



МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 621.643.07

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАЗНОТОЛЩИННОСТИ СТенок ТРУБ В ПРОЦЕССЕ ГИБА

В.В. Пеленко¹, Т.Ю. Короткова¹, В.Г. Злобин¹,

¹*Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна, Россия, 191186, Санкт-Петербург, Большая Морская ул. 18.*

В статье рассматривается метод повышения долговечности металлических трубных элементов теплоэнергетического оборудования на основе практической и эффективной модели формирования разнотолщинности стенки трубы в процессе гiba. Предлагается стереометрическое графоаналитическое моделирование величины утонения и разнотолщинности стенки трубы в процессе гiba на основании уравнения сплошности. При этом построена физическая модель изгиба и получено уравнение для упрощенного расчета величины утонения. На основании сравнения результатов расчета с материалами литературных источников подтверждена адекватность полученной модели экспериментальным результатам. Показано определяющее влияние припуска на увеличение долговечности трубных элементов котлов. Оценка повышения ресурса гибов труб, проведенная по известной модели Ларсона – Миллера, свидетельствует о возможности увеличения долговечности по предложенной модели в три раза, при обеспечении обоснованного припуска на исходную толщину изгибаемой части стенки трубы.

Ключевые слова: физическая модель; стереометрическая математическая модель; условие сплошности; напряжения растяжения; гиб трубы; долговечность; ресурс.

INCREASING THE DURABILITY OF HEAT AND POWER EQUIPMENT ELEMENTS ON THE BASIS OF SIMULATION OF DIFFERENT THICKNESS OF PIPE WALLS DURING BENDING

V.V. Pelenko, T.Y. Korotkova, V.G. Zlobin, A.M. Khlynovsky

St. Petersburg State University of Industrial Technologies and Design, 18 Bolshaya Morskaya str.t, Saint Petersburg, 191186, Russia

The article discusses a method for increasing the durability of metal pipe elements of heat and power equipment based on a practical and effective model for the formation of pipe wall thickness variation during the bending process. Offered by stereometric graphic-analytical modeling of the magnitude of thinning and thickness variation of the pipe wall in the process of bending based on the continuity equation. At the same time, a physical model of bending was constructed and an equation was obtained for a simplified calculation of the thinning value. Based on the comparison of the calculation results with the literature sources, the adequacy of the obtained model to the experimental results was confirmed. The decisive influence of the allowance on the increase in the durability of the boiler tubular elements is shown. The assessment of the increase in the resource of pipe bends, carried out according to the well-known Larson-Miller model, indicates the possibility of increasing the durability according to the proposed model by a factor of three, while providing a reasonable allowance for the initial thickness of the bent part of the pipe wall.

Keywords: physical model; stereometric mathematical model; continuity condition; tensile stresses; pipe bend; durability; resource.

¹*Пеленко Валерий Викторович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теплосиловые установки и тепловые двигатели», тел.: +7 929 101-64-13, e-mail: pelenko1@rambler.ru;*

²*Короткова Татьяна Юрьевна – кандидат технических наук, доцент, директор института энергетики и автоматизации, тел.: +7 911 257-91-93, e-mail: korotkova.gturp@mail.ru;*

³*Злобин Владимир Германович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Теплосиловые установки и тепловые двигатели» тел.: +7 911 988-35-70, e-mail: zlobin_v@list.ru.*

Введение

Точная математическая модель изгиба трубы представляет собой сложную трехмерную задачу аналитического определения разнотолщинности полой цилиндрической конструкции после ее изгиба и трансформации в тороидальную форму.

Принципиальная схема петли трубы пароперегревателя с изгибом малого диаметра представлена на рисунке 1. Этот рисунок отображает тот факт, что начальный цилиндрический отрезок трубы длиной «2L» (рис. 6) с одинаковой толщиной стенки «Т» при изгибе по радиусу «r» матрицы трансформирует свое первоначальное сечение Ас и Вс с центром в точке Ос в сечение А и В с центром в точке О. Схема перераспределения толщины стенки трубы вдоль параллелей иллюстрируется рисунком 2. На рисунке 3 приведена расчетная схема объема элементарного куба (1-2-3-4-5-6-7-8), вырезанного из тороидальной части стенки изогнутой трубы пароперегревателя. На рисунках 4 и 5 приведены схемы расчета усредненной толщины стенки трубы по кольцевым меридиональным сечениям «А» и «В», то есть в зависимости от угла φ. Рисунок 3.6 иллюстрирует схему расчета усредненной толщины стенки трубы по длине параллелей, с учетом предварительно усредненных значений по кольцевым меридиональным сечениям «А» и «В»

Принятые терминология и условные обозначения

Осевое сечение тора (меридиан) распадается на две окружности.

