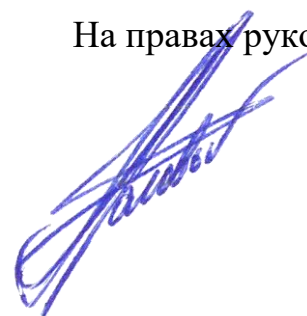


На правах рукописи



**СОЛОВЫХ ДАНИЛА ЯНИСОВИЧ**

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ  
ПРИВОДНЫХ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ ГОРНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**Специальность 05.05.06 – «Горные машины»**

**АВТОРЕФЕРАТ**

Диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Москва 2018

Работа выполнена в Горном институте ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (НИТУ «МИСиС»)

**Научный руководитель:** **Вержанский Александр Петрович,**  
доктор технических наук, профессор,  
НП «Горнопромышленники России»,  
генеральный директор

**Официальные оппоненты:** **Поляков Андрей Вячеславович,**  
доктор технических наук, профессор,  
ФГБОУ ВО «Тульский государственный  
университет», профессор кафедры  
геотехнологий и строительства подземных  
сооружений;

**Яблонев Александр Львович**  
доктор технических наук, доцент,  
ФГБОУ ВО «Тверской государственный  
технический университет», профессор  
кафедры торфяные машины и оборудования

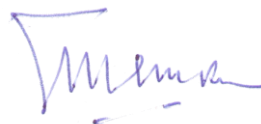
**Ведущая организация:** **ФГБОУ ВО «Уральский государственный  
горный университет»**

Защита состоится «**14**» июня 2018 г. в 12 часов в ауд. А305 на заседании  
диссертационного совета Д 212.132.15 при ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС» по  
адресу: 119049, г. Москва, Ленинский проспект, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке  
ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС» и на сайте [www.misis.ru/files/9582/Solovyh\\_dis.pdf](http://www.misis.ru/files/9582/Solovyh_dis.pdf)

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

**УЧЁНЫЙ СЕКРЕТАРЬ**  
диссертационного совета,  
канд. техн. наук, профессор



**ШЕШКО**  
**Евгения Евгеньевна**

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Ленточные конвейеры широко распространены на горных предприятиях России, поскольку внедрение поточной технологии на шахтах, рудниках и карьерах повышает технический уровень и эффективность горного производства. Характерной тенденцией современного развития ленточных конвейеров в России и за рубежом является значительное увеличение их длины и производительности. При этом постоянно возрастают требования к надежности и долговечности ленточных конвейеров а, следовательно, и к наиболее ответственным и нагруженным его узлам.

Приводной барабан является одним из наиболее нагруженных элементов ленточного конвейера. На мощных длинных конвейерах нагрузка на барабан от ленты может достигать порядка 1000 кН и более. Барабан является сварной конструкцией, а сварные швы являются ее слабым местом.

Напряженно-деформированное состояние элементов приводного барабана ленточного конвейера носит сложный объемный характер: нормальные нагрузки сочетаются со значительными касательными, причем они являются переменными по углу обхвата лентой барабана, являясь вместе с тем циклическими.

Из-за отсутствия метода, в настоящее время расчет усталостной долговечности сварных соединений приводного барабана на нагрузки такого вида не производится. При изготовлении барабана толщина его обечайки принимается завышенной, что часто не повышает долговечность, но увеличивает металлоемкость барабана и его опорной конструкции.

Как показывает опыт эксплуатации, одной из причин отказов барабанов является усталостное разрушение элементов барабана. Это приводит к простоям конвейеров и значительным экономическим затратам, так как ремонт приводного барабана является длительной и дорогостоящей операцией.

Таким образом, разработка метода расчета усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности является актуальной научной задачей.

**Степень научной разработанности темы исследования.** Вопросам расчета надежности и долговечности элементов ленточных конвейеров посвящены теоретические и экспериментальные исследования докторов технических наук Шахмейстера Л.Г., Монастырского В.Ф., Дмитриева В.Г., Галкина В.И., кандидатов технических наук Дьяченко В.П., Рыбкина и других исследователей. Ими, по большей части, были даны оценки структурной надежности функционирования отдельных элементов ленточных конвейеров и конвейеров в целом. Однако до настоящего времени в технической литературе не нашли освещения вопросы, связанные с оценкой долговечности элементов ленточных конвейеров, содержащих сварные швы. К таким элементам, в частности, относятся барабаны ленточного конвейера, содержащие до 20 и более сварных швов. Поэтому научные исследования особенностей функционирования сварных швов барабанов ленточных конвейеров являются актуальными.

**Целью работы** является разработка метода, позволяющего рассчитать усталостную долговечность обечайки приводного барабана ленточного конвейера в зависимости от конструкции барабана, его назначения, материала и эксплуатационных параметров конвейера.

**Идея работы** заключается в том, что в разработанной математической модели, позволяющей рассчитать усталостную долговечность обечайки приводного барабана, при формировании нагрузок учитывается переменный характер коэффициента сцепления по дуге обхвата лентой поверхности барабана и случайный характер распределения макродефектов в зоне сварного шва.

**Задачи исследования:**

- анализ причин отказов приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности;
- разработка математической модели расчета давления по поверхности барабана при переменном коэффициенте сцепления ленты с его поверхностью;
- создание цифровой модели приводного барабана ленточного конвейера, позволяющей определить объемное напряженно-деформированное состояние во всех элементах барабана;

- разработка математической модели для определения функции распределения ресурса сварного соединения;

- установление закона распределения макродефектов в сварном шве и разработка метода оценки усталостной долговечности обечайки барабана ленточного конвейера;

- апробация и реализация диссертационного исследования в ведущих организациях по проектированию и производству ленточных конвейеров.

### **Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Аналитическая зависимость, устанавливающая характер изменения давления по поверхности контакта ленты с поверхностью приводного барабана конвейера с учетом зависимости коэффициента сцепления от давления.

2. Цифровая модель объемного напряженно-деформированного состояния приводного барабана, позволяющая установить форму деформированной поверхности обечайки приводного барабана и определить необходимые напряжения для расчета ее усталостной долговечности.

3. Математическая модель для оценки усталостной долговечности обечайки приводного барабана ленточного конвейера, учитывающая переменный характер распределения напряжений в зоне сварного шва и их изменение во времени при вращении барабана, параметры кривой усталости металла сварного шва, рассеивание усталостных свойств металла и его трещиностойкость, длину сварного шва и пр.

**Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждается теоретическими исследованиями с использованием математического анализа, теории вероятностей и математической статистики, теоретической и прикладной механики, достаточным объемом экспериментальных данных. Сходимость экспериментальных данных к теоретическим оценивалось по критерию Пирсона и обеспечивается при уровне значимости 0,12 (при доверительной вероятности 0,88).

