

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЛАКСАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ
В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ТРУБОПРОВОДОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

А.В. Проскурин
С.П. Саюн

niik@vniitf.ru

**ФГУП «РФЯЦ — ВНИИТФ им. академ. Е.И. Забабахина»,
г. Снежинск, Челябинская обл., Российская Федерация**

Аннотация

Предложена расчетно-экспериментальная методика определения релаксации напряжений в ответственных резьбовых соединениях трубопроводов гидравлических и пневматических систем с использованием метода конечных элементов для длительного срока эксплуатации (25 лет) при нормальной температуре. Методика основана на применении упругих констант материалов и параметров остаточной деформации (деформации ползучести), которые характеризуют изменение жесткости деталей резьбового соединения с течением времени. Параметры, характеризующие остаточную деформацию, определяются с помощью расчетных моделей, разработанных с использованием экспериментальных данных, полученных при исследовании релаксации напряжений коррозионно-стойкой стали 25X17H2Б-Ш и меди марки М1. Выполнен сравнительный анализ распределения сил по виткам резьбы рассматриваемого резьбового соединения в затянутом состоянии, полученного методом конечных элементов, и резьбового соединения по схеме Н.Е. Жуковского. Хорошее совпадение распределений сил по виткам резьбы подтверждает корректность расчетной конечно-элементной модели рассматриваемого соединения и адекватность принятых допущений. Описан алгоритм и приведены результаты моделирования релаксации напряжений для четырех типоразмеров резьбовых соединений при их эксплуатации в течение 25 лет

Ключевые слова

Релаксация напряжений, моделирование, деформация ползучести, резьбовое соединение, распределение сил

Поступила 03.04.2023

Принята 03.11.2023

© Автор(ы), 2024

Введение. Резьбовые механические соединения трубопроводов гидравлических и пневматических систем, предназначенных для работы с высокими давлениями, должны сочетать в себе высокие прочностные и упругие свойства [1, 2]. Нераскрытие стыков элементов соединений трубопроводов обеспечивается затяжкой их резьбовых деталей, а сохранение герметичности — использованием в конструкциях соединений уплотнительных элементов [3]. С течением времени при длительной эксплуатации в материалах постоянно нагруженных деталей соединений трубопроводов происходит релаксация напряжений [4, 5] и, как следствие, изменение их НДС с уменьшением сил сборки, что может привести к нарушению герметичности. Впервые задача о распределении сил по виткам резьбы была решена Н.Е. Жуковским в 1902 г. [6, 7]. Классическая задача о распределении сил по виткам резьбы в упругой зоне для различных типов резьбовых соединений достаточно подробно исследована в [8–12]. Однако значительно менее изучены вопросы работы резьбовых соединений с учетом релаксации напряжений в материалах, из которых изготовлены их детали. Результаты исследований релаксации напряжений в коррозионно-стойкой стали 25X17H2Б-Ш (ТУ 14-1-1062-74¹) и меди марки М1 (ГОСТ 859-2014²), применяемых в конструкциях резьбовых механических соединений, их анализ и полученные расчетные модели релаксации напряжений приведены в [13]. В продолжение исследований в данном направлении с использованием полученных расчетных моделей релаксации напряжений в стали 25X17H2Б-Ш и меди марки М1 предложена методика расчета методом конечных элементов процесса релаксации напряжений в конкретных конструкциях резьбовых соединений.

Рассмотрены четыре типоразмера механических резьбовых соединений (условной нумерации: усл. № 1–4, рис. 1). Резьбовые соединения усл. № 1–3 различаются только размерами. В корпусе каждого соединения выполнена ступенчатая цилиндрическая расточка, в которую входит штуцер. Между этими деталями располагается медная прокладка, которая деформируется при затяжке гайки, заполняя профилированный зазор между корпусом и штуцером, обеспечивая герметичность. Соеди-

¹ ТУ 14-1-1062-74. Прутки и полосы из коррозионно-стойкой стали марки 25X17H2Б-Ш электрошлакового переплава. Технические условия. Держатель подлинника: ЦССМ ФГУП «ЦНИИчермет им. И.П. Бардина», 1974.

² ГОСТ 859-2014. Медь. Марки. М., Стандартиформ, 2015.