Нормальное к оси сечение тора (параллели) распадается на две концентрические окружности.

d – диаметр трубы пароперегревателя;

r – минимальный радиус внутренней части изгиба трубы (матрицы гiba);

R – максимальный радиус внешней (наружной) части изгиба трубы;

T – исходная толщина стенки трубы пароперегревателя;

t – величина утолщения внутренней и утонения наружной стенки трубы;

γ – угол наклона меридионального сечения к оси симметрии змеевика;

φ – угол наклона радиуса кривизны кругового меридионального сечения к оси его симметрии;

dγ – дифференциал угла γ;

(T + t) – увеличившаяся толщина стенки внутренней части гiba трубы;

(T - t) – уменьшившаяся толщина стенки наружной части гiba трубы.

Криволинейный четырехугольник 1-2-3-4 представляет собой след на поверхности тора от вырезанного из стенки изогнутой трубы элементарного куба (1-2-3-4-5-6-7-8), изображенного на рисунке 3.

r_c – радиус кривизны к параллели внешней поверхности тороидальной части изогнутой трубы (Рис.3);

dφ – дифференциал угла φ (Рис.3);

T(γ, φ) – переменная толщина стенки изогнутой части трубы, являющаяся функцией двух переменных γ и φ.

Точка «М» является центром кривизны изгибаемой тороидальной части трубы, точка «О» представляет собой центр кривизны кругового меридионального сечения тороидальной части гiba.

Для приближенного аналитического решения задачи и оценки разнотолщинности стенок изгибаемой части трубы будем рассматривать одну из ее симметричных половин (в данном случае верхнее полупространство). В связи с симметрией этой рассматриваемой части относительно оси Д-Д, делящей поперечное сечение трубы пополам, будем составлять математическую модель перераспределения толщины стенки между объемами материала трубы с проекциями сечений А и В на плоскость переднего полупространства, как это изображено на рисунках 1 и 2.

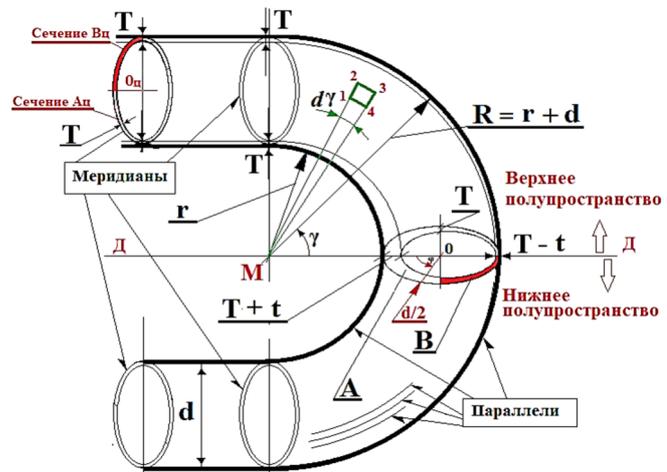


Рисунок 1 – Схема петли трубы пароперегревателя с изгибом малого диаметра

Минимальный радиус гiba выбран из технологических соображений и составляет:

- при нагреве набитой песком детали – r = 3.0 d;

- на трубогибочном станке (изгибание холодным способом) – r = 3,5 d;

- с получением рифленых складок (гнутье горячим способом) – r = 2.0 d.