**Научная новизна работы** состоит в установлении аналитической зависимости коэффициента сцепления ленты с барабаном от давления и

разработке математической модели, устанавливающей связь между усталостной долговечностью обечайки приводного барабана, и напряжением, действующим в зоне ее сварного шва, параметрами сварного шва, физико-механическими свойствами материала обечайки.

**Научное значение работы** заключается в разработке метода расчета усталостной долговечности обечайки приводного барабана ленточного конвейера с учетом его конструктивного исполнения, материала для его изготовления и уровня нагружения.

**Практическое значение работы** заключается в том, что разработанный метод расчета усталостной долговечности приводных барабанов позволяет принимать решения по повышению долговечности и надежности ленточных конвейеров. Результаты и выводы диссертационной работы целесообразно применять на предприятиях и в организациях, занимающихся проектированием, изготовлением и эксплуатацией ленточных конвейеров при расчете тяжелонагруженных приводных барабанов.

**Реализация результатов диссертационной работы.** Результаты и выводы диссертационной работы приняты к реализации в плановых проектно-конструкторских разработках ООО «Объединенные машиностроительные технологии» (ООО «ОМТ») и АО «ПромТяжМаш» (АО «ПТМ») по совершенствованию приводных барабанов ленточных конвейеров.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (2012-2013 гг.), на семинарах кафедры ТМР и ГОТиМ НИТУ «МИСиС» (2010, 2013, 2018 гг.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано четыре работы в изданиях, входящих в перечень утвержденных ВАК Минобрнауки России.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа представлена на 125 страницах основного текста и состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников из 110 наименований, двух приложений, включает 51 рисунка и 10 таблиц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность работы, сформулирована цель, идея и научные положения, выносимые на защиту, дана оценка научной и практической значимости работы, а также ее реализация.

**В первой главе** отмечается, что вопросами, связанными с оценкой общей надежности и долговечности ленточных конвейеров, в свое время занимались д.т.н., проф. Шахмейстер Л.Г., д.т.н., проф. Монастырский В.Ф., д.т.н., проф. Дмитриев В.Г., д.т.н., проф. Галкин В.И., к.т.н. Дьяченко В.П., инж. Асаенко В.В. и др.

Анализ современных существующих источников информации по теоретическим и экспериментальным исследованиям надежности и долговечности барабанов ленточных конвейеров показал, что в этих источниках практически не отражаются многие вопросы, связанные с оценкой долговечности барабанов ленточных конвейеров.

В главе рассмотрены конструкции приводных барабанов ленточных конвейеров, наиболее часто применяемых в горной промышленности, их достоинства и недостатки. В частности, установлено, что одной из частых причин, приводящих к отказу барабана, является разрушение сварного шва, выполненного по образующей обечайки барабана.

На основании выполненного анализа современного состояния теоретических и экспериментальных работ по оценке усталостной долговечности сварных швов сформулированы основные задачи исследования обечайки барабанов ленточных конвейеров, приведенные в общей характеристике работы.

**Во второй главе** вначале рассмотрен вопрос взаимодействия ленты с приводным барабаном.

Для расчета усталостной долговечности барабана необходимо располагать его напряженно-деформированным состоянием и, в частности, напряженным состоянием обечайки, на которой расположен сварной шов. Напряженно-деформированное состояние приводного барабана определяется в основном его

конструкцией, натяжениями на набегающей  $S_{нб}$  и сбегающей  $S_{сб}$  ветвях ленты и характером изменения натяжения по дуге обхвата. При установлении связи между углом обхвата лентой поверхности барабана и натяжениями на набегающей и сбегающей ветвях приводного барабана обычно используют известное соотношение, полученное Л. Эйлером:

$$S_{нб}/S_{сб} = e^{\mu\alpha}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – угол обхвата лентой приводного барабана;  $\mu$  – коэффициент сцепления между лентой и барабаном.

При выводе соотношения (1) коэффициент сцепления принят постоянным и не зависящим от натяжения. Однако экспериментальными исследованиями показано, что величина натяжения ленты является только одним из факторов, оказывающих существенное влияние на коэффициент сцепления.

Из экспериментальных исследований, проведенных рядом авторов, видно, что коэффициент сцепления  $\mu$  существенно зависит от давления ленты на барабан, а, следовательно, от переменного натяжения ленты по дуге обхвата.

В работе решена задача по установлению непрерывной зависимости коэффициента сцепления от давления. Для того, чтобы получить эту зависимость, использована возможность представления коэффициента сцепления в виде суммы из двух слагаемых:

$$\mu = \mu_o + \varphi(p), \quad (2)$$

где  $\mu_o$  – некоторое ненулевое значение  $\mu$  при  $p \rightarrow \infty$ ,  $\varphi(p)$  – некоторая убывающая функция давления.

Если  $\varphi(p)$  – степенная функция с показателем степени  $m$ , то по графику зависимости  $\mu(p)$  показатель  $m$  может быть определен на различных отрезках графика длиной  $\Delta p$  по формуле:

$$m = -\frac{\Delta\varphi/\varphi}{\Delta p/p}, \quad (3)$$

где  $\Delta\varphi/\varphi$  – относительное приращение функции  $\varphi(p)$ ;  $\Delta p/p$  – относительное приращения аргумента  $p$ .



С использованием известных экспериментальных данных (Рисунок 1) построена числовая зависимость величины  $m$  от давления. При обработке

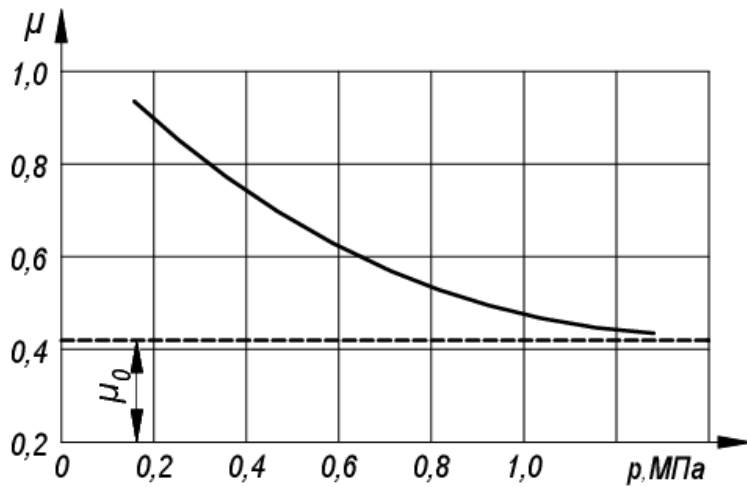


Рисунок1 - Характер изменения коэффициента сцепления  $\mu$  в зависимости от давления  $p$