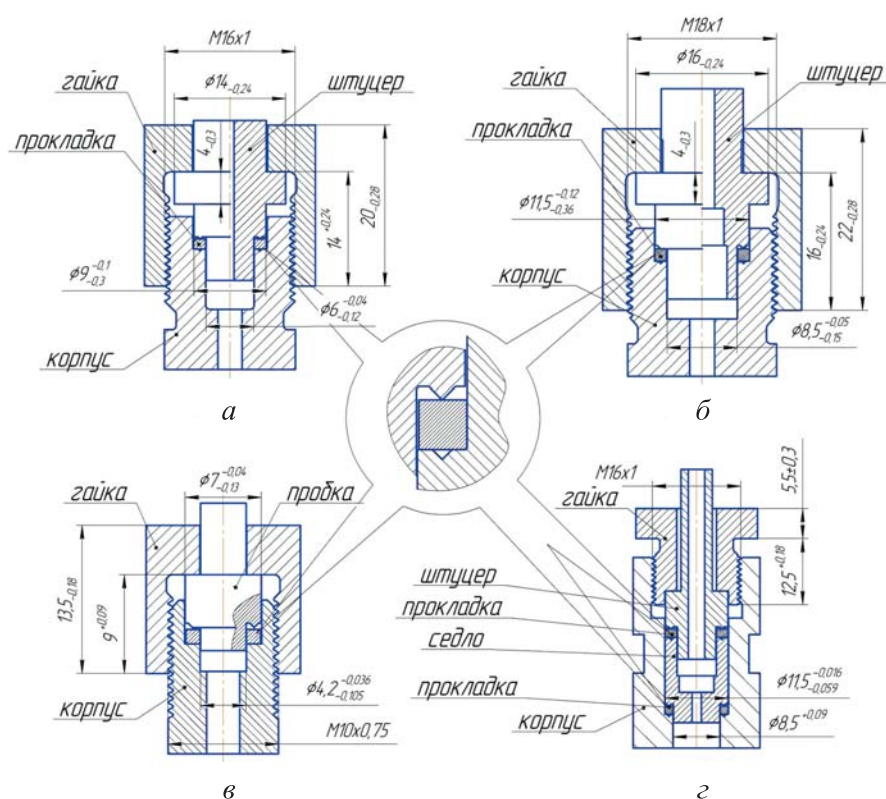


Рис. 1. Конструктивные схемы механических резьбовых соединений:
а-г — усл. № 1-4 соответственно

нение усл. № 4 отличается от других конструкцией гайки, а также числом стыков, герметизация которых обеспечивается медными прокладками. Гайки каждого резьбового соединения изготовлены из конструкционной легированной стали 30ХГСА (ГОСТ 4543–2016³), штуцеры, корпуса и седло — из коррозионно-стойкой стали 25Х17Н2Б-Ш, уплотнительные кольца — из меди марки М1. Механические характеристики этих материалов приведены в табл. 1.

Расчет каждого резьбового соединения включает в себя два этапа.

Этап 1. Моделирование затяжки соединения с деформацией медной прокладки.

Этап 2. Моделирование релаксации напряжений в материалах деталей соединений после затяжки (временной интервал до 25 лет).

³ ГОСТ 4543–2016.Metalloпродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. М., Стандартинформ, 2019.

Таблица 1

**Параметры термической обработки
и механические характеристики материалов**

Материал	Термическая обработка	$\sigma_{в}$, МПа	σ_{02} , МПа	Твер- дость HRC	E , ГПа
Сталь марки 30ХГСА	Закалка в масле 880 ± 15 °С, отпуск в масле 540 ± 15 °С	1080	835	38–42	210
Сталь марки 25Х17Н2Б-Ш	Закалка в вакууме, 970 ± 15 °С, двукратный от- пуск в вакууме 710 ± 20 °С	900	760	28–33	206
Медь марки М1	Отжиг в вакуумной печи, давление не более $1 \cdot 10^{-1}$ мм рт. ст., $600 \dots 700$ °С	240 (385*)	70 (300*)	–	110
* Для нагартованной меди.					

Этап 1. Моделирование затяжки резьбовых соединений с деформацией медной прокладки. При моделировании затяжки резьбовых соединений в расчетных моделях принят ряд допущений. Резьба рассматривается не как винтовая поверхность, а как массив колец с сечением, совпадающим с профилем резьбы. С учетом достаточно малого угла подъема винтовой линии эта аппроксимация не слишком влияет на прочность и еще меньше влияет на жесткость. Для уменьшения вычислительной трудоемкости рассмотрено плоское напряженное состояние с учетом осевой симметрии. Материал гайки, штуцера и корпуса классифицируется как линейно-упругий, нечувствительный к скорости деформации, материал прокладки — как нелинейный, неупругий, нечувствительный к скорости деформации с изотропным упрочнением. Свойства меди заданы мультилинейной диаграммой напряжение–деформация (рис. 2), полученной экспериментально по методике Г.А. Смирнова-Аляева [14].

Расчетная модель резьбового соединения в исходном состоянии (незатянута) построена так, что гайка относительно корпуса занимает положение, соответствующее затянутому, а штуцер занимает положение, соответствующее исходному, т. е. до затяжки (рис. 3, а). Основание корпуса неподвижно. Для определения осевой силы, действующей при затяжке резьбового соединения и сохраняющейся в затянутом состоянии, задаются осевые перемещения штуцера и гайки путем сближения контактных

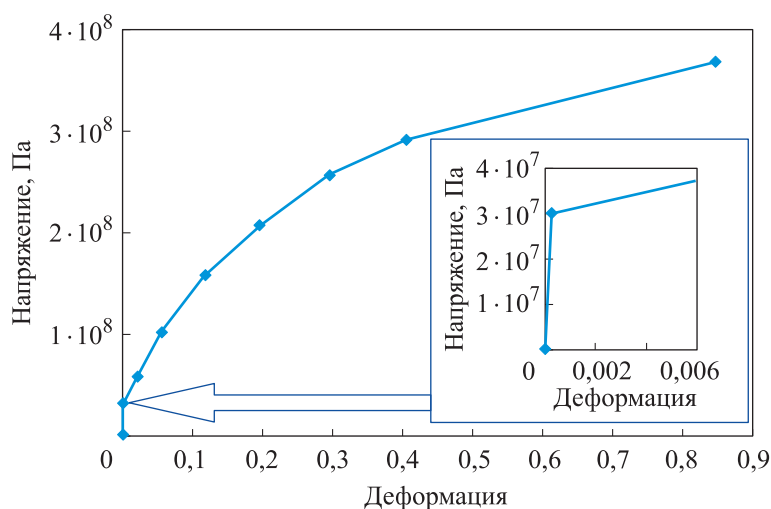


Рис. 2. Мультилинейная диаграмма напряжение–деформация, полученная по методике Г.А. Смирнова-Аляева

