

Д.Я. Соловых

ВЕРОЯТНОСТНАЯ МОДЕЛЬ ЗАРОЖДЕНИЯ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Рассмотрен вариант оценки первой фазы долговечности сварного соединения приводного барабана ленточного конвейера – определение числа циклов до зарождения микротрещин. Оценка выполнена с использованием деформационного критерия усталостного разрушения, основанного на анализе деформационных кривых усталости, которые описываются уравнением Басквина-Менсона-Коффина. Для решения задачи по оценке долговечности кривые зависимости числа циклов зарождения трещин от амплитуды деформаций пересчитаны в кривые зависимости числа циклов от амплитуды напряжений. На основании имеющихся экспериментальных данных выполнен пересчет амплитуду деформаций в амплитуды напряжений и получена зависимость, для которой предложено аппроксимирующее выражение с соответствующими константами. Экспериментальные данные имеют большое рассеивание, поэтому построена линейная регрессионная зависимость соответствующая математическому ожиданию и выделены области, соответствующие 95% доверительному интервалу. Для установления закона распределения числа циклов принята модель с интегральной функцией распределения логарифма от числа циклов в виде закона Вейбулла, а для описания распределения микроповреждений во времени и пространстве принят пуассоновский закон. Основываясь на подобной модели определен закон распределения числа циклов до зарождения трещин, учитывающий: рассеивание свойств металла, вариацию напряжения вдоль образующей обечайки барабана, масштабный фактор, вариацию напряжения ленты. Ключевые слова: ленточный конвейер, долговечность сварного соединения, микротрещины, приводной барабан, деформация, метод конечных элементов, усталость.

Приводной барабан является одним из наиболее нагруженных элементов ленточного конвейера. Он изготавливается путем сварки специальных заготовок, при этом сварные соединения барабана при эксплуатации подвергаются мно-

гократным циклическим нагрузкам и как показал анализ структуры металла соединения причиной их разрушения являются усталостные явления.

Рассмотрим возможный подход к оценке долговечности сварных соединений на примере соединения, выполненного по образующей цилиндрической поверхности обечайки (рис. 1).

Первоначально рассмотрим основные детерминистические соотношения, которые используются для описания процесса усталостного разрушения, начиная с зарождения трещин и последующего их развития до разрушения.

При расчете на долговечность сварного соединения используем деформационный критерий усталостного разрушения, основанный на анализе деформационных кривых усталости.

В общем случае усталостная долговечность, оцениваемая числом циклов до разрушения N , определяется двумя составляющими: числом циклов до зарождения микротрещины размером 1–3 мм – $N_{зт}$ и числом циклов до роста трещины до критического размера – $N_{рт}$, при котором происходит разрушение сечения:

$$N = N_{зт} + N_{рт}. \quad (1)$$

В последние десятилетия при анализе и исследовании усталостной долговечности материалов, в том числе в сварных соединениях, широко используется так называемый деформационный подход. Это связано, прежде всего, с «жесткой» схемой проведения испытаний при циклическом нагружении, когда амплитуда деформации является жестко фиксированной. В ре-

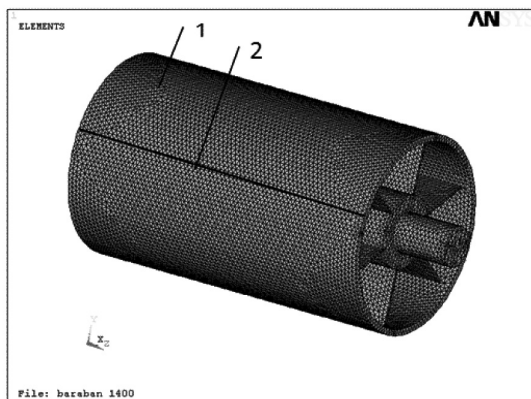


Рис. 1. Модель барабана ленточного конвейера: 1 – обечайка, 2 – сварной шов

зультате устанавливаются не нагрузочные, а деформационные критерии усталостного разрушения [1]. В то же время, по результатам моделирования напряженного состояния определяются напряжения, вызванные упругими деформациями. Пересчет кривых усталостной долговечности с уровня деформаций к уровню напряжений не является тривиальной задачей, т.к. суммарная деформация состоит из упругой и пластической составляющей [2]:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (2)$$