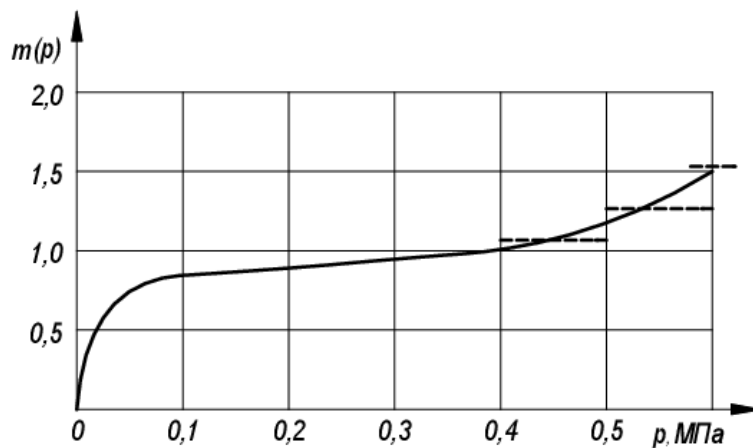


Рисунок2 - Объединенный график зависимости  $m(p)$

изменения давления по углу обхвата (при  $\alpha_{об} = \alpha_{ск}$ ) получена следующая зависимость ( $m \cong const$ )

$$p(\alpha) = \left[ \left( p_{сб}^m + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{m\mu_o\alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{m}}, \quad (4)$$

где  $\mu_1$  – некоторый безразмерный коэффициент.

В этом случае для давления в точке набегания имеем

$$p_{нб}(\alpha_{ск}) = \left[ \left( p_{сб}^m + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{m\mu_o\alpha_{ск}} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{m}}. \quad (5)$$

экспериментальных данных, в области низких давлений принималось  $\Delta p = 0,01$  МПа, в области высоких давлений  $\Delta p = 0,1$  МПа. Объединенный график зависимости  $m(p)$  приведен на Рисунке 2.

Из графика (Рисунок 2), следует, что в достаточно большом диапазоне давлений ( $p = 0,1 \div 0,4$  МПа) величина  $m(p)$  изменяется весьма медленно (от 0,85 до 1,0), поэтому при расчетах в этом диапазоне ее можно принять приближенно постоянной.

Поскольку угол  $\alpha$  отсчитывается от сечения сбегания ленты с барабана, то для

Исходя из графика зависимости  $m(p) = f(p)$  (Рисунок 2), для давлений на обечайку барабана от 0,1 МПа до 0,4 МПа величина  $m(p) \cong const \cong 1,0$ . Тогда для изменения давления по углу  $\alpha$  в указанном диапазоне имеем:

$$p(\alpha) = \left(p_{сб} + \frac{\mu_1}{\mu_o}\right) e^{\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o}. \quad (6)$$

Для касательного напряжения:

$$\tau(\alpha) = p(\alpha)\mu(p). \quad (7)$$

Или

$$\begin{aligned} \tau(\alpha) = & \left[ \left(p_{сб} + \frac{\mu_1}{\mu_o}\right) e^{\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right] \times \\ & \times \left[ \mu_o + \mu_1 \left( \left(p_{сб} + \frac{\mu_1}{\mu_o}\right) e^{\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right)^{-1} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Формулы (6) и (8) использованы далее при моделировании процесса нагружения приводного барабана в диапазоне давлений  $p = 0,1 \div 0,4$  МПа. При более высоких давлениях ( $p > 0,4$  МПа) целесообразно учитывать изменение коэффициента  $m(p)$  по мере возрастания угла обхвата и соответствующего роста давления  $p(\alpha)$ . Это нетрудно сделать с использованием дискретных значений величины  $m$ , приведенных на Рисунке 2.

Так при  $p \leq 0,5$  МПа  $m \cong 1,1$ :

$$p(\alpha) = \left[ \left(p_{сб}^{1,1} + \frac{\mu_1}{\mu_o}\right) e^{1,1\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{1,1}}, \text{ МПа}, \quad (9)$$

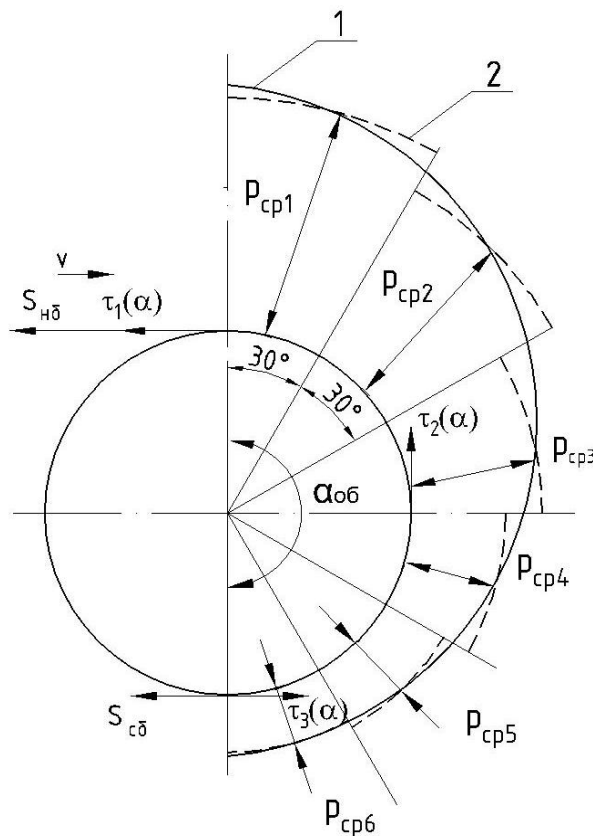
при  $p \leq 0,6$  МПа  $m \cong 1,25$ :

$$p(\alpha) = \left[ \left(p_{сб}^{1,25} + \frac{\mu_1}{\mu_o}\right) e^{1,25\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{1,25}}, \text{ МПа} \quad (10)$$

и т.д., соответственно определяются и касательные напряжения  $\tau(\alpha)$ .

В работе получена цифровая модель обечайки приводного барабана, позволяющая определить главные напряжения в сварном соединении и их изменение за один оборот барабана.

Непрерывно изменяющееся по углу  $\alpha$  давление  $p(\alpha)$ , касательные напряжения  $\tau(\alpha)$  и коэффициент сцепления  $\mu(p)$  при цифровом моделировании заменялись некоторыми постоянными значениями, действующими в границах дискретных углов. Для угла обхвата лентой барабана  $\alpha_{об} = \pi$  приняты следующие дискретные значения углов  $\alpha$ :  $\alpha_1 = 0$ ,  $\alpha_2 = \frac{\pi}{6}$ ,  $\alpha_3 = \frac{\pi}{3}$ ,  $\alpha_4 = \frac{\pi}{2}$ ,  $\alpha_5 = \frac{2}{3}\pi$ ,  $\alpha_6 = \frac{5}{6}\pi$ ,  $\alpha_7 = \pi$  (Рисунок 3).



**Рисунок 3- Характер изменения давления на приводном барабане:**  
**1 - непрерывное давление,**  
**2 - дискретное давление**

дискретная касательная нагрузка  $\tau_i(\alpha)$  с контролем и корректировкой величины коэффициента  $m$ , зависящего от давления.