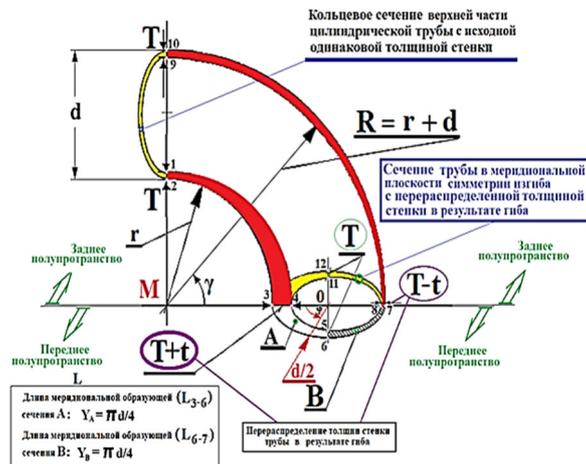


Рисунок 2 – Схема перераспределения толщины стенки трубы между объемами материала (выделено красным цветом), расположенными в переднем верхнем полуэллипсостроении с сечениями А и В в нижней части эллипса

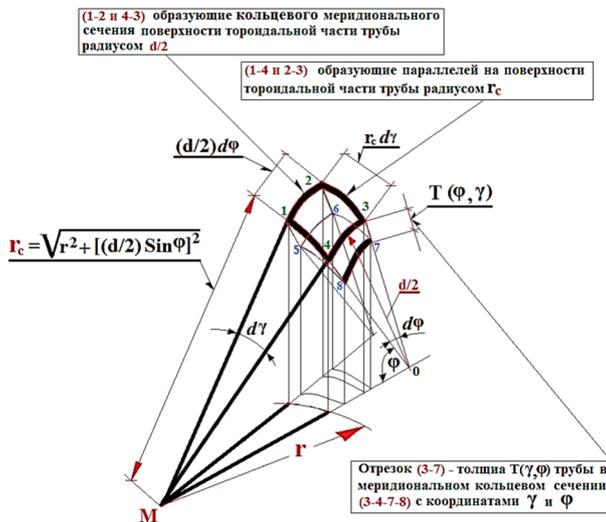


Рисунок 3 – Расчетная схема объема элементарного куба (1-2-3-4-5-6-7-8), вырезанного из тороидальной части стенки трубы

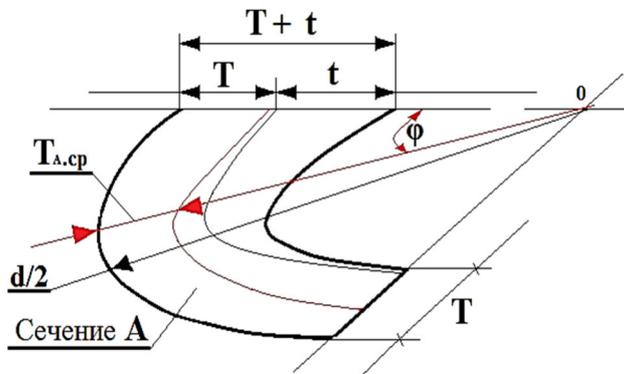


Рисунок 4 – Схема расчета усредненной толщины стенки трубы по кольцевому меридиональному сечению «А» трубы пароперегревателя

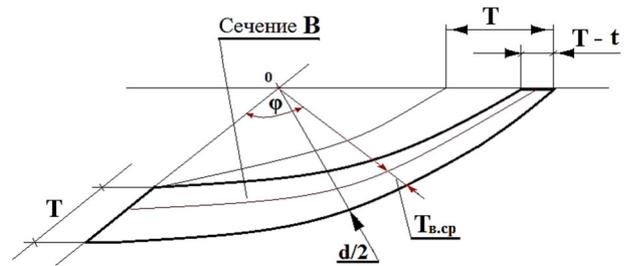


Рисунок 5 – Схема расчета усредненной толщины стенки трубы по кольцевому меридиональному сечению «В» трубы пароперегревателя

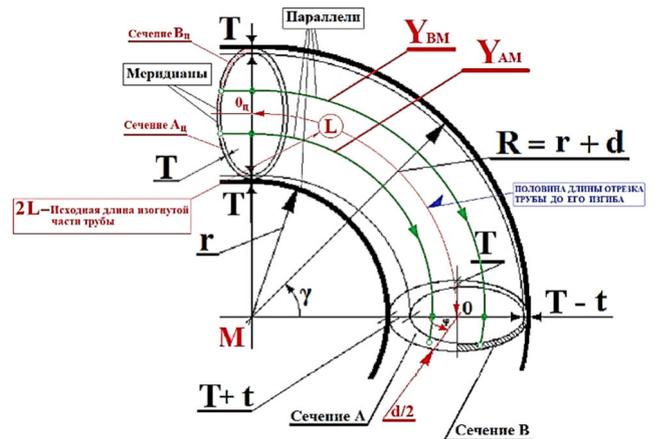


Рисунок 6 – Схема расчета усредненной толщины стенки трубы по длине параллелей, с учетом усредненных значений толщин по кольцевым меридиональным сечениям «А» и «В»

После построения физической модели процесса перераспределения толщины стенки трубы при ее гйбе переходим к математическому описанию этого процесса.