где ε_a – амплитуда деформации; ε_{ae} – амплитуда упругой составляющей деформации; ε_{ap} – амплитуда пластической составляющей деформации; E – модуль упругости материала; σ_a – амплитуда напряжения; K' – коэффициент циклической прочности; n – коэффициент циклического деформационного упрочнения.

В научно-технической литературе имеется несколько различных оценок параметров K' и n [5].

Для решения задачи оценки долговечности барабанов различной конструкции эти кривые зависимости числа циклов $N_{зт}$ от амплитуды деформации должны быть пересчитаны в кривые зависимости числа циклов $N_{зт}$ от амплитуды напряжения σ_a на основании уравнения (2).

При этом замена ε_a на σ_a приводит к существенному изменению формы кривых усталости.

В работах [3, 4] приведены экспериментальные кривые зависимости числа циклов $N_{зт}$ от амплитуды деформации ε_a для сварных швов металлоконструкций из стали 10Г2С1. Эта сталь используется и для изготовления барабанов ленточного конвейера.

В работах [3, 4] кривые усталости аппроксимированы уравнением Басквина-Менсона-Коффина (БМК):

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (N_{зт})^b + \varepsilon'_f (N_{зт})^c, \quad (3)$$

где σ'_f – коэффициент усталостной прочности; b – экспонента усталостной прочности (экспонента Басквина); ε'_f – коэффициент усталостной пластичности (вязкости); c – экспонента усталостной пластичности (экспонента Мэнсона-Коффина).

При этом принимается $b = 0$, $c = -0,5$. В других источниках принято $b = (-0,12) - (-0,09)$, $c = (-0,60) - (-0,56)$. Выполненный нами анализ показал, что при пересчете амплитуд деформации

в амплитуды напряжений имеющиеся экспериментальные данные с высокой точностью аппроксимируются выражением:

$$\lg \sigma_a = A - B \lg N_{зт}. \quad (4)$$

Это значительно упрощает экстраполяцию кривых усталости на область низких амплитуд напряжений и использования их для расчета усталостной долговечности сварных соединений барабанов ленточных конвейеров.

Кинетику роста трещины принято описывать уравнением Пэриса-Эрдогана [1]:

$$\frac{dl}{dN} = c(\Delta K)^m, \quad (5)$$

где c – скорость роста трещины, $c = 10^{-16} \div 10^{-12}$ [1]; $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$, $K_{\max} = \sigma_{\max} \cdot l^{1/2}$, $K_{\min} = \sigma_{\min} \cdot l^{1/2}$; K_{\max} , K_{\min} – интенсивности напряжений в устье трещины; σ_{\max} , σ_{\min} – максимальное и минимальное напряжения цикла нагружения; $m = 2 \div 6$ – для сталей (для углеродистых сталей при относительно небольших напряжениях $m \cong 4$ [1]).

В интегральной форме уравнение (5) применительно к сварному шву принимает вид:

$$N_{рт} = \int_{l_0}^{l_{кр}} \frac{dl}{c l^{1/2} (k_f \Delta \sigma_{эКВ})^m}, \quad (6)$$

где l – приращение длины трещины; l_0 – начальный размер трещины; $l_{кр}$ – критический размер трещины (может быть принят равным длине катета сварного шва); k_f – коэффициент, учитывающий форму сварного шва, способ его нагружения и т.д.; $\Delta \sigma_{эКВ}$ – размер величины эквивалентных напряжений.

В работе [3] для сварных швов металлоконструкций из стали 10Г2С1, выполненных дуговой полуавтоматической сваркой в среде углекислого газа проволокой $\varnothing 2$ мм марки СВ-08Г2С (условия, характерные для швов на обечайке барабанов ленточных конвейеров) экспериментально установлены значения $m = 3,05$, $c = 4,125 \cdot 10^{-11}$ при направлении распространения трещины поперек шва.