В работе для анализа напряженно-деформированного состояния приводного барабана использовано моделирование в пакете прикладных программ ANSYS с

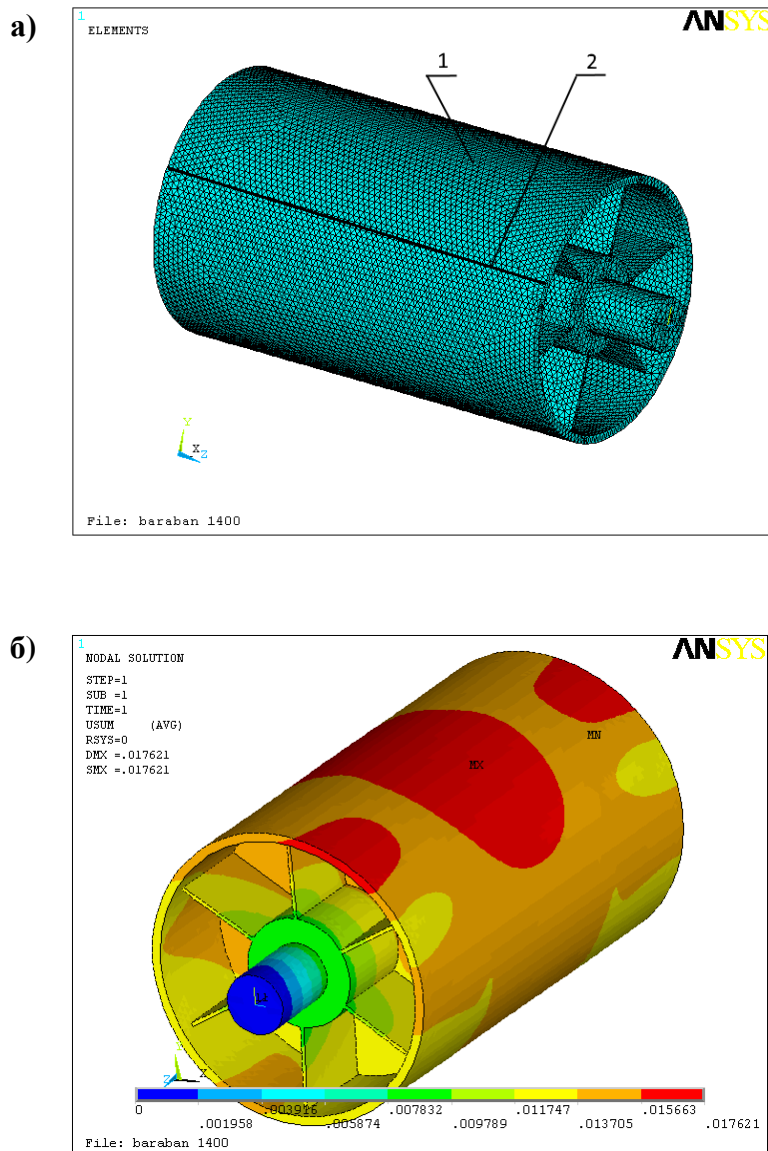
Этим значениям углов соответствуют значения давлений  $p(0)$ ,  $p(\pi/6)$ ,  $p(\pi/3)$ ,  $p(\pi/2)$  и т.д., которые определяются по формуле (6), если  $m \cong 1$  и формуле (4), если  $m \neq 1$ .

Внутри этих углов переменное давление  $p(\alpha)$  и касательное напряжение  $\tau(\alpha)$  заменялось среднеинтегральными постоянными значениями  $p_{ср}(\alpha)$  и  $\tau_{ср}(\alpha)$ .

Всего получено шесть постоянных значений  $p_{срi}(\alpha)$  и  $\tau_{срi}(\alpha)$  (Рисунок 3).

Таким образом, на дуге обхвата создавались дискретно изменяющиеся давление  $p(\alpha)$  и соответствующая

использованием МКЭ. На Рисунке 4, а показана сетка конечных элементов (позиция 1).



**Рисунок 4 - Сетка конечных элементов (а) и характер деформирования обечайки приводного барабана (б)**

образующей обечайки (Рисунок 4 а, позиция 2).

При этом варьируемыми параметрами являются: нагрузки на барабан, толщина обечайки, диаметр и конструкция барабана. Угол обхвата  $\alpha_{об}$  не изменялся, т.к. анализ конструкций современных одно- и двухбарабанных приводов показал, что в большинстве случаев угол обхвата барабана лентой  $\alpha_{об} = \pi$ , что и учтено при моделировании.

Задача решалась в статической постановке в предположении, что лента является упругим линейно-деформируемым телом, подчиняющимся закону Гука.

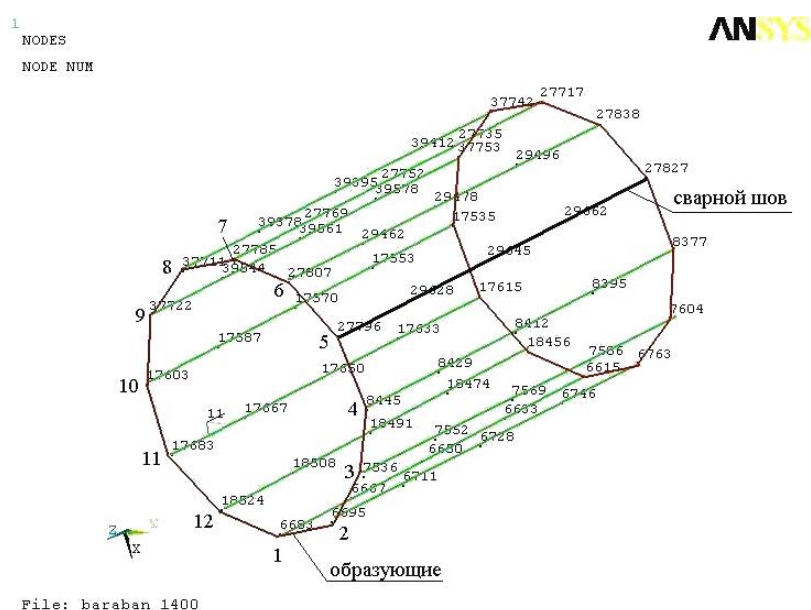
Количество конечных элементов для обечайки барабана с лентой шириной  $B = 1200$  мм и диаметром  $D = 1600$  мм составило около 40 000. Тип конечного элемента - Solid 45.

