

УДК 621.125

КОНТАКТНОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ УЗЛА УПЛОТНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДА

¹ А. О. Костиков,
чл.-кор. НАН Украины
kostikov@ipmach.kharkov.ua
ORCID: 0000-0001-6076-1942

² С. А. Пальков
sergpalkov@gmail.com
ORCID: 0000-0002-2215-0689

¹ Институт проблем
машиностроения
им. А. Н. Подгорного
НАН Украины,
61046, Украина, г. Харьков,
ул. Пожарского, 2/10

² Акционерное общество
«Турбоатом»,
61037, Украина, г. Харьков,
пр. Московский, 199

Исследованы особенности напряженно-деформированного состояния соединительного узла трубопровода турбоустановки на основе использования трехмерной расчетной модели конструкции и контактирующих между собой поверхностей. Рассматриваемый узел включает в себя собственно трубопровод, обжимной кожух, состоящий из двух половин, в одной из которых установлен отвод, и прокладку-уплотнитель. Сформирована математическая модель, учитывающая механические нагрузки, вызванные как внутренним давлением пара на стенку трубопровода, так и затяжкой крепежей кожуха. Рассматриваемая модель также включает контактное взаимодействие в узле уплотнения на контактируемой поверхности трубопровода, верхней и нижней половин кожуха. Предложена методика решения данной контактной задачи, основанная на применении метода конечных элементов. В основе конечноэлементной модели лежат двадцатиузловые трехмерные конечные элементы с тремя степенями свободы в каждом узле. Для описания контакта и скольжения между поверхностями использовались восьмиузловые контактные конечные элементы. Учет контактных условий осуществлялся при помощи метода штрафных функций. Проведена верификация модели и программного обеспечения, реализующего предложенную методику путем сравнения результатов расчета и экспериментальных данных, полученных на физической модели трубопровода. Физическая модель была изготовлена из низко модульного материала с соблюдением полного геометрического подобия и такого же соотношения модулей упругости материалов, как и в реальном объекте. Определено напряженно-деформированное состояние соединительного узла реального трубопровода в трехмерной постановке и выявлены наиболее напряженные зоны в узле, требующие повышенного внимания при проектировании и эксплуатации трубопроводов и их соединений. Разработанный подход и программное обеспечение дают возможность определить контактное давление для фланцев горизонтального разъема высоконапряженных корпусов цилиндров мощных паровых турбин, что позволяет избежать большого числа дорогостоящих экспериментальных исследований.

Ключевые слова: турбоустановка, трубопровод, фланцевое соединение, контактная задача, напряженно-деформированное состояние, контактное давление.

Введение

Одним из важнейших и самых распространенных элементов современных тепловых электрических станций являются трубопроводы различных диаметров и конфигураций, предназначенные для транспортировки водяного пара, воды, масла, газа, воздуха, мазута и других сред. Трубопроводы соединяют между собой основные агрегаты электростанции и вспомогательное оборудование. В результате объединения теплового оборудования системой трубопроводов образуется единая установка, осуществляющая основной технологический процесс производства электроэнергии.

Надёжность и экономичность эксплуатации тепловой электростанции во многом определяется надёжной и экономичной работой ее трубопроводной системы. Повреждения трубопроводов могут привести к необходимости снижения мощности агрегатов или даже к полной их остановке.

Трубопроводы современных тепловых электростанций – это сложная пространственная система, состоящая как из собственно труб, так и средств соединения их между собой [1].

Объектом исследования в данной работе является узел уплотнения для врезки отвода в паропровод, работающий при воздействии внутреннего давления пара.

Целью данной статьи является разработка методики решения контактной задачи для узла уплотнения трубопровода на основе использования трехмерных моделей, верификация её путем сопоставления результатов расчета с экспериментальными данными, а также выявление наиболее напряженных зон в узле, требующих повышенного внимания при проектировании и эксплуатации трубопроводов и их соединений.

Статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Международная.
© А. О. Костиков, С. А. Пальков, 2020

Оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) узла уплотнения для врезки отвода в паропровод в связи с вышесказанным является весьма актуальной проблемой.

Постановка задачи

Задачу определения НДС узла уплотнения будем рассматривать в упругой постановке, без учета влияния температурных напряжений и деформаций. Исследуемый соединительный узел трубопровода изображен на рис. 1. Там же приведена схема нагружения, которая учитывает:

- внутреннее давление на стенку паропровода, составляющее 7,5 МПа (нагрузки группы А);
- затяжка крепежа кожуха, составляющая 6,25 МПа (нагрузки группы В).

Кроме того, в рассматриваемой задаче учитывается контактное взаимодействие в узле уплотнения на контактируемой поверхности трубопровода, верхней и нижней половин кожуха.

Граничные условия (ГУ), моделирующие закрепление соединительного узла в расчетной трехмерной модели, строятся исходя из ограничения перемещений узла по вертикальной оси (рис. 1).

Физико-механические свойства материалов (модуль Юнга E , коэффициент Пуассона ν , плотность ρ), используемые при изготовлении узла уплотнения, приводятся в табл. 1 [2, 3].

Конечноэлементная модель и дополнительные условия контактной задачи

Задача определения НДС узла уплотнения трубопровода решалась на основе трехмерной модели, представляющей собой сборку основного трубопровода, верхней и нижней половин кожуха-уплотнителя и непосредственно самого уплотнителя – паронита.

Для проведения данного расчета в масштабе 1:1 в пакете CAD моделирования Autodesk Inventor [4] создана геометрическая модель соединительного узла паропровода, которая далее была импортирована в программный комплекс ABSYS, в основе которого лежит метод конечных элементов (МКЭ).

В результате была создана расчетная конечноэлементная модель узла уплотнения. При разбиении исходной модели было получено около 490000 конечных элементов (КЭ) (рис. 1).