Построение математической модели процесса гйбы трубы

Для аналитического определения закона перераспределения между сечениями А и В толщины стенки T (рисунки 1., 2., 6.) цилиндрической трубы диаметром d , воспользуемся условием сплошности (неразрывности), то есть равенства до и после изгиба по радиусу $\langle r \rangle$ вырезанного из изогнутой части трубы объема V_A с сечением 3-4-5-6 (сечение А) в меридиональной плоскости и с сечением 1-2-3-4 в плоскости параллели внутреннего обода, а также объема V_B с сечением 5-6-7-8 (сечение В) в меридиональной плоскости симметрии изгиба трубы и сечением 7-8-9-10 в плоскости параллели внешнего обода.

Примем основные допущения, позволяющие рассматривать задачу как чисто стереометрическую: 1) будем учитывать перемещение объемов материала стенки трубы в направлении параллелей, без учета перемещения объемов материала стенки

в направлении меридианов, 2) возможной анизотропии материала стенки трубы пренебрегаем.

Такие допущения значительно упрощают решение трехмерной задачи изменения толщины стенки трубы методами теории упругости, приведенные в работах Мальцева Д.Н. [17], Михайлов В.Н. [19], Козлова А.В., Шеркунова В.Г. [14] и других исследователей.

В условиях принятых допущений очевидно, что толщина стенки является функцией двух переменных: φ и γ , уменьшаясь от $(T + t)$ до $(T - t)$ при увеличении φ от 0 до 180° . При изменении γ от 0 до 90° , толщина стенки уменьшается от $(T + t)$ до T по радиусу «r» (внутренний обод гйба) и возрастает от $(T - t)$ до T по радиусу «R» (наружный обод гйба).

Определим для вырезанного из изогнутой части трубы материала объем V_A с сечением А в меридиональной плоскости и с сечением 1-2-3-4 в плоскости параллели внутреннего обода, а также объем V_B с сечением 5-6-7-8 в меридиональной плоскости симметрии изгиба трубы и сечением 7-8-9-10 в плоскости параллели внешнего обода исходя и стереометрических соображений, пользуясь рисунками 2 - 6.

Для сечения А (рис. 4.), при равномерном изменении толщины стенки T трубы по линейному закону в зависимости от изменения угла поворота $d\varphi$ радиуса меридионального поперечного сечения (3-4-5-6), ее средняя величина $T_{\text{ср.п}}$ составит значение:

$$T_{\text{ср.п}} = [(T + t) + T]/2 = T + t/2.$$

Учитывая меридиональное изменение толщины стенки T трубы от изменения угла поворота $d\gamma$ самого сечения при гйбе, определим среднюю величину $T_{\text{ср}}$ по соотношению:

$$T_{\text{ср}} = (T_{\text{ср.п}} + T)/2 = [(T + t/2) + T]/2 = T + t/4.$$

Аналогично для сечения В (рис. 3.5.), при равномерном изменении толщины стенки T трубы по линейному закону в зависимости от изменения угла поворота $d\varphi$ радиуса меридионального поперечного сечения (5-6-7-8), ее средняя величина $T_{\text{ср.п}}$ составит значение:

$$T_{\text{ср.п}} = [(T - t) + T]/2 = T - t/2.$$

$$T_{\text{ср}} = (T_{\text{ср.п}} + T)/2 = [(T - t/2) + T]/2 = T - t/4.$$

Длины Y_A и Y_B внешних меридиональных образующих сечения А и сечения В (рис. 2.) представляют собой четверти окружности с диаметром d и составляют величину:

$$Y_A = Y_B = \pi d/4.$$

Длины образующих параллелей, проходящих через центры тяжести сечений А и В (для определения объемов с сечением А и сечением В), составят нижеследующие усредненные значения (рис. 6.):

$$Y_{\text{AM}} = \pi \{r + d/2[1 - (\sin \varphi)/\varphi]\};$$

$$Y_{\text{BM}} = \pi \{r + d/2[1 + (\sin \varphi)/\varphi]\}.$$

Здесь величина $(d/2\varphi) \sin \varphi$ представляет собой координату центра тяжести кольцевого сектора