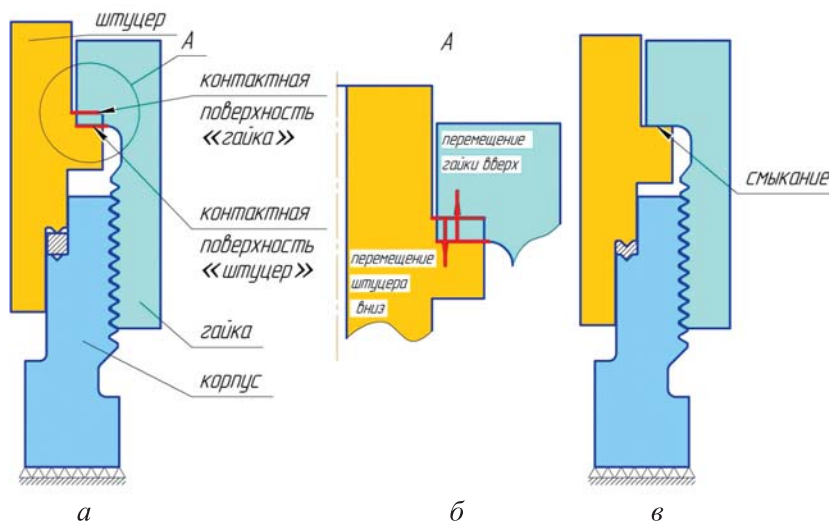


Рис. 3. Схема перемещения контактных поверхностей
 а — до затяжки резьбового соединения; б, в — смещение и смыкание

поверхностей «штуцер» и «гайка» (рис. 3, б) (контактная поверхность «штуцер» смещается вниз, контактная поверхность «гайка» смещается вверх). В результате штуцер сжимается и внедряется клином в медную прокладку, деформируя ее, а гайка растягивается. Положение смыкания контактных поверхностей «штуцер» и «гайка» определяет значение осевой силы (рис. 3, в). Дальнейший расчет НДС выполняется относительно положения контактных поверхностей при смыкании.

Таким образом, принципиально важным критерием воспроизведения затянутого состояния резьбового соединения является выбор взаимного расположения в расчетной модели гайки и штуцера и, следовательно, перемещения штуцера. В табл. 2 приведены экспериментальные данные о перемещениях штуцеров и соответствующих этим перемещениям моментах затяжки для каждого соединения. Кроме того, в рамках изучения НДС указанных соединений для резьбового соединения усл. № 1 значение осевой силы в стыке было определено тензометрическим методом и составило 25 000...26 000 Н при затяжке гайки моментом $M = 7,4 \pm 0,8$ кгс · м. В табл. 2 приведены значения перемещений, полученные с помощью расчетных моделей.

Таблица 2

Значения предельных сил и перемещений

Условный номер резьбового соединения	Перемещение штуцера (пробки), мм	Расчетное перемещение штуцера (пробки), мм	Момент затяжки, кгс · м
1	0,63	0,618	$7,4 \pm 0,8$
2	0,52	0,530	$8,0 \pm 0,5$
3	0,58	0,630	$3,0 \pm 0,3$
4	1,07	1,070	$7,4 \pm 0,8$

Результаты расчета НДС резьбового соединения усл. № 1 приведены в виде фрагментов расчетной модели эквивалентных напряжений, осевых напряжений и контактных давлений в зоне резьбы (рис. 4).

При решении задачи о распределении сил по виткам резьбы рассматриваются реакции на контактных поверхностях в направлении оси Y . Нумерация витков начинается со стороны нижнего торца поверхности гайки. График распределения сил по виткам резьбы резьбового соединения усл. № 1 (расчетная модель) приведен на рис. 5. Значения контактных сил переведены в проценты относительно результирующей силы, равной 24 007 Н.

Согласно решению задачи распределения осевой силы по виткам резьбы [6], первый виток является наиболее нагруженным, на него приходится 34 % всей силы, а на последний виток — менее 1 %. Схема распределения сил между витками резьбы по схеме Н.Е. Жуковского приведена на рис. 6.

Отметим существенные различия в распределениях сил между витками резьбы (см. рис. 5 и 6). Вероятно, такое различие связано с разными граничными условиями, принятыми в расчетных моделях. Так, в схеме