При относительно низких напряжениях, которые имеют место в сварных швах барабанов ленточных конвейеров значение $N_{рт}$ может быть достаточно большим и сравнимым с $N_{зт}$, поэтому его необходимо учитывать при расчете усталостной долговечности барабанов.

В табл. 1, 2 приведены параметры кривых усталости, полученных в работах [3, 4], пересчитанные нами из деформацион-

Таблица 1

Результаты испытаний сварных швов на усталостную долговечность [3]

Параметры	Значения параметров					
	$\varepsilon \cdot 10^5$	143	100	93	75	60
$N \cdot 10^{-3}$	5	12,5	20,5	22,5	31	44
$\lg N$	3,70	4,10	4,30	4,35	4,50	4,64
σ , МПа	333	277	269	229	194	168
$\lg \sigma$	2,52	2,44	2,43	2,36	2,29	2,23

Таблица 2

Результаты испытаний сварных швов на усталостную долговечность [4]

Параметры	Значения параметров					
	$\varepsilon \cdot 10^5$	142	130	106	94	80
$N \cdot 10^{-3}$	40	60	125	190	315	390
$\lg N$	4,60	4,78	5,10	5,28	5,50	5,59
σ , МПа	333	321	283	269	243	225
$\lg \sigma$	2,52	2,50	2,45	2,43	2,39	2,35

ной формы (3) в силовую (4). При пересчете приняты известные справочные параметры свойств стали 10Г2С1: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\sigma_B = 470$ МПа, $\psi = 75\%$. На рис. 2 даны соответствующие графические зависимости в логарифмических координатах.

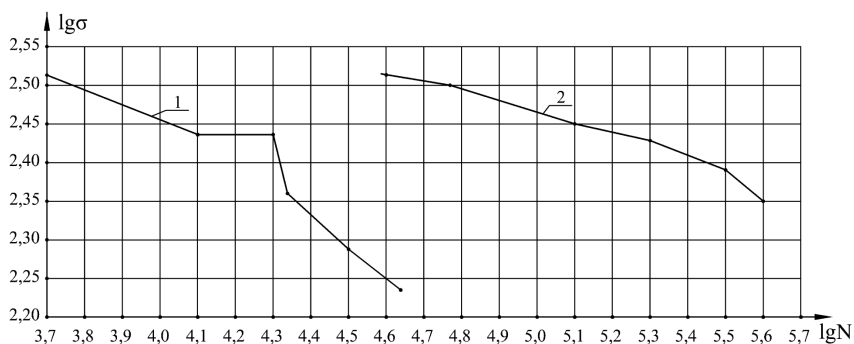


Рис. 2. Функции Велера в логарифмических координатах по результатам испытаний сварных швов на усталостную долговечность по данным работ: 1 – [3], 2 – [4]

Стандартизированные методы расчета сварных швов на усталостную долговечность основаны на использовании детерминированной зависимости вида [Мэддок]:

$$N_{\text{зт}} = \left(\frac{\sigma_o}{\sigma} \right)^n, \quad (7)$$

которая в логарифмических координатах имеет вид прямой линии.

Поскольку экспериментальные данные имеют большое рассеивание, строится линейная регрессионная зависимость, соответствующая математическому ожиданию $\lg N_{\text{зт}}$, и параллельно ей проводятся прямые линии, соответствующие 95%-ному доверительному интервалу этой величины. При этом считается, что $\lg N_{\text{зт}}$ имеет нормальный закон распределения, а границы доверительного интервала параллельны для любого уровня доверительной вероятности. Последнее положение подвергается сомнению во многих работах, а принятый закон распределения противоречит общепринятой модели линейного суммирования усталостных повреждений.

Для установления этого закона распределения в работе [1] предложено два подхода: «полуэмпирическая» вероятностная модель и модель, основанная на пуассоновском распределении микроповреждений во времени и пространстве.