После определения средних объемных значений толщины стенки $T_{\text{ср}}$ и $T_{\text{ср.п}}$, определяем среднее значение площадей меридиональных сечений

$$S_A = T_{\text{ср}} \cdot Y_A,$$

$$S_B = T_{\text{ср.п}} \cdot Y_B.$$

Воспользуемся теперь второй теоремой Паппа-Гульдина: Объем тела, полученного от вращения плоской фигуры вокруг непересекающей ее оси, равен произведению площади этой фигуры на длину окружности, описанной центром тяжести этой

Таким образом, для объемов материалов $V_A = S_A \cdot Y_{\text{AM}} = T_{\text{ср}} \cdot Y_A \cdot Y_{\text{AM}}$.
 $V_B = S_B \cdot Y_{\text{BM}} = T_{\text{ср.п}} \cdot Y_B \cdot Y_{\text{BM}}$.

Тогда уравнение неразрывности (сплошной среды) для удвоенных объемов V_A и V_B принимает вид:

$$2V_A = 2V_B, \text{ или}$$

$$2 T_{\text{ср}} \cdot Y_A \cdot Y_{\text{AM}} = 2 T_{\text{ср.п}} \cdot Y_B \cdot Y_{\text{BM}}$$

$$(T + t/4) \cdot \pi d/4 \cdot \pi \{r + d/2[1 - (\sin \varphi)/\varphi]\} = (T - t/4) \cdot \pi d/4 \cdot \pi \{r + d/2[1 + (\sin \varphi)/\varphi]\}$$

Для сечений А и В значение φ составляет $(T + t/4) \cdot \pi d/4 \cdot \pi [r + d/2(1 - 2/\pi)] = (T - t/4) \cdot \pi d/4 \cdot \pi [r + d/2(1 + 2/\pi)]$.

После несложных алгебраических преобразований получим математическую модель перераспределения толщины изгибаемой цилиндрической трубы по меридиональному сечению в виде:

$$t = (4/\pi) \frac{T}{r/d + 1/2}. \quad (1)$$

Анализируя полученное уравнение, замечаем вполне логичную закономерность увеличения степени утонения толщины «t» стенки цилиндрической изгибаемой трубы с увеличением ее первоначальной толщины «T», диаметра d и с уменьшением радиуса «r» гйба (материцы, внутреннего обода).

При этом в процентном выражении степень утонения «C» составляет величину:

$$«C» = (t/T)100\% = d/(2r + d)100\%. \quad (2)$$

Напряжения растяжения в стенке трубы вычисляются по известным соотношениям:

$$W1 = P_r d/2(T-t);$$

$$W_2 = P_r d / 2T.$$

Здесь

W_1 – напряжения растяжения длягиба толщиной $(T-t)$;

W_2 – напряжения растяжения длягиба толщиной T ;

P_r – давление в трубопроводе диаметром d .

Оценка корректности математической модели утонения толщины стенки изгибаемой трубы

Проведем сравнение полученного нами результата с известными экспериментальными и теоретическими материалами ряда исследователей.

В работе Козлова А.В., Шеркунова В.Г. [14] приводятся теоретические данные компьютерного моделирования процесса утонения стенки трубы диаметром 60 мм, выполненной из стали 20, а также материалы экспериментальных замеров, проиллюстрированные на рисунках 7 и 8.

Для сравнения наших результатов на рисунке 3.8. приведены данные, рассчитанные по полученному упрощенному уравнению (1).

Достаточно хорошее схождение всех трех графиков свидетельствует о близкой точности расчетов.