Поскольку жесткостные свойства обечайки барабана переменны по осям  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , то решалась пространственная задача. Исследуемым элементом обечайки, подвергшимся циклическим деформациям, является сварное соединение, выполненное по

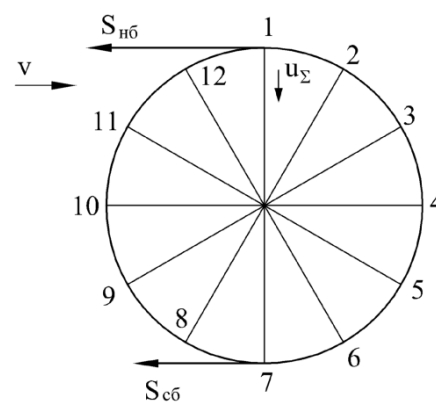
На Рисунке 4, б в качестве примера показана конструкция барабана без усиливающих элементов с деформированной обечайкой при натяжении  $S_{нб} = 140$  кН. При моделировании на печать выводились составляющие напряжения в каждом узле:  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}$ , а также составляющие деформации узла –  $u_x, u_y, u_z$  и суммарная деформация  $u_\Sigma$ .

Для анализа напряженно-деформированного состояния из общего массива полученных решений выделено 60 узлов: на полной поверхности обечайки барабана выделено 12 образующих, расположенных через угол  $\pi/6$ , а на каждой образующей принято по 5 точек (Рисунок 5).

Таким образом, при вращении за один оборот барабана фиксировалось 12 положений сварного шва в пространстве (Рисунок 6), при этом определялись напряжения и деформаций в 5 точках по его длине.



**Рисунок 5 - Дискретные точки для расчета напряжений и деформаций на поверхности обечайки барабана**



**Рисунок 6 - Расположение 12 образующих на поверхности**

На Рисунке 7 приведены графики деформирования сварного шва  $u_\Sigma$  (сжимающие обечайку барабана) по мере вращения барабана от точки набегания к точке сбегания. Как видно, за один оборот зона сварного шва многократно подвергается значительным изгибным напряжениям.

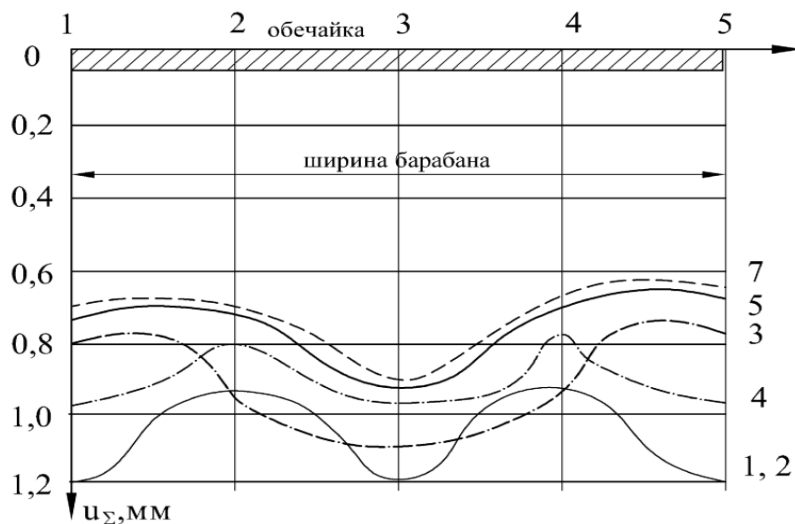


Рисунок 7 – Суммарные деформации  $u_{\Sigma}$  сварного шва

Максимальные значения амплитуды этих напряжений и их распределение вдоль обечайки в дальнейшем использованы для оценки усталостной долговечности сварного шва обечайки приводного барабана ленточного конвейера.

В третьей главе решена задача по оценке усталостной долговечности сварного шва приводного барабана ленточного конвейера.

В общем случае усталостная долговечность оценивается числом циклов до разрушения  $N$ , определяется двумя составляющими: числом циклов до зарождения микротрещины размером 1-3 мм  $N_{з.т}$  и числом циклов до подрастания трещины до критического размера  $N_{р.т}$ , при котором происходит разрушение обечайки [1]:

$$N = N_{з.т} + N_{р.т}. \quad (11)$$

Для решения задачи оценки усталостной долговечности барабанов различной конструкции на основе моделирования их напряженно-деформированного состояния, имеющиеся экспериментальные кривые зависимости усталостной долговечности от уровня деформаций были пересчитаны в кривые зависимости числа циклов нагружения от амплитуды напряжения. Выполненный в работе анализ показал, что при пересчете амплитуд деформации в амплитуды напряжений, имеющиеся экспериментальные данные с высокой точностью аппроксимируются степенной зависимостью. Это значительно упрощает экстраполяцию кривых усталости на область низких амплитуд напряжений и использования их для расчета усталостной долговечности барабанов ленточных конвейеров.

В работе на основе принятого детерминированного выражения для кривой Вёлера и в предположении о Пуассоновском распределении числа начальных макродефектов получен закон распределения  $N_{з.т.} = x$  который записан в виде закона Вейбулла:

$$F_1(x) = 1 - \exp\left\{-0,56 \cdot \left(\frac{\xi_{ш}}{\xi_o}\right) \cdot M\left[\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_o}\right)^{n\beta}\right] x^\beta \cdot K_\xi\right\}, \quad (12)$$

где  $\xi_{ш}$  - длина шва,  $\xi_o$  - длина образца, для которого получены характеристики усталости,  $M\left[\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_o}\right)^{n\beta}\right]$  - математическое ожидание величины, стоящей в квадратных скобках,  $\sigma_{max}$  - максимальное по длине сварного шва значение амплитуды напряжения,  $\sigma_o$  - начальная точка кривой Вёлера,  $n$  - показатель степени кривой Вёлера,  $\beta$  - параметр рассеивания экспериментальных точек зависимости  $\sigma$ - $N$ ,  $K_\xi$  - коэффициент, отражающий влияние неравномерности распределения напряжений вдоль сварного шва.

Принято, что при случайных колебаниях натяжения ленты колебания напряжений вдоль образующей барабана происходят пропорционально изменению  $\sigma_{max}$ .

Поскольку процесс нагружения барабана определяется суммарным количеством груза по всей длине конвейера, который имеет закон распределения, близкий к нормальному, в дальнейшем считаем, что и величина  $\sigma_{max}$  подчиняется нормальному распределению.

Случайную величину  $\sigma_{max}$  можно представить в виде суммы из двух составляющих:

$$\sigma_{max} = \bar{\sigma}_{max} + \mu, \quad (13)$$

где  $\bar{\sigma}_{max}$  - математическое ожидание величины  $\sigma_{max}$ ;  $\mu$  - центрированная нормально распределенная случайная величина со среднеквадратическим отклонением  $\varphi$ .

Тогда вероятность зарождения трещины в зависимости от количества циклов нагружения приобретает вид:

$$F_1(x) = 1 - \exp \left\{ -0,56 \cdot \left( \frac{\xi_{\text{ш}}}{\xi_o} \right) \cdot \left( \frac{\bar{\sigma}_{\text{max}}}{\sigma_o} \right)^{n\beta} x^\beta \cdot K_\xi \cdot K_S \right\}, \quad (14)$$

где  $K_S$  - коэффициент учитывающий вариацию натяжения конвейерной ленты.