Первая из этих моделей согласуется с гипотезой линейного суммирования повреждений и приводит к закону распределения Вейбулла. Вторая модель приводит к экспоненциальному закону распределения, с чем трудно согласиться. Однако пуассоновская модель хорошо демонстрирует влияние масштабного фактора, т.е. размеров изделия, на усталостную долговечность. Ниже использован синтез двух указанных моделей.

Для краткости обозначим число циклов до зарождения трещин $N_{\text{зт}} = x$. Интегральную функцию распределения этой величины примем в виде закона Вейбулла:

$$F_1(x) = 1 - e^{-\alpha x^\beta}, \quad (8)$$

где α – параметр масштаба; β – параметр формы распределения.

Считаем, что значения параметров α и β получены экспериментальным путем для некоторой длины сварного шва ξ_o . Обозначим текущую координату по длине шва через ξ . Тогда по аналогии с пуассоновской моделью работы [1] (это частные случаи модели Вейбулла) для участка шва длиной $\xi_{\text{ш}}$ получим:

$$F_1(x) = 1 - \exp \left[- \int_0^{\xi_{ш}} \alpha(\xi) x^{\beta(\xi)} \frac{d\xi}{\xi_o} \right]. \quad (9)$$

Параметры α и β и зависят от напряжения $\sigma(\xi)$, которое в нашем случае переменено вдоль шва.

Таким образом, нами учтено одновременно влияние масштабного фактора и переменного характера напряжения вдоль шва. Зависимость параметров α и β от напряжения ξ задана экспериментальными параметрами прямой регрессии в логарифмических координатах при $\xi_{ш} = \xi_o$ и $\sigma(\xi) = \text{const}$. Обозначим $\lg N_{зт} = y$. Тогда

$$x = e^{\ln x} = e^{0,434 \lg x} = e^{0,434 y}.$$

Закон распределения величины $\lg N_{зт}$ при этом получается в виде двойного экспоненциального распределения [Лидбеттер]:

$$\begin{aligned} F_1(y) &= 1 - \exp \left[- \exp \left(0,434\beta \left(y - \frac{\ln 1 / \alpha}{0,434\beta} \right) \right) \right] =, \quad (10) \\ &= 1 - \exp \left[- \exp (a(y - b)) \right] \end{aligned}$$

с параметрами a и b , где $a = 0,434\beta$, $b = a^{-1} \ln \frac{1}{2}$.

Обозначая среднеквадратическое отклонение величины $y = \lg N_{зт}$ через ζ_y , получаем:

$$\zeta_y = \sqrt{D[y]} = \frac{\pi a^{-1}}{\sqrt{6}};$$

откуда находим

$$a^{-1} = \frac{\sqrt{6}}{\pi} \zeta_y; \quad \beta = 2,3a = \frac{2,3\pi}{\zeta_y \sqrt{6}} = \frac{2,95}{\zeta_y}.$$

В этом случае закон распределения величины $x = N_{зт}$ запишем в виде:

$$F_1(x) = 1 - \exp \left\{ -0,56x^\beta \int_0^{\xi_{ш}} \left[\frac{\sigma(\xi)}{\sigma_o} \right]^{n\beta} \frac{d\xi}{\xi_o} \right\}, \quad (11)$$

где $\beta \cong \frac{2,95}{\zeta_y} = \text{const}$.

Обычно величина $\zeta_y < 1$, поэтому $\beta \geq 3$. Приведем выражение для распределения $F_1(x)$ к безразмерной форме. Для этого

выделим максимальное по длине сварного шва значение напряжений $\sigma(\xi)$

$$\sigma_{\max} = \max [\sigma(\xi)].$$

Следовательно, можно записать:

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

где коэффициент вариации напряжения $K_\xi = \frac{1}{\xi_{su}} \cdot \int_0^{\xi_{su}} \left[\frac{\sigma(\xi)}{\sigma_{\max}} \right]^{n\beta} d\xi$.