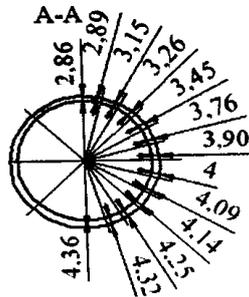


Рисунок 7 – Результаты экспериментальных замеров толщины стенки изогнутой трубы диаметром $d = 60$ мм, исходная толщина стенки $T = 4$ мм, радиусгиба $r = 2,5 d = 150$ мм в сечении максимального утонения

Оценка порядка величины «С» по полученному соотношению (2), дает для трубы диаметром $d = 60$ мм и радиусагиба « r » = 150 мм, значение $C = [60 / (2 \cdot 150 + 60)] \cdot 100\% = 16,7\%$, что хорошо согласуется с литературными данными [14], составляющими 19,5%.

Основанием для принятия решения о возможности и условиях дальнейшей эксплуатации технического устройства (оборудования) являются результаты оценки его остаточного ресурса [21, 22].

Воспользуемся для оценки степени увеличения ресурса и долговечности материалами

работ [12, 13]. В этих публикациях представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния гибов паропроводов с применением модифицированной формулы Содерберга для описания процессов ползучести при больших длительностях нагружения. Расчеты проведены методом конечных элементов для наиболее распространенных при изготовлении паропроводов марок сталей: 12Х1М1Ф, 15Х1М1Ф, 10Х9МФБ.

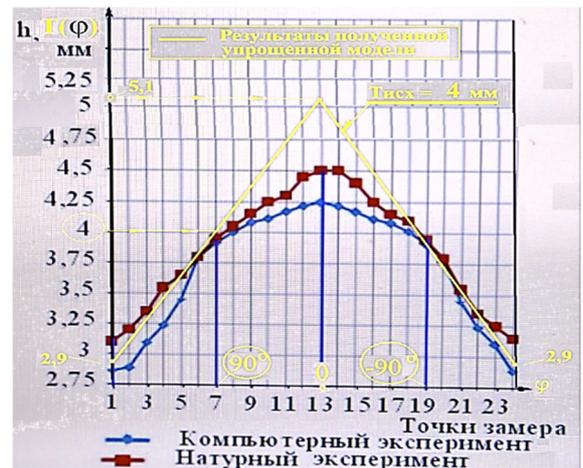


Рисунок 8 – Сравнительные результаты компьютерного моделирования, экспериментальных замеров по данным исследования [14] и разработанной аналитической модели изменения толщины стенки трубы при изгибе

Определение ресурса

Индивидуальный ресурс для гибов паропроводов определялся исходя из следующего соотношения гарантированных характеристик длительной прочности, представляющего собой преобразованное параметрическое уравнение [22]:

$$\text{Lg}(\tau) = 1/q \sum_{k=0}^6 A_k \left(\frac{nw}{10}\right)^k + \text{Lg}(q) - b. \quad (3)$$

где τ – индивидуальный ресурс, ч; q – используемая в расчете температура, К; n – коэффициент запаса прочности ($n = 1,5$); w – принимается равным интенсивности напряжений, МПа; b – постоянная, зависящая от (12Х1М1Ф – 24,88; 15Х1М1Ф – 25,20). Полином шестой степени представляет собой аппроксимирующую функцию модифицированного параметра Ларсона-Миллера (табл. 1).

По результатам вычислений было установлено, что увеличение внутреннего давления (то есть напряжений) $p_1/p_2 = 1,5$ раза, с 4 до 6 МПа, приводит к уменьшению ресурса с $R_1 = 2,489 \cdot 10^7$ до $R_2 = 3,352 \cdot 10^5$ ч. То есть $R_1/R_2 = 74$ раза.

Отметим, что соотношение напряжений в стенкегиба трубы обратно пропорциональны

толщинам стенки, поэтому для любого значения давления в трубе можем записать:

$$(W1/W2) = T/(T-t). \quad (4)$$

Здесь $W1$ – напряжения растяжения в стенкегиба толщиной $(T-t)$;

$W2$ – напряжения растяжения в стенкегиба толщиной T .

Таблица 1 – Коэффициенты аппроксимирующего полинома Ларсона-Миллера

Марка стали	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
12X1MФ	22810,76	-730,70	89,186	-7,654	0,3316	$-5,56 \cdot 10^{-3}$	0
15X1M1Ф	24099,54	-774,70	79,73	-6,739	0,3162	$-5,88 \cdot 10^{-3}$	0

Соотношение толщин стенкигиба трубы $\Theta = T/(T-t) = 3,75/3,17 = 1,18$ до и после утолщения (на 18%), получаем на основании формул (1), (2) и данных рис.8.