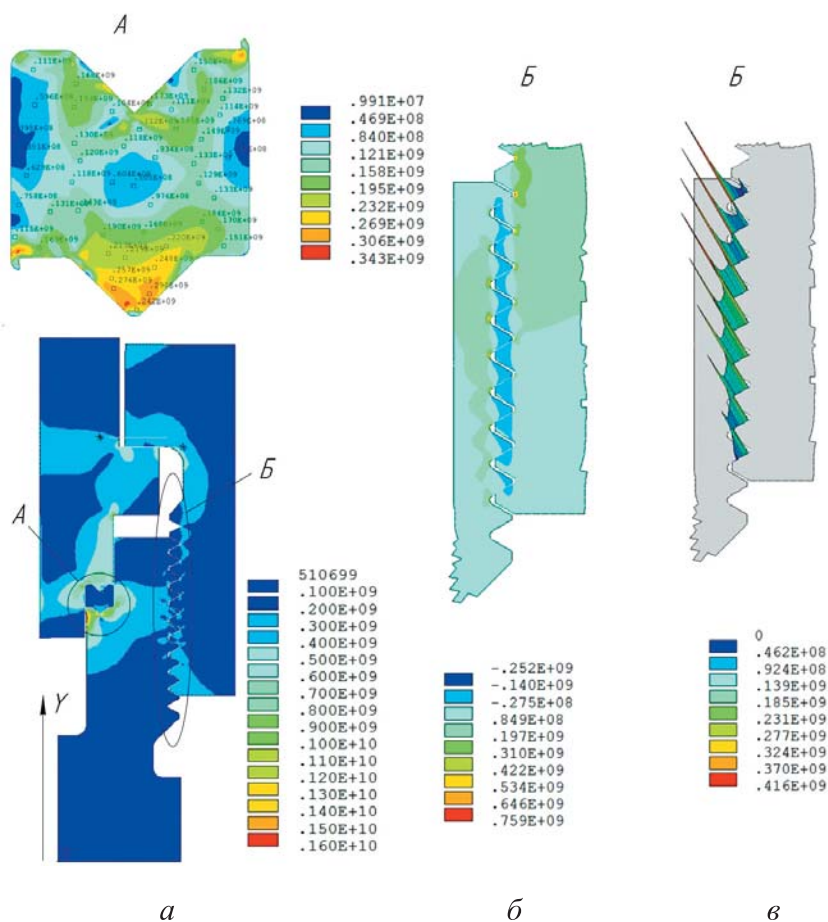


Рис. 4. Фрагменты расчетной модели эквивалентных напряжений (а), осевых напряжений (б) и контактных давлений (в) в зоне резьбового соединения

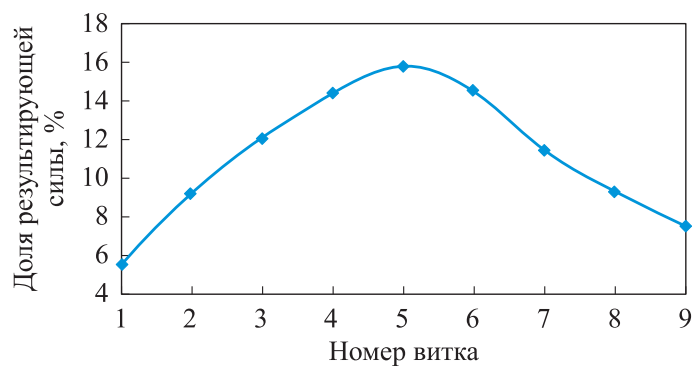


Рис. 5. График распределения сил по виткам резьбы резьбового соединения усл. № 1 в расчетной модели

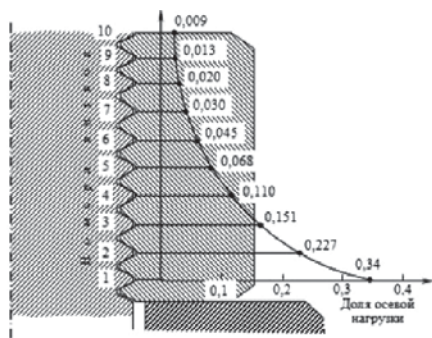


Рис. 6. Схема распределения сил между витками резьбы резьбовых соединений по схеме Н.Е. Жуковского

Н.Е. Жуковского имеется стягиваемая деталь, а в предлагаемой модели рассматриваемого соединения ее нет. Кроме того, аналитический анализ, выполняемый по схеме Н.Е. Жуковского, не учитывает податливость тела гайки.

Для оценки адекватности расчетной модели рассматриваемого резьбового соединения и сравнения расчетных данных о распределении сил по виткам резьбы, полученных методом конечных элементов, с

результатами, полученными Н.Е. Жуковским, расчетная модель соединения была дополнена стягиваемой деталью, а штуцер с прокладкой исключены (рис. 7). К штуцеру приложена сила 24 007 Н (осевая сила, реализуемая в соединении при затяжке гайки).

Результаты расчета распределения сил по виткам резьбы резьбовых соединений с использованием предлагаемой модели приведены на рис. 8, там же для сравнения приведена зависимость, характеризующая распределение сил по схеме Н.Е. Жуковского. Обе зависимости расположены довольно близко друг к другу, максимальная разность сил составила 3,8 %. Таким образом, результаты расчета подтвердили адекватность принятой модели для оценки НДС в резьбовых соединениях.

Расчетные значения результирующих сил в стыках резьбовых соединений усл. № 2–4 при моделировании затяжки резьбовых соединений составили 37 452, 20 149 и 35 169 Н соответственно. Графики, характеризующие распределение сил по виткам резьбы в расчетных моделях указанных резьбовых соединений, приведены на рис. 9, где значения контактных сил переведены в проценты относительно результирующей силы. Нумерация витков начинается со стороны нижнего торца поверхности гайки.

Этап 2. Моделирование релаксации напряжений в материалах деталей соединений после затяжки (временной интервал до 25 лет). Основным требованием при моделировании релаксации напряжений является выполнение условия постоянства начальной суммарной дефор-