Тогда, после некоторых преобразований, запишем

$$F_1(x) = 1 - \exp \left\{ -0,56 \cdot \left(\frac{\xi_{su}}{\xi_o} \right) \cdot \left(\frac{\bar{\sigma}_{\max}}{\sigma_o} \right)^{n\beta} x^\beta \cdot K_\xi \cdot K_S \right\}. \quad (13)$$

Отсюда для одностороннего доверительного интервала, соответствующего доверительной вероятности $P_d = 1 - p$ (где $p \ll 1$), количество циклов до зарождения трещин $N_{зт}$ составит:

$$N_{зт} = \left(\frac{1}{\Delta'} \right)^{1/\beta} \cdot \left(\ln \frac{1}{p} \right)^{1/\beta}, \quad (14)$$

где

$$\Delta' = 0,56 \cdot \left(\frac{\xi_{su}}{\xi_o} \right) \cdot \left(\frac{\bar{\sigma}_{\max}}{\sigma_o} \right)^{n\beta} \cdot K_\xi \cdot K_S,$$

$$K_S = \sum_{i=0}^k \frac{(2k)! \cdot K_{V\sigma}^{2i}}{i!(2k-2i)! \cdot 2^i} -$$

коэффициент вариации натяжения конвейерной ленты; $k = [n\beta/2]$.

Таким образом, полученная зависимость числа циклов $N_{зт}$ учитывает:

- рассеивание свойств материала через величину ζ_y ;
- вариацию напряжений вдоль образующей барабана через коэффициент K_ξ ;
- масштабный фактор через отношение (ξ_{su}/ξ_o) ;
- вариацию натяжения ленты через коэффициент K_S .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. — М.: Машиностроение, 1984. — 312 с.

2. Троценко В. Т., Хамаза Л. А. Деформационные кривые усталости сталей и методы определения их параметров. Сообщение 1. Традиционные методы // Проблемы прочности. – 2010. – № 6. – С. 26–39.

3. Жетесова Г. С., Жаркевич О. М., Нуржанова О. А., Плешаков Е. А. Оценка циклической долговечности сварных соединений металлоконструкций механизированных крепей // Вестник КазНТУ. 2002. № 6. С. 14–19.

4. Белов В. А. Повышение долговечности сварных решетчатых конструкций. URL: science-bsea.narod.ru/2001/dorogi_2001.

5. Троценко В. Т., Сосновский Л. А. Сопrotивление усталости металлов и сплавов: Справочник часть 1. – Киев: Наукова думка, 1987. – 347 с.

6. Гетман А. Ф. Концепция безопасности «Течь перед разрушением» для сосудов трубопроводов давления АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 258 с.

7. Лидбеттер М. Экстремумы случайных последовательностей и процессов. – М.: Мир, 1989. – 392 с.

8. Байхель Ф., Франкен П. Надежность и техническое обслуживание. – М.: Радио и связь, 1988.

9. Дмитриев В. Г., Асаенко В. В. Характер нагружения обечайки приводного барабана ленточного конвейера при переменном коэффициенте сцепления ленты с его поверхностью // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 2. – С. 375–378.

10. Асаенко В. В. Цифровая модель приводного барабана ленточного конвейера для анализа напряженно-деформированного состояния его элементов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2012. – № 3. – С. 223–226.

11. Соловых Д. Я. Математическая модель формирования давлений на приводном барабане ленточного конвейера с учетом изменяющегося коэффициента сцепления. – М.: Горная книга, 2014.

12. Соловых Д. Я. Моделирование на ЭВМ напряженного состояния приводного барабана ленточного конвейера для оценки долговечности сварных швов. – М.: Горная книга, 2014. **УДК**

КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

Соловых Данила Янисович – аспирант, ассистент,
e-mail: danrunet@rambler.ru, НИТУ «МИСиС».

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2017. No. 2, pp. 222–224.