Таким образом соотношение напряжений в гйбе трубы принимает величину $(W1/W2) = 1,18$.

Полученное значение дает возможность, воспользовавшись логарифмической зависимостью (3) и экспериментальными цифрами соотношений $p1/p2$ и $R1/R2$, оценить увеличение ресурсагиба $R_{Г2}/R_{Г1}$, которое может быть определено методом подобия по уравнению:

$$R_{Г2}/R_{Г1} = Lg [(R1/R2)/(p1/p2)] \cdot [(W1/W2)/(p1/p2)].$$

С учетом соотношения (5), окончательно получим:

$$R_{Г2}/R_{Г1} = Lg [(R1/R2)/(p1/p2)] \cdot [(T/(T-t))/(p1/p2)]. \quad (5)$$

Вычисления по соотношению (5) дают следующее значение повышения ресурса трубы за счет увеличения толщины стенкигиба:

$$R_{Г2}/R_{Г1} = [Lg (74/1,5)] \cdot (3,75/3,17)/1,5 = 3,07.$$

Таким образом, вычисляя по соотношению (1) величину утонения толщины « t » стенки трубы в результате гйба и увеличивая ее до исходного значения « T », можно увеличить ресурс трубы примерно в 3 раза.

Выводы

1. Построена физическая модель процесса утонения толщины стенкигиба.

2. Разработана стереометрическая математическая модель деформации трубы при ее изгибе и получено уравнение для упрощенного расчета величины утонения.

3. На основании сравнения с литературными источниками показана удовлетворительная точность полученной модели.

4. Оценка повышения ресурса, проведенная по известной модели Ларсона – Миллера, показала возможность его увеличения в три раза, при обеспечении требуемой исходной толщины стенки трубы, увеличенной на 18% в ее утоненной части.

Литература

1. Балдин, Н.Н. Повышение живучести паропроводных гйбов, эксплуатируемых в условиях ползучести на стационарных ТЭС [Текст]: Дис... канд. техн. наук: 05.04.14 / Н.Н. Балдин – Иваново, 2001. – 177 с;
2. Байрашевский Б.А. Аудит паровой котельной: подводные камни // Энергетика и ТЭК. 2012. № 2.
3. Беляев С. А. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС: Учебное пособие / Беляев С.А., Воробьев А.В., Литвак В.В. – Томск: Изд-во Томского политех. университета, 2015. - 248 с.
4. Берлянд В.И., Третьяк Н.В. Приближенный метод расчета оболочек вращения с меридиональными ребрами. – Динамика и прочность машин, 1968, вып. 10. С.11–19
5. Берлянд В.И., Третьяк Н.В. Расчет термоупругих напряжений и деформаций в цилиндрах паровых турбин. - Энергетическое машиностроение, 1970, вып.8. С.93-99.
6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. и др. Термопрочность деталей машин. – Высшая школа. 1978. –328с.
7. Дикоп В. В. Повышение надежности термонапряженных элементов основного оборудования ТЭЦ / Дисс. к.т.н., Иваново: Самарский ГТУ, 2001 - 125 с.
8. Дубровин И.Р., Дубровин Е.Р., Тучков В.К. Эксплуатационные проблемы котельных: как повысить КПД низкокачественного топлива? "Энергетика и промышленность России"/ № 3 (7) март 2001 г.
9. Зеликов Е. Н. Повышение надежности пароперегревателей котлов ГЭС для сжигания твердых бытовых отходов. М.: ОАО «ВТ НИИ», 2008 -193 с.
10. Казаков А.В. Надежность, диагностика элементов энергетического оборудования: Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2005
11. Казакова Е.И. Интегрирование. Учебное пособие. – Донецк.: ДГТУ, 1999. –58 с.
12. Катанаха Н.А., Гецов Л.Б., Данюшевский И.А., Семёнов А.С. Ресурс гйбов высокотемпературных паропроводов / Научно-технические ведомости Санкт - Петербургского государственного политехнического университета. 3(178), 2013. –с.82-95.
13. Катанаха Н.А. Повышение долговечности гйбов высокотемпературных паропроводов ТЭС/Автореф. Дисс. К. т. н. Санкт-Петербург: СПбГПУ, 2013. –16 с.
14. Козлов А.В., Шеркунов В.Г. Влияние холодной гйбки с раскатыванием на толщину стенок изгибаемой трубы. Вестник МГТУ им. Г.И. Носова/ Обработка металлов давлением/ №3, 2009-С. 32-34
15. Кушнаренко В.М., Кандыба Н.Е., Степанов Е.П., Владов Ю.Р., Чирков Ю.А. Анализ повреждаемости парогенерирующего оборудования ТЭС.