Полученная зависимость (14) учитывает:

- рассеивание свойств материала через величину  $\beta$ ;
- вариацию напряжений вдоль образующей барабана через коэффициент  $K_\xi$ ;
- масштабный фактор через отношение  $\left( \frac{\xi_{\text{ш}}}{\xi_o} \right)$ ;
- вариацию натяжения ленты через  $K_S$ .

При расчете усталостной долговечности барабанов ленточных конвейеров необходимо учитывать вероятность развития усталостной трещины, так как при относительно низких напряжениях, которые имеют место в сварных швах барабанов, время ее роста может быть достаточно большим и сравнимым со временем ее зарождения.

Рост усталостных трещин устанавливается в ходе экспериментов по исследованию трещиностойкости материалов на образцах с предварительно нанесенными трещинами. При этом скорость роста трещин рассматривается как скачкообразно изменяющаяся величина в ходе роста трещины.

В работе на основании ряда допущений получено выражение для описания процесса развития усталостной трещины. Закон распределения величины  $N_{\text{р.т.}} = \tau$  получен в виде:

$$F_2(\tau) = \Phi \left( \frac{c_m \tau - A}{\zeta_c \sqrt{\tau}} \right), \quad (15)$$

где  $c_m$  и  $\zeta_c$  – математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение скорости роста трещины;  $\Phi(x)$  – функция нормированного нормального закона распределения.

Если обозначить:

$$a = A/\zeta_c, \quad b = c_m/\zeta_c, \quad (16)$$

то математическое ожидание и дисперсия  $N_{\text{р.т.}}$  равны:



$$M[N_{\text{p.т.}}] = \frac{a}{b} + \frac{0,5}{b^2}, \quad D[N_{\text{p.т.}}] = \frac{a}{b^2} + \frac{1,25}{b^4}. \quad (17)$$

Плотность вероятности при этом имеет вид:

$$f_2(\tau) = \frac{dF_2(\tau)}{d\tau} = \frac{a + b\tau}{2(2\pi\tau^3)^{\frac{1}{2}}} \cdot \exp\left[-\frac{(b\tau - a)^2}{2\tau}\right]. \quad (18)$$

Полный ресурс сварного шва  $F(N)$  имеет распределение, получающееся при свертке двух законов распределения:

$$F(N) = \int_0^N F_1(N - \varphi) dF_2(\varphi) = \int_0^N F_1(N - \varphi) \frac{dF_2(\varphi)}{d\varphi} d\varphi. \quad (19)$$

Приближенное значение полной вероятности разрушения сварного шва (4.34) в зависимости от количества циклов нагружения приобретает вид:

$$F(N) \cong \frac{1,12}{\pi} \left( \frac{\xi_{\text{ш}}}{\xi_0} \right) \left( \frac{\bar{\sigma}_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^{n\beta} K_{\xi} K_S (\beta^2 - 1) \Gamma(\beta) \left( \frac{2N}{\sqrt{\omega}} \right)^{2\beta-2} \exp\left(-\frac{\omega}{4N}\right), \quad (20)$$

где  $\zeta_c$  - среднее квадратичное отклонение скорости роста трещины,  $c$  - средняя скорость роста трещины  $\omega = 2A^2/\zeta_c^2$ ,  $A = M[N_{\text{p.т.}}] \cdot c_m$ .

В то же время, количество циклов нагружения сварного шва связано со сроком службы барабана зависимостью:

$$N = \frac{3600v_{\text{л}}}{\pi D_{\text{б}}} T_{\text{л}} D_{\text{р}} t_{\text{рч}}, \quad (21)$$

где  $v_{\text{л}}$  - скорость движения ленты, м/с;

$T_{\text{л}}$  - срок службы, лет;

$D_{\text{р}}$  - количество рабочих дней в году;

$t_{\text{рч}}$  - количество часов работы конвейера в сутки.

**В четвертой главе** приведены результаты выполненного экспериментального исследования сварного шва барабана ленточного конвейера, описан принятый метод его упрочнения и результаты исследования его твердости и микроструктуры.

На практике разрушение сварных швов барабанов ленточных конвейеров происходит под воздействием большого числа факторов, которые оказывают различное влияние на работоспособность сварной конструкции. Одним из них являются дефекты макро- и микроструктуры сварного шва, нарушающие его сплошность (поры, шлаковые включения, непровары, пленки оксидов, трещины и другие дефекты).

Внутренние поры, как правило, имеют размеры от 0,1 до 2÷3 мм в диаметре. Поры, выходящие на поверхность сварного шва, могут быть и больше.

В связи с этим нами было проведено экспериментальное исследование микро- и микроструктуры образцов сварных швов, в том числе в зоне сплавления с основным металлом.

Для получения образцов выполнена сварка листов из используемой для изготовления барабанов ленточных конвейеров стали 10Г2С толщиной 20мм. Сварка полуавтоматическая в среде углекислого газа, проводилась проволокой диаметром 2мм марки Св08Г2С ГОСТ 2246, по длине в два прохода на прихватках. Режим сварки – напряжение дуги 30 В, ток 350 А, скорость подачи проволоки 265 м/ч скорость сварки одного слоя 27,5 м/ч.

Для исследования каждый экспериментальный сварной шов был распилен поперек на 10 образцов шириной 20мм. Исследовались отшлифованные поперечные сечения сварного шва на двух сторонах каждого из образцов (всего 20 сечений).

Микроструктура образцов экспериментальных сварных швов исследовались на микроскопе НЕОФОТ30. Кроме того, твердомером Роквелла измерялась твердость шва и основного металла в зонах термического влияния.

Микроструктура образцов экспериментальных сварных швов и их твердость исследовались на образцах базовых и упрочненных в соответствии с предлагаемым способом упрочнения, посредством магнитно-импульсной обработки.

Первой задачей экспериментального исследования было установление вероятностного закона распределения макродефектов вдоль сварного шва. В

принятых нами теоретических моделях механизма разрушения сварного шва, предполагается, что начальные макродефекты распределены вдоль шва по закону Пуассона, то есть проекции их на продольную ось шва образуют пуассоновский поток точек. Макродефекты, попавшие в одно из сечений шва, представляют собой выборку из этого потока длиной, равной характерному размеру макродефектов.

В Таблице 1 приведены полученные экспериментальным путем выборки числа  $k$  макродефектов на последовательных срезах шва.