Рис. 7. Предлагаемая расчетная модель, приближенная к схеме Н.Е. Жуковского

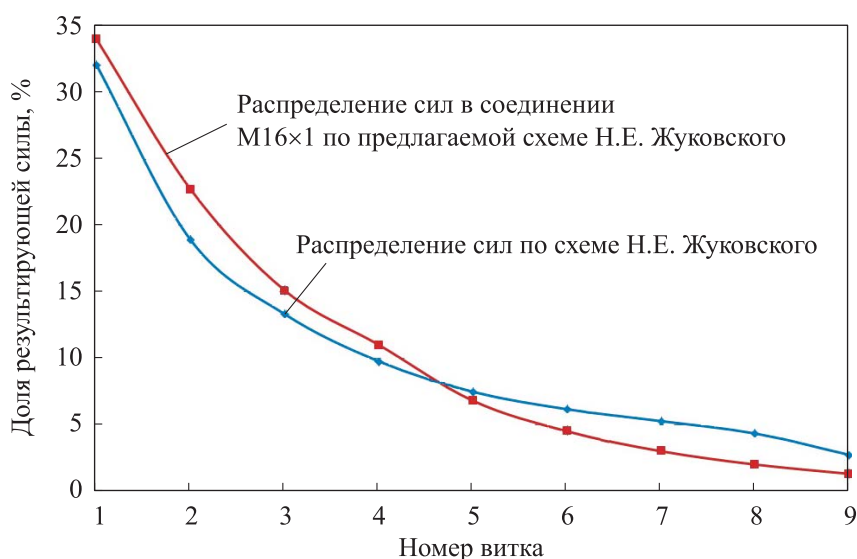


Рис. 8. Графики распределения сил по виткам резьбы резьбовых соединений

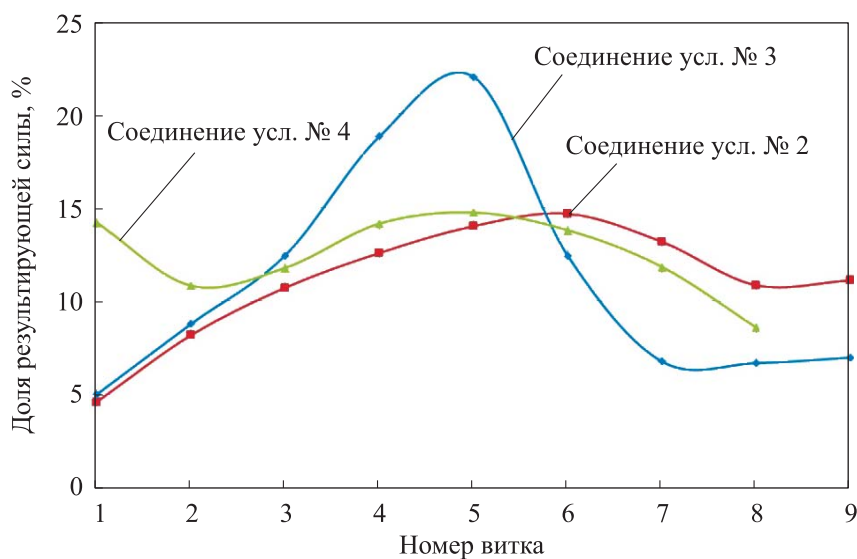


Рис. 9. Графики распределения сил по виткам резьбовых соединений усл. № 2–4

мации на протяжении всего рассматриваемого интервала времени. Это условие имеет вид [15, 16]:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_y + \varepsilon_{II} = \text{const}, \quad (1)$$

где ε_0 — начальная суммарная деформация; ε_y — упругая часть деформации; ε_{II} — остаточная деформация (деформация ползучести), накапливающаяся с течением времени при снижающихся напряжениях $\sigma(t)$. Зави-

симось напряжения $\sigma(t)$ от деформации ε_0 с учетом релаксации напряжений можно представить выражением [17, 18]

$$\varepsilon_0 = \sigma(t) \delta(t), \tag{2}$$

а параметр $\delta(t)$ как

$$\delta(t) = \frac{1}{E} + K(t), \tag{3}$$

где E — модуль упругости; $K(t)$ — функция, определяющая остаточную деформацию (деформацию ползучести) [19, 20].

В момент нагружения конструкции (время $t = 0$) функция $K(t) = 0$, следовательно, параметр $\delta(t)$ соответствует модулю упругости, остаточных деформаций (деформаций ползучести) нет. С появлением деформаций ползучести функция $K(t)$ оказывает влияние на изменения жесткости и НДС. Таким образом, зная релаксационные характеристики $\sigma(t)$ материалов для разных уровней напряженного состояния, можно рассчитать значения параметра $\delta(t)$ по формуле

$$\delta(t) = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon}. \tag{4}$$

С использованием релаксационных характеристик, полученных опытным путем [13], разработаны математические модели, характеризующие изменения напряжений $\sigma(t)$ при релаксации в указанных материалах. Значения параметра $\delta(t)$ рассчитаны по формуле (4) с применением разработанных ранее математических моделей для стали 25Х17Н2Б-Ш и меди марки М1, при этом весь диапазон напряжений разделен на несколько интервалов, где каждому интервалу соответствует параметр $\delta(t)$, рассчитанный по значению начального напряжения, соответствующего середине интервала. Результаты расчета параметра $\delta(t)$ для рассматриваемых материалов и временного интервала до 25 лет приведены в табл. 3 и 4.

Таблица 3

Значения параметра $\delta(t)$ для коррозионно-стойкой стали 25Х17Н2Б-Ш

σ , кгс/мм ²	$\delta(t)$, ч				
	15	115	1000	10 000	219 000
$20 \leq \sigma < 30$	20 600	20 600	20 388	19 981	19 016
$30 \leq \sigma < 40$	19 649	19 521	19 318	18 988	18 255

Окончание табл. 3

σ , кгс/мм ²	$\delta(t)$, ч				
	15	115	1000	10 000	219 000
$40 \leq \sigma < 50$	18 982	18 852	18 657	18 359	17 740
$50 \leq \sigma < 60$	18 478	18 334	18 129	17 833	17 261
$60 \leq \sigma \leq 76$	17 815	17 631	17 387	17 061	16 489

Таблица 4

Значения параметра $\delta(t)$ для меди М1

σ , кгс/мм ²	$\delta(t)$, ч				
	15	115	1000	10 000	219 000
$2 \leq \sigma < 7$	10 765	10 735	10 646	10 362	8980
$7 \leq \sigma < 14$	10 478	10 392	10 220	9863	8824
$14 \leq \sigma < 21$	10 277	10 135	9895	9478	8501
$21 \leq \sigma < 28$	10 097	9914	9630	9181	8240
$28 \leq \sigma \leq 35$	9930	9717	9403	8938	8028

Исследования релаксации напряжений в гайке из стали 30ХГСА показали, что для начальных напряжений, близких к пределу текучести, изменение напряженного состояния в течение 9000 ч не превышает 1,5 %. Учитывая незначительное уменьшение напряжений в этом материале, в расчетах принято, что релаксации напряжений в гайках не происходит.