UDC
621.867.2

D.Ya. Solovykh

**CHANCES THEORY MODEL OF APPEARANCE
FATIGUE CRACKS IN WELDED JOINTS
OF THE DRIVE DRUM OF THE BELT CONVEYOR**

The article discusses the possibility of the first phase of evaluation of durability of welded connection of the driving drum of belt conveyor – definition of the number of cycles before the nucleation of microcracks.

Evaluation is made using a strain of fatigue failure criterion based on an analysis of the deformation of the Cree-O fatigue. These curves are described by Baskvina-Manson-Coffin. To solve the problem of assessing the durability curves of the number of cycles of crack from the strain amplitude curves are translated into the number of cycles of stress amplitude. On the basis of the available experimental data recalculation strain amplitude in the amplitude of the stresses and the dependence, for which the suggested approximating expression with the corresponding constants. Experimental data have a large dispersion, so the built linear regression dependence corresponding expectation and highlighted areas corresponding 95% confidence intervals.

To establish the law of distribution of the number of cycles accepted model with cumulative distribution function of the logarithm of the number of cycles in a Weibull law, and to describe the distribution of micro in time and space by adopting a Poisson law.

Based on this model law to determine the distribution of the number of cycles to crack initiation, which takes into account: the dispersion properties of the metal, the voltage variation along the forming shell of the drum, the scale factor, the voltage variation of the belt.

Key-words: conveyor belt, microcracks, drive drum, durability of the welded joint, finite element method, fatigue.

AUTHOR

Solovykh D. Ya., Graduate Student, Assistant, e-mail: danrunet@rambler.ru, National University of Science and Technology «MISiS», 119049, Moscow, Russia.

REFERENCES

1. Bolotin V. V. *Prognozirovanie resursa mashin i konstruksiy* (Prediction of life of machines and structures), Moscow, Mashinostroenie, 1984, 312 p.
2. Troshchenko V. T., Khamaza L. A. *Problemy prochnosti*. 2010, no 6, pp. 26–39.
3. Zhetesova G. S., Zharkevich O. M., Nurzhanova O. A., Pleshakov E. A. *Vestnik Kazakhskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta im. K.I. Satpaeva*. 2002, no 6, pp. 14–19.
4. Belov V. A. *Povyshenie dolgovechnosti svarnykh reshetchatykh konstruksiy* (Improvement of life of weld lattice works), available at: science-bsea.narod.ru/2001/dorogi_2001.
5. Troshchenko V. T., Sosnovskiy L. A. *Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov*: Spravochnik, ch. 1 (Fatigue strength of metals and alloys: Handbook, part 1), Kiev, Naukova dumka, 1987, 347 p.
6. Getman A. F. *Kontseptsiya bezopasnosti «Tech' pered razrusheniem» dlya sududov truboprovodov davleniya AES* (Security conception of Pre-Failure Leakage Flow for under-pressure pipeline tanks of atomic power stations), Moscow, Energoatomizdat, 1990, 258 p.
7. Lidbetter M. *Ekstremumy sluchaynykh posledovatel'nostey i protsessov* (Extremums of random sequences and processes), Moscow, Mir, 1989, 392 p.
8. Baykhel' F., Franken P. *Nadezhnost' i tekhnicheskoe obsluzhivanie* (Reliability and maintenance), Moscow, Radio i svyaz', 1988.
9. Dmitriev V. G., Asaenko V. V. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2011, no 2, pp. 375–378.
10. Asaenko V. V. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2012, no 3, pp. 223–226.
11. Solovykh D. Ya. *Matematicheskaya model' formirovaniya davleniy na privodnom barabane lentochnogo konveyera s uchetom izmenyayushchegosya koeffitsienta sstepeniya* (Mathematical model of pressure generation on driving drum of belt conveyor, considering variable clutch coefficient), Moscow, Gornaya kniga, 2014.
12. Solovykh D. Ya. *Modelirovanie na EVM napryazhennogo sostoyaniya privodnogo barabana lentochnogo konveyera dlya otsenki dolgovechnosti svarnykh shovov* (Computer-aided modeling of stress state of belt driving drum to estimate endurance of joint welds), Moscow, Gornaya kniga, 2014.