**Таблица 1 - Числа макродефектов на последовательных срезах шва**

№ бруска	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число макродефектов на лицевой стороне $k_i$	2	0	2	2	2	1	3	4	0	3
Число макродефектов на тыльной стороне $k_j$	3	1	0	0	1	1	0	1	2	0

Известно, что объединенные в один поток периодические выборки одинаковой длины из пуассоновского потока дают также пуассоновский поток точек. Поэтому вероятностный закон распределения количества макродефектов на последовательных срезах шва (а они, как указано выше, выполнялись с шагом 20 мм в количестве 10 шт.) должен быть законом Пуассона.

Таким образом, подсчитав количество макродефектов на этих срезах, две полученные выборки случайных экспоненциально распределенных чисел на основании критерия однородности их дисперсий (по критерию Фишера) были объединены в одну объемом  $N = 20$ .

Теоретическая вероятность наличия  $k$  макродефектов в одном сечении определяется предполагаемым распределением Пуассона:

$$P_T(k) = e^{-\mu} \cdot \frac{\mu^k}{k!} = 0,2466 \cdot \frac{(1,4)^k}{k!}, \quad (22)$$

где  $\mu = 1,4$  - математическое ожидание объединенной выборки.

Теоретическое среднеевероятное количество чисел, равных  $k$ , в выборке обозначим как  $n_T(k)$ :

$$n_T(k) = N \cdot P_T(k). \quad (23)$$

Эмпирическое количество чисел, равных  $k$ , в выборке обозначим как  $n_3(k)$ . Эмпирическая вероятность наличия  $k$  дефектов в одном сечении определяется как

$$P_3(k) = \frac{n_3(k)}{N}. \quad (24)$$

Значения этих величин, а также разности теоретических и эмпирических значений для пяти значений  $k$ , встречающихся в экспериментальной выборке, приведены в Таблице 2.

**Таблица 2 - Теоретические и эмпирические значения характеристик распределения числа макродефектов  $k$**

$k$	0	1	2	3	4
$P_T(k)$	0,247	0,175	0,242	0,113	0,041
$P_3(k)$	0,300	0,250	0,250	0,150	0,050
$\Delta P(k)$	0,053	0,075	0,008	0,037	0,009
$n_T(k)$	4,94	3,50	4,84	2,26	0,82
$n_3(k)$	6	5	5	3	1
$\Delta n(k)$	1,06	1,50	0,16	0,74	0,18

Сходимость эмпирического закона распределения к теоретическому закону проверялась по критерию Пирсона  $\chi^2$  и обеспечивается при уровне значимости  $\alpha = 0,12$  (при доверительной вероятности  $P_{\text{дов}} = 0,88$ ). Кроме того, полученный коэффициент корреляции между количеством начальных макродефектов в соседних сечениях шва оказался весьма низким. Таким образом, пуассоновский характер распределения начальных макродефектов вдоль длины сварного шва можно считать доказанным.

Из многих методов были рассмотрены высокоэнергетические методы упрочнения – (электрохимические методы упрочнения, ультразвуковые методы упрочнения, МИО), как наиболее подходящие для условий изготовления барабанов ленточных конвейеров. Проведенный анализ методов упрочнения сварных швов привел к выводу, что для условий изготовления на предприятиях горнорудной промышленности наиболее приемлемым является метод магнитно-импульсного упрочнения (МИО). Преимуществом МИО по сравнению с другими

методами является возможность создания установки, не требующей контакта со сварным швом и легкость её автоматизации. При этом обрабатывается не только приповерхностный слой металла, но возможна и обработка на всю его глубину. Хотя первоначально этот метод был разработан для упрочнения поверхности деталей машин с целью повышения их износостойкости, в последнее время он получает все большее распространение при обработке на большую глубину их материала.

Обработка магнитно-импульсным упрочнением образца сварного шва проведена на установке МГТУ им Баумана. Для получения надежных результатов исследования проводились на 15-ти образцах, обработанных по 3-м режимам. Характеристики режимов приведены в Таблице 3.

**Таблица 3 - Характеристики режимов МИО**

№	Кол-во образцов	Кол-во импульсов	Приложенное напряжение А/м
1	5	1	$8 \times 10^5$
2	5	1	$1 \times 10^5$
3	5	3	$8 \times 10^5$

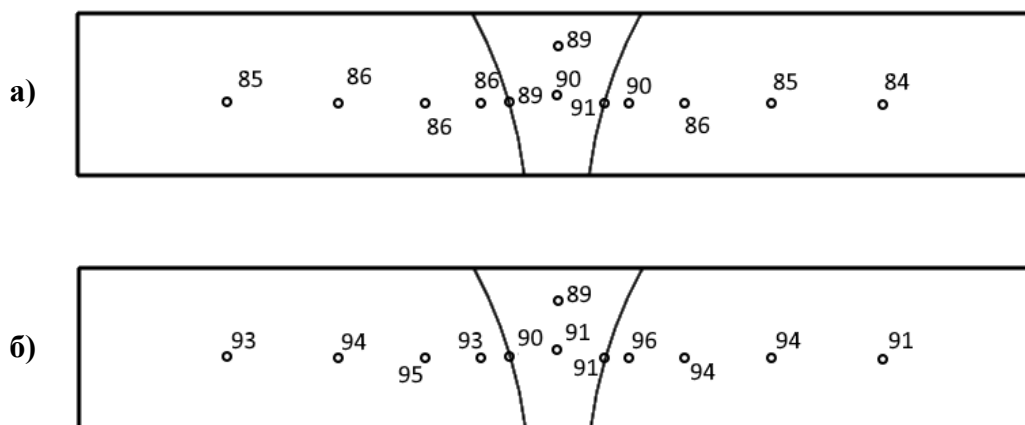
Наилучшие результаты показала обработка по режиму №3, при котором создаются достаточные сжимающие напряжения в зоне термического влияния.

После обработки образцов были проведены исследования микроструктуры и твердости. На Рисунке 8 показаны точки измерения микротвердости на сечении образца.



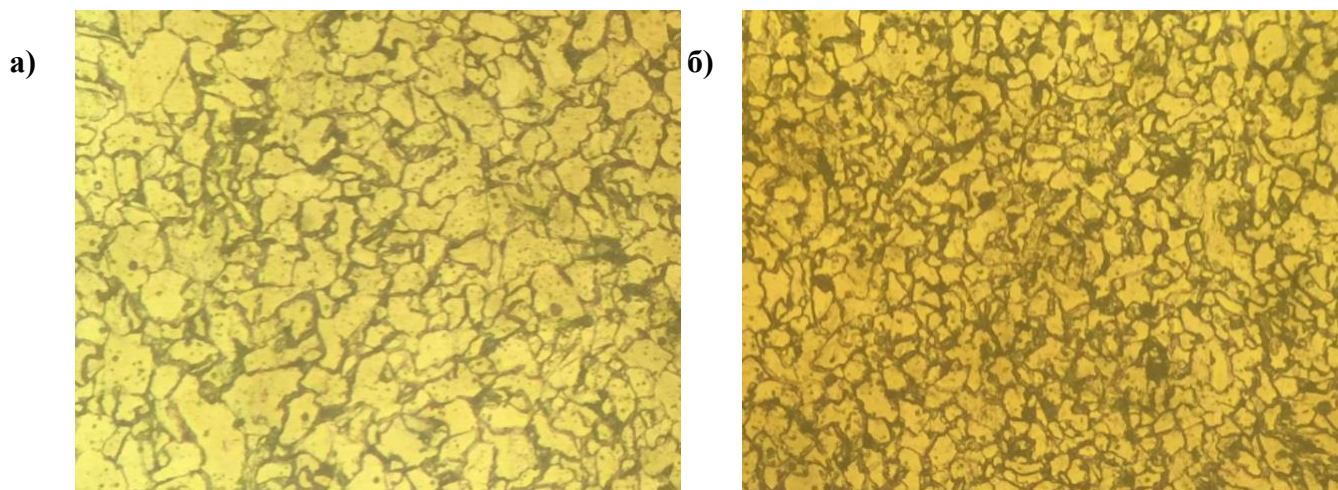
**Рисунок 8 – Точки измерения микротвердости на сечении образца**