Методика моделирования релаксации включает в себя следующие этапы:

- разделение конечных элементов на несколько групп по начальным напряжениям (в соответствии с табл. 3 и 4) с использованием результата расчета упругой задачи;

- присвоение каждой группе конечных элементов новых свойств материала, а именно, использование в качестве упругой характеристики значений параметра $\delta(t)$, соответствующих определенным интервалам и начальному напряжению согласно табл. 3 и 4;

- расчет и оценка изменения НДС с учетом параметра $\delta(t)$. В качестве характеристики, оценивающей изменение НДС в резьбовом соединении, рассматривается реакция на штуцере со стороны гайки.

Фрагменты расчетной конечно-элементной модели резьбового соединения усл. № 1 после разделения конечных элементов на группы приведены на рис. 10.

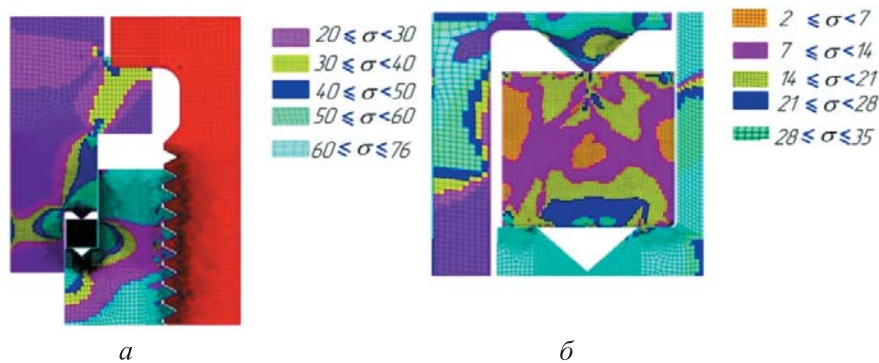


Рис. 10. Фрагменты конечно-элементной модели после разделения конечных элементов на группы в стальных деталях (а) и медной прокладке (б)

Результаты расчета распределения сил по виткам резьбы и их изменений в процессе релаксации напряжений в рассмотренных резьбовых соединениях в виде графиков приведены на рис. 11. Верхний график из группы показывает распределение результирующей силы по виткам резьбы в начале нагружения (ноль часов), нижний — распределение результирующей силы в конце нагружения (219 000 ч). Доля результирующей силы для конкретного витка рассчитывалась в процентах относительно результирующей силы, возникающей после затяжки. Изменения результирующих сил за 219 000 ч (25 лет) для резьбовых соединений усл. № 1–4 составили 8,5, 9,3, 10,5 и 9 % соответственно.

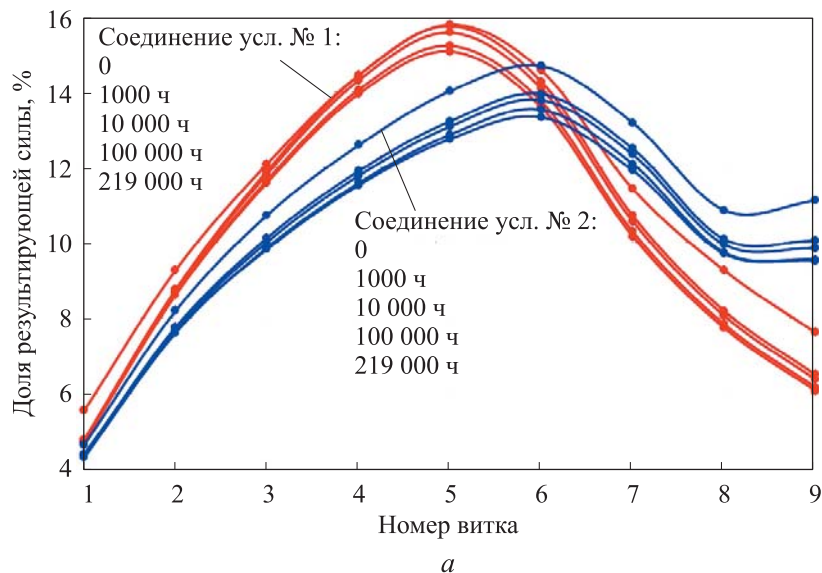


Рис. 11 (начало). Графики распределения результирующей силы по виткам с течением времени в резьбовых соединениях усл. № 1, 2 (а)

