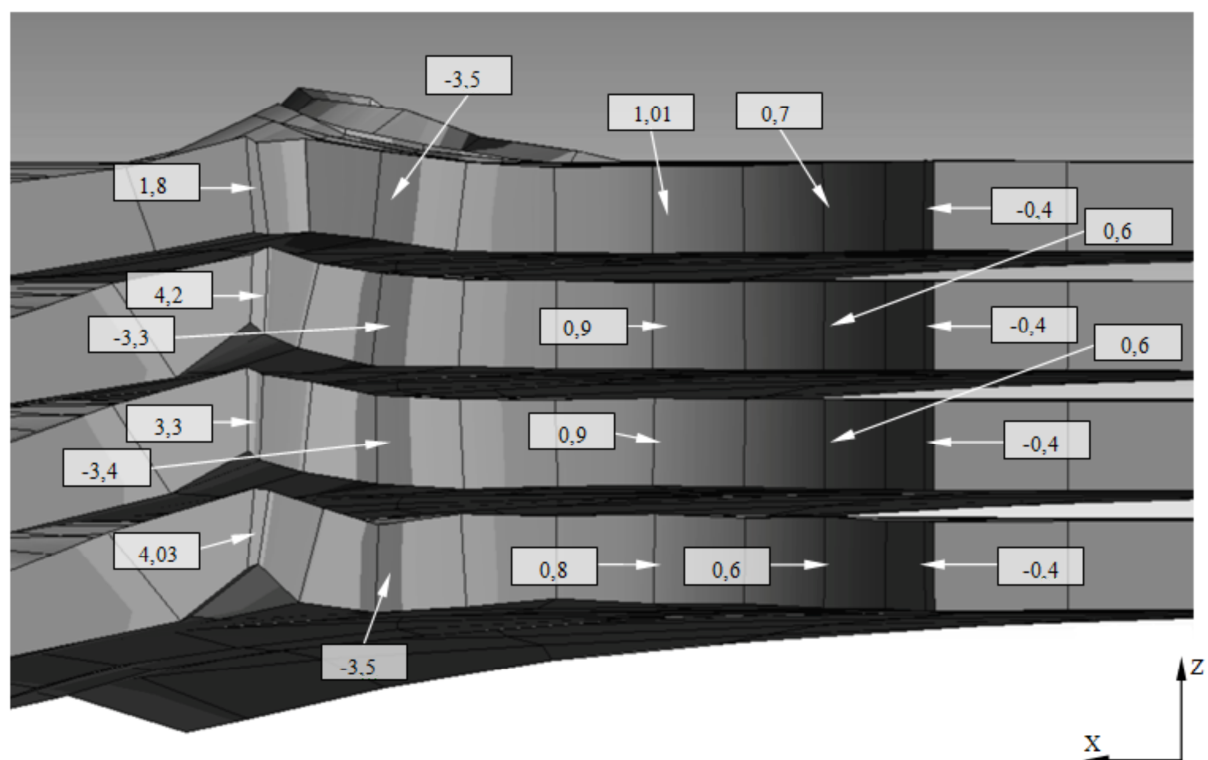


Рисунок 9 Распределение нормальных напряжений  $\sigma_y$  в прокладке ленты 800 EP-800/4-5+2 вокруг отверстия (сечение в плоскости  $xz$ )

**Выводы и направления дальнейших исследований.** Разработана компьютерная модель механического соединения резиноканевых конвейерных лент с применением программного комплекса ANSYS Workbench, позволяющая проводить исследования напряжённно-деформированного состояния элементов конвейерной ленты

при всём многообразии их геометрических параметров, физико-механических свойств ленты и внешних воздействий. Предполагается адаптация модели для исследования напряжённно-деформированного состояния стыка на криволинейных поверхностях барабанов и определения зависимостей напряжения ленты от параметров стыка.

### Библиографический список

1. Правила технической эксплуатации ленточных конвейеров на предприятиях чёрной металлургии [Текст]. — М. : Металлургия, 1987. — 104 с.
2. ДСТУ 10124183643.001-2003. Змикання та ремонт гумовотканевих конвеєрних стрічок рознімними з'єднувачами. Вимоги до технології виконання [Текст] : чинний від 2003-10-14. — Київ : Мінпаливенерго України, 2003. — 46 с.
3. Руководство по выбору и эксплуатации конвейерных лент ЗАО «Курскрезинотехника» [Текст] / Под ред. Ю. А. Михайлова, Ю. А. Кондрашина. — [2-е изд., перераб. и доп.]. — М. : ЗАО «Курскрезинотехника», НПК «Трансбелт», 2004. — 132 с.
4. Скворцов, А. М. Совершенствование стыковки конвейерных лент [Текст] / А. М. Скворцов, Б. А. Кроль, В. В. Шконда // Шахтный и карьерный транспорт. — М. : Недра, 1983. — Вып. 8. — С. 26–30.
5. Кондрашов, Ю. А. Опыт эксплуатации механических соединений «Флекско» для стыковки конвейерных лент на угольных шахтах и промышленных предприятиях России [Текст] / Ю. А. Кондрашов, А. Н. Комраков, Вальтер Зюльце, Рудольф Вебер и др. // Горная промышленность. — М. : Гемос Лимитед, 2002. — № 2. — С. 39–45.
6. 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 инженер : горный информационно-аналитический бюллетень. — М. : Горная книга, 2009. — № 10. — С. 44–55.
7. Бруйка, В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench [Текст] : учеб. пособ. / В. А. Бруйка, В. Г. Фокин, Е. А. Солдусова. — Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2010. — 271 с.
8. 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 : ИПЦ «Ладо», 2014. — Вып. 42. — С. 45–49.
9. Галкин, В. И. Влияние типов и характеристик лент на эксплуатационные параметры специальных ленточных конвейеров [Текст] / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко, Е. С. Сазанкова // Горный журнал. — М. : Издательский дом «Руда и металлы», 2015. — № 8. — С. 88–91.

© 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., и. о. зав. каф. ГЭиТС СУНИГОТ ЛНУ им. Даля Петровым А. Г.**

Статья поступила в редакцию 17.09.18.



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

### МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕХАНІЧНИХ СТИКІВ КОНВЕЄРНИХ СТРИЧОК

*Наводиться модель і результати моделювання напружено-деформованого стану механічного стику конвеєрних стрічок в програмному комплексі ANSYS Workbench. В процесі моделювання встановлюються характеристики напружено-деформованого стану механічного стику, а саме: компоненти тензора, головні напруження, напрямні косинуси, коефіцієнти концентрації напружень і фактичні запаси міцності конструктивних елементів.*

**Ключові слова:** конвеєрна стрічка, механічний стик, напружено-деформований стан, моделювання, ANSYS Workbench.

Doctor of Tech. Sc. Korneiev S. V., PhD Dobronogova V. Yu., Dolgikh V. P., Zaharov O. V. (SEI HPE "DonSTU", Alchevsk, LPR)

### MODELING THE STRESS-STRAIN STATE OF MECHANICAL JOINTS OF CONVEYOR BELT

*There have been given the model and the results of modeling the stress-strain state of mechanical joint of conveyor belt in software environment ANSYS Workbench. When modeling there has been determined the characteristics of stress-strain state of mechanical joint, namely: tensor components, principal stresses, directional cosines, stress concentration factor and real strength reserves of design elements.*

**Key words:** conveyor belt, mechanical joint, stress-strain state, modeling, ANSYS Workbench.