На Рисунке 9 приведены экспериментальные данные твердости образцов до и после МИО (границы основного металла образца и сварного шва показаны условно).



**Рисунок 9 – Данные о твердости образцов HRB: а- до МИО; б- после МИО (режим №3)**

Микроструктура образцов в зоне термического влияния шва до и после МИО приведена на Рисунке 10.



**Рисунок 10 – Микроструктура образцов в зоне термического влияния (увеличение X100): а - до МИО; б - после МИО (режим №3)**

Как видно из приведенных данных, использование МИО позволило получить равномерную микроструктуру с ее измельчением (Рисунок 10).

Такое изменение структуры при незначительном повышении твердости дает возможность говорить о росте не только статической, но и, в основном, усталостной прочности сварного соединения барабана.

Согласно Ю.М. Лахтину и В.П. Леонтьевой для низкоуглеродистой стали зависимость предела усталости  $\sigma_{-1}$  от величины зерна  $a = d^{-0,5}$  (где  $d$  –средний диаметр зерна) является линейной. Данная этими авторами графическая зависимость аппроксимирована нами уравнением:

$$\sigma_{-1} = 157 + 13a. \quad (25)$$

Согласно приведенным измерениям,  $d = 0,040$  до обработки методом МИО ( $a = 5,0$ ;  $\sigma_{-1} = 222$  МПа) и  $d = 0,025$  после обработки методом МИО ( $a = 6,32$ ;  $\sigma_{-1} = 239$  МПа). Это означает повышение предела усталости на 8%.

Анализ полученных результатов позволил установить, что количество циклов нагружения сварного шва до зарождения трещины должно увеличиться в  $(1,08)^5 = 1,47$  раза.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной квалификационной работой, в которой на основе выполненных автором исследований дано новое решение актуальной научной задачи, состоящей в расчете и повышении усталостной долговечности барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности, имеющей существенное значение при оценке надежности барабанов и ленточных конвейеров в целом.

### **Результаты и выводы, полученные лично автором:**

1. На основании экспериментальных данных предложена непрерывная зависимость коэффициента сцепления ленты с барабаном от силы ее натяжения в диапазоне  $0,1 \div 0,6$  МПа. В дальнейшем, в цифровой модели, при формировании схемы нагружения барабана лентой использована модифицированная формула Эйлера, в которой учтена полученная зависимость.

2. В работе для анализа усталостной долговечности обечайки приводного барабана с использованием пакета прикладных программ ANSYS создана объемная цифровая модель напряженно-деформированного состояния приводного барабана.

3. Разработана вероятностная модель первой стадии усталостного разрушения сварного шва – модель зарождения трещины. При этом учтено, что общепринятый нормально-логарифмический закон распределения количества циклов до разрушения противоречит общепринятой модели линейного

суммирования усталостных повреждений. Предложена вероятностная модель, основанная на пуассоновском распределении микроповреждений в пространстве, согласующаяся с гипотезой линейного суммирования повреждений, которая приводит к закону распределения Вейбулла.

4. Для разработанной вероятностной модели получены зависимости, которые учитывают:

- рассеивание усталостных свойств материала;
- неравномерность напряжений вдоль образующей барабана;
- масштабный фактор (влияние длины сварного шва);
- вариацию натяжения ленты.

5. Разработана вероятностная модель процесса роста усталостной трещины и на основе свертки двух законов распределения методом преобразования Лапласа получена полная функция распределения ресурса сварного шва.

6. В ходе экспериментального исследования установлен вероятностный закон распределения макродефектов вдоль сварного шва. Сходимость эмпирического закона распределения макродефектов вдоль сварного шва к предложенному теоретическому закону Пуассона по критерию Пирсона обеспечивается при уровне значимости 0,12 (при доверительной вероятности 0,88).

7. Экспериментальные исследования сварного шва показали, что после магнитно-импульсной обработки получается более равномерная микроструктура материала шва с ее измельчением (размер зерен аустенита уменьшается от 40 мкм до 25 мкм). Такое изменение структуры при незначительном повышении и более однородном распределении твердости позволяет повысить предел усталости на 8% и увеличить количество циклов нагружения сварного шва до зарождения трещины в 1,47 раза.

#### **Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы.**

В дальнейшем рекомендуется исследовать долговечность торцевых и кольцевых сварных швов барабанов ленточных конвейеров и построить модель надежности барабана с учетом полученных результатов.



**Основные научные результаты диссертации опубликованы в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:**

1. Соловых, Д. Я. Оценка долговечности сварных соединений барабанов ленточных конвейеров / А. П. Вержанский, Д. Я. Соловых // Уголь. — 2016. — № 4. — С. 32-36.
2. Соловых, Д. Я. Математическая модель формирования давлений на приводном барабане ленточного конвейера с учетом изменяющегося коэффициента сцепления / Д. Я. Соловых // Горный информационно-аналитический бюллетень, спецвыпуск. — 2014. — № 12. — 10 с.
3. Соловых, Д. Я. Моделирование на ЭВМ напряженного состояния приводного барабана ленточного конвейера для оценки долговечности сварных швов / Д. Я. Соловых // Горный информационно-аналитический бюллетень, отдельная статья. — 2015. — № 1. — 12 с.
4. Соловых, Д. Я. Экспериментальные исследования сварного шва барабана ленточного конвейера / Д. Я. Соловых // Горный информационно-аналитический бюллетень, спецвыпуск. — 2018. — № 1. — 12 с.

**Личный вклад автора** состоит в формулировании цели и идеи исследований, постановке задач, выборе метода исследования и разработке рекомендаций.

В публикации с соавтором [1] личное участие автора состоит в разработке двухстадийной математической модели усталостного разрушения сварного шва барабана ленточного конвейера, а также в разработке цифровой модели для определения напряженно-деформированного состояния барабана.