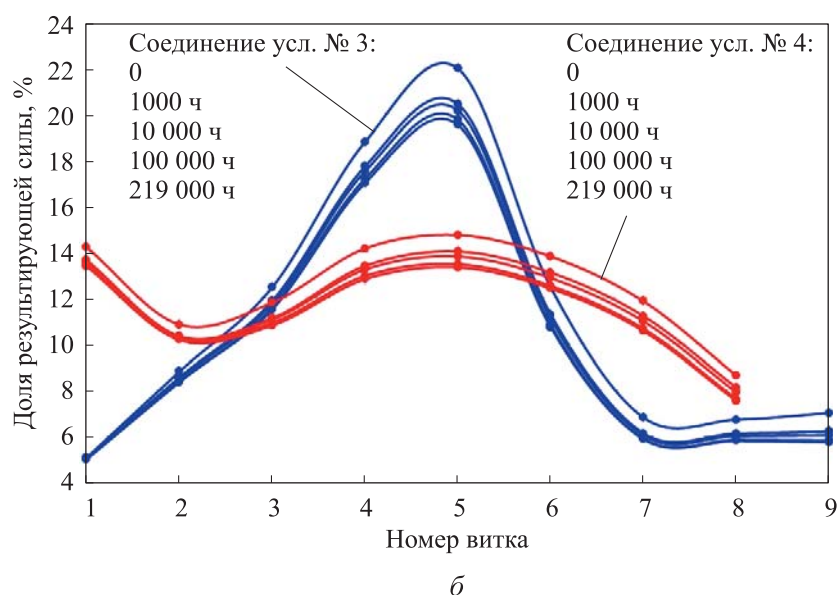


Рис. 11 (окончание). Графики распределения результирующей силы по виткам с течением времени в резьбовых соединениях усл. № 3, 4 (б)

Выводы. В результате проведенных исследований предложена расчетно-экспериментальная методика моделирования сил затяжки и релаксации напряжений в ответственных резьбовых соединениях трубопроводов гидравлических и пневматических систем с использованием метода конечных элементов для длительного срока эксплуатации (25 лет) при нормальной температуре. Сравнительный анализ полученного с помощью метода конечных элементов распределения сил между витками резьбы с распределением сил по схеме Н.Е. Жуковского, а также сравнение экспериментальных (значения сил, возникающих при затяжке соединений, и соответствующие им перемещения штуцера) и расчетных данных (перемещения штуцера и соответствующие им силы, возникающие при сжатии медной прокладки) подтвердил адекватность и состоятельность предлагаемой методики моделирования затяжки соединения. Предлагаемая методика моделирования релаксации напряжений может быть использована для прогнозирования изменения НДС в конструкциях любых других резьбовых соединений при наличии релаксационных характеристик используемых материалов.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Бабкин В.Т., Зайченко А.А., Александров В.В. и др. Герметичность неподвижных соединений гидравлических систем. М., Машиностроение, 1977.

- [2] Вольфсон А.С. К расчету резьбовых соединений, работающих в условиях ползучести. *Вестник машиностроения*, 1968, № 10, с. 38–41.
- [3] Гельфанд М.Л., Ципенюк Я.И., Кузнецов О.К. Сборка резьбовых соединений. М., Машиностроение, 1978.
- [4] Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М., Машиностроение, 1985.
- [5] Продан В.Д. Техника герметизации разъемных неподвижных соединений. М., Машиностроение, 1991.
- [6] Жуковский Н.Е. Как распределяется усилие по виткам гайки. *Бюллетень Политехнического общества при МВТУ*, 1902, № 1, с. 1–3.
- [7] Решетов Д.Н. Детали машин. М., Машиностроение, 1974.
- [8] Иосилевич Г.Б., Осипова Г.В. Распределение напряжений в резьбовых соединениях. *Вестник машиностроения*, 1979, № 7, с. 29–32.
- [9] Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М., Машиностроение, 1981.
- [10] Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М., Машиностроение, 1990.
- [11] Биргер И.А. Расчет резьбовых соединений. М., Оборонгиз, 1959.
- [12] Коленчук К.И. Распределение усилий в витках пары болт–гайка. *Сб. Киевского отделения ВНИТОМАШ*. М., Машгиз, 1949.
- [13] Проскурин А.В., Саюн С.П. Результаты исследований релаксации напряжений в стали 25Х17Н2Б-Ш и меди М1 с использованием кольцевых образцов равного сопротивления изгибу. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2021, № 2 (137), с. 59–71. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-2-59-71>
- [14] Смирнов-Аляев Г.А. Сопротивление материалов пластическому деформированию. Л., Машиностроение, 1978.
- [15] Локощенко А.М. Ползучесть и длительная прочность металлов. М., ФИЗМАТЛИТ, 2016.
- [16] Самуль В.И. Основы теории упругости и пластичности. М., Высшая школа, 1982.
- [17] Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М., Наука, 2014.
- [18] Зуев Л.Б., Данилов В.И. Физические основы прочности материалов. Долгопрудный, Интеллект, 2016.
- [19] Борздыка А.М., Гецов Л.Б. Релаксация напряжений в металлах и сплавах. М., Металлургия, 1972.
- [20] Безухов Н.И. Основы теории упругости пластичности и ползучести. М., Высшая школа, 1968.

Проскурин Анатолий Викторович — д-р техн. наук, первый заместитель главного конструктора ФГУП «РФЯЦ — ВНИИТФ им. академ. Е.И. Забабахина» (Российская Федерация, 456770, Челябинская обл., г. Снежинск, ул. Васильева, д. 13).