16. Лыско В.В. Ресурс и надежность металла теплового оборудования ТЭС. Текст: Научное издание / В. В. Лыско, В. Ф. Злепко, В. Ф. Резинских // Энергетик. – 1996. – № 6. – С. 18-21.
17. Мальцев Д. Н. Совершенствование трубогибного производства предварительным деформированием сечения заготовок / Дисс. канд. техн. наук, Орел: 2014-119 с
18. Мамедов Э.Р. Надежность элементов трубных систем ТЭС / Исследовательский центр проблем энергетики КазНЦ РАН. Казань-2009
19. Михайлов В.Н. Математическое моделирование и вариационная оценка деформаций гибки труб / Дисс. к.т.н., Орел: ФГОУ ВПО, «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс». 2011. – 115 с.
20. Полещук И.З., Цирельман Н.М. Введение в теплоэнергетику: Учебное пособие / Уфимский государственный авиационный технический университет. – Уфа, 2003-105 с.
21. РТМ 108.031.105 – 77. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды метод оценки долговечности при малоцикловой усталости и ползучести. Руководящий технический материал [Текст] – М., 2009.
22. СТО 17330282.27.100.005–2008. Основные элементы котлов, турбин и трубопроводов ТЭС. Контроль состояния металла. Нормы и требования [Текст] – М., 2008.
23. СТО ЦКТИ 10.003-2007. Трубопроводы пара и горячей воды тепловых станций. Общие технические требования к изготовлению. СПб -2007

УДК 62-835

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕМ ОТ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ

М.А. Вахрушев¹, Д.С. Беляев², Е.М. Генсон³

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Россия, 614990, Пермь, Комсомольский пр., 29.

В статье рассмотрены особенности движения электромобилей в загородном режиме при различных условиях эксплуатации, построены зависимости потребляемой мощности электродвигателем электромобиля Nissan Leaf от внешних факторов. Сделаны выводы по полученным результатам. Установлено, незначительное влияние массы автомобиля на потребляемую мощность электродвигателем. Наиболее значимыми факторами являются скорость движения и угол наклона дорожного полотна.

Ключевые слова: электромобиль, электродвигатель, потребление электроэнергии.

THEORETICAL STUDY OF THE DEPENDENCE OF ELECTRIC VEHICLE ELECTRICITY CONSUMPTION ON EXTERNAL FACTORS

M.A. Vakhrushev, D.S. Belyaev, E.M. Genson

Perm National Research Polytechnic University, 29, Komsomolsky Ave., Perm, 614990, Russia

The article considers the features of the movement of electric vehicles in country mode under various operating conditions, the dependences of the power consumption by the electric motor of the electric car Nissan Leaf on external factors are constructed. Conclusions are drawn based on the results obtained. It is established that the insignificant influence of the mass of the car on the power consumption of the electric motor. The most significant factors are the speed of movement and the angle of inclination of the roadway.

Keywords: electric vehicle, electric motor, electricity consumption.

На сегодняшний день в России остро стоят вопросы повышения эффективности эксплуатации транспортных средств и уменьшения вредных выбросов в крупных городах страны. Поэтому переход на использование альтернативных источников энергии для автомобилей

является актуальным. Наиболее перспективными для замены традиционных автомобилей с двигателями внутреннего сгорания являются электромобили, которые имеют нулевой уровень выбросов вредных веществ при эксплуатации.

¹Вахрушев Матвей Александрович – студент кафедры «Автомобили и технологические машины», тел.: +7(999) 125-93-73, e-mail: vaxrushev.m@list.ru;

²Беляев Дмитрий Сергеевич – старший преподаватель кафедры «Автомобили и технологические машины», e-mail: dmitry.belyaev@audi-perm.ru;

³Генсон Евгений Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили и технологические машины», тел.: +7(919) 444-00-88, e-mail: genson@pstu.ru..