Саюн Сергей Петрович — начальник отдела ФГУП «РФЯЦ — ВНИИТФ им. академ. Е.И. Забабахина» (Российская Федерация, 456770, Челябинская обл., г. Снежинск, ул. Васильева, д. 13).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Проскурин А.В., Саюн С.П. Моделирование релаксации напряжений в резьбовых соединениях трубопроводов гидравлических и пневматических систем с использованием метода конечных элементов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 1 (148), с. 69–85. EDN: EMVIIS

SIMULATION OF STRAIN RELAXATION IN THREADED JOINTS OF THE HYDRAULIC AND PNEUMATIC SYSTEMS PIPELINES USING THE FINITE ELEMENT METHOD

A.V. Proskurin

niik@vniitf.ru

S.P. Sayun

Russian Federal Nuclear Center — Zababakhin All-Russian Scientific Research Institute of Technical Physics, Snezhinsk, Chelyabinsk Region, Russian Federation

Abstract

The paper proposes a computational and experimental technique to determine stress relaxation in the critical threaded connections of the hydraulic and pneumatic systems pipelines using the finite element method to ensure their long service life (25 years) at the normal temperature. The technique is based on using the elastic material constants and the residual strain (creep strain) parameters characterizing alteration in the threaded joint parts rigidity over time. Parameters characterizing the residual strain were determined from calculation models developed using experimental data obtained from studying stress relaxation of the 25Kh17N2B-Sh (25X17H2B-III) corrosion-resistant steel and the M1 grade copper. Force distribution along the thread turns of one of the threaded connections under consideration was comparatively analyzed in a tightened state obtained by the finite element method and by the force distribution diagram according to N.E. Zhukovsky. Satisfactory coincidence of the force distribution along the thread turns confirmed correctness of the calculated

Keywords

Stress relaxation, simulation, creep strain, threaded connection, force distribution

finite element model for the connection under consideration and adequacy of the accepted assumptions.

The paper describes algorithm and presents results of simulating stress relaxation for four standard sizes of the threaded connections if operating for 25 years

Received 03.04.2023

Accepted 03.11.2023

© Author(s), 2024

REFERENCES

- [1] Babkin V.T., Zaychenko A.A., Aleksandrov V.V., et al. Germetichnost nepodviznykh soedineniy gidravlicheskiykh system [Air-tightness of fixed joints of hydraulic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977.
- [2] Volfson A.S. On the calculation of threaded joints operating under creep conditions. *Vestnik mashinostroeniya*, 1968, no. 10, pp. 38–41 (in Russ.).
- [3] Gelfand M.L., Tsipenyuk Ya.I., Kuznetsov O.K. Sborka rezbovykh soedineniy [Assembling of threaded joints]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978.
- [4] Iosilevich G.B., Stroganov G.B., Sharlovskiy Yu.V. Zatyazhka i stoporenie rezbovykh soedineniy [Tightening and locking threaded connections]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985.
- [5] Prodan V.D. Tekhnika germetizatsii raz'emnykh nepodviznykh soedineniy [Technique for sealing detachable fixed joints]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991.
- [6] Zhukovskiy N.E. How the force is distributed over the turns of the nut. *Byulleten Politekhnicheskogo obshchestva pri MVTU*, 1902, no. 1, pp. 1–3 (in Russ.).
- [7] Reshetov D.N. Detali mashin [Machine components]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974.
- [8] Iosilevich G.B., Osipova G.V. Stress distribution in threaded joints. *Vestnik mashinostroeniya*, 1979, no. 7, pp. 29–32 (in Russ.).
- [9] Iosilevich G.B. Kontsentratsiya napryazheniy i deformatsiy v detalyakh mashin [Stress and strain concentration in machine components]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981.
- [10] Birger I.A., Iosilevich G.B. Rezbovye i flantsevye soedineniya [Threaded and flanged joints]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990.
- [11] Birger I.A. Raschet rezbovykh soedineniy [Calculation of threaded joints]. Moscow, Oborongiz Publ., 1959.
- [12] Kolenchuk K.I. Distribution of forces in the turns of a bolt-nut pair. *Sb. Kievskogo otdeleniya VNITOMASH*. Moscow, Mashgiz Publ., 1949.
- [13] Proskurin A.V., Sayun S.P. Results of studying strain relaxation in steel 25Kh17N2B-Sh (25X17H2B-III) and copper M1 using annular samples of equal bending resistance. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2021, no. 2 (137), pp. 59–71 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-2-59-71>
- [14] Smirnov-Alyayev G.A. Soprotivlenie materialov plasticheskomu deformirovaniyu [Plastic strain resistance of materials]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1978.

- [15] Lokoshchenko A.M. Polzuchest i dlitelnaya prochnost metallov [Creep and long-term strength of metals]. Moscow, FIZMATLIT Publ., 2016.
- [16] Samul V.I. Osnovy teorii uprugosti i plastichnosti [Fundamentals of the theory of elasticity and plasticity]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1982.
- [17] Rabotnov Yu.N. Polzuchest elementov konstruksiy [Creep of structural elements]. Moscow, Nauka Publ., 2014.
- [18] Zuev L.B., Danilov V.I. Fizicheskie osnovy prochnosti materialov [Physical foundations of the strength of materials]. Dolgoprudnyy, Intellect Publ., 2016.
- [19] Borzdyka A.M., Getsov L.B. Relaksatsiya napryazheniy v metallakh i splavakh [Relaxation of stresses in metals and alloys]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1972.
- [20] Bezukhov N.I. Osnovy teorii uprugosti plastichnosti i polzuchesti [Fundamentals of the theory of elasticity, plasticity and creep]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1968.

Proskurin A.V. — Dr. Sc. (Eng.), Deputy of Chief Designer, Russian Federal Nuclear Center — Zababakhin All-Russian Scientific Research Institute of Technical Physics (Vasileva ul. 13, Snezhinsk, Chelyabinsk Region, 456770 Russian Federation).

Sayun S.P. — Head of Department, Russian Federal Nuclear Center — Zababakhin All-Russian Scientific Research Institute of Technical Physics (Vasileva ul. 13, Snezhinsk, Chelyabinsk Region, 456770 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Proskurin A.V., Sayun S.P. Simulation of strain relaxation in threaded joints of pipelines of hydraulic and pneumatic systems using the finite element method. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2024, no. 1 (148), pp. 69–85 (in Russ.). EDN: EMVIIS