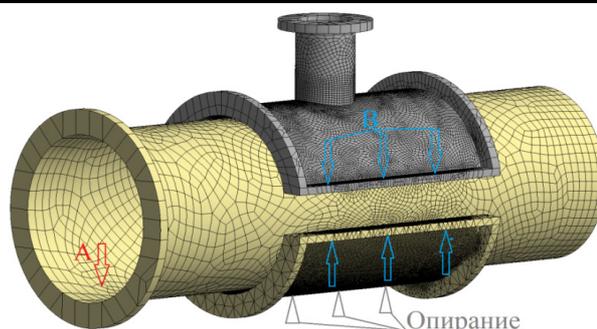


Рис. 1. Расчетная модель соединительного узла трубопровода турбоустановки

Таблица 1. Физико-механические свойства материалов соединительного узла

Материал	Физико-механические свойства		
	$E \cdot 10^{-3}$, МПа	ν	ρ , кг/м ³
15X1M1ФЛ (трубопровод, кожух)	217	0,3	7800
Паронит ПОН-Б (прокладка-уплотнитель)	1,2	0,3	2000

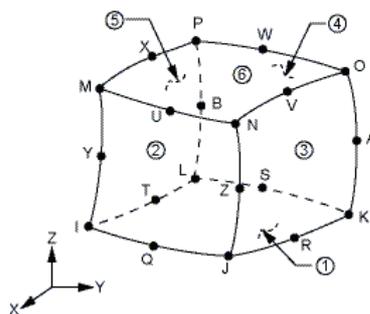


Рис. 2. Геометрия двадцатиузлового КЭ

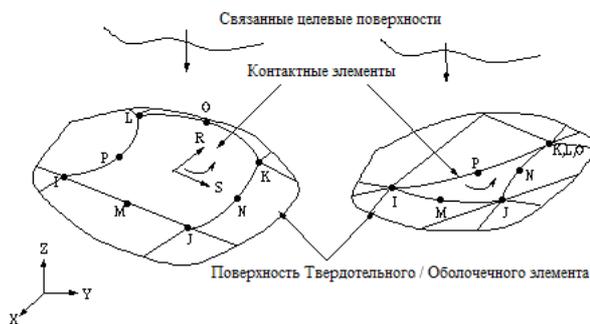


Рис. 3. Геометрия восьмиузлового контактного КЭ

При создании конечноэлементной модели использовался двадцатиузловой трехмерный элемент с тремя степенями свободы в каждом узле, изображенный на рис. 2 [5]. Данный элемент имеет квадратичное представление перемещений и может быть использован как в регулярных, так и нерегулярных сетках, что важно при построении расчетных конечноэлементных моделей для объектов дос-

таточно сложной геометрической структуры, импортируемых из различных программных комплексов для проектирования.

Для более точного определения НДС в используемую трехмерную модель включено симметричное контактное взаимодействие двух половин кожуха, прокладки-уплотнителя и основного трубопровода. При этом рассматривалось несколько зон контактного взаимодействия.

В зонах контакта, главным образом влияющих на передачу усилий между взаимодействующими элементами, имеет место сгущение сетки с уменьшением размера конечного элемента до 1 мм. При моделировании контактного взаимодействия для описания контакта и скольжения между поверхностями использовался восьмиузловой контактный КЭ (рис. 3).

Согласно [6] для краевой контактной задачи характерно наличие зоны контакта известной (стабильной) или неизвестной (нестабильной, переменной) конфигурации. В этой зоне нет взаимоникновения поверхностей тел, а переданные в результате контакта усилия не могут быть растягивающими (при учете сил поверхностного сцепления в зоне контакта допускается некоторый уровень «отрицательного давления»). В соответствии со следствием общего закона сохранения (закон поверхностных взаимодействий) усилия контакта на двух контактных поверхностях должны быть равными по величине и разнонаправленными. При этом силовой контакт может осуществляться как с трением, так и без трения. В результате постановка краевой контактной задачи включает дополнительные контактные условия и ограничения на поверхности контакта S_k , которые можно описать ниже представленными уравнениями.

На общей поверхности S_k элементов с условными номерами 1 и 2 должны быть выполнены условия сопряжения:

– силовые для напряжений σ

$$(\sigma_{(1)}^{mn} - \sigma_{(2)}^{mn}) \cdot \nu_{m(j)} = 0, \quad m, n = 1, 2, 3, \quad j = 1, 2; \quad (1)$$

– кинематические при сцеплении (перемещения U в том же базисе, что и координаты x)

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m = 0, \quad m = 1, 2, 3, \quad (2)$$

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \tau_m = 0, \quad m = 1, 2, 3, \quad (3)$$

где ν_m , τ_m – компоненты векторов, соответственно, внешней нормали к поверхности контакта и касательной к этой поверхности. При проскальзывании (с трением или без трения) условие (3) не используется.

Также принимаются условия:

– отрицательных значений нормальных составляющих контактных усилий

$$(\sigma^{mn} \nu_m \nu_n)_{(j)} < 0, \quad j = 1, 2; \quad (4)$$

– взаимного непроникновения тел

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m \leq 0. \quad (5)$$

Неравенства (4), (5) являются основой для определения конфигурации текущей поверхности контакта.

Силовое взаимодействие поверхностей в зоне контакта S_k может происходить в условиях сцепления или проскальзывания.

В случае сцепления, то есть при $|\sigma_\tau| \leq \min\{\mu|\sigma_\nu|, (\sigma_S)_{\min} / \sqrt{3}\}$ (σ_S – актуальный предел текучести материала),

$$\sigma_\nu = \sigma^{mn} \nu_m \nu_n \Big|_{S_k} = \widehat{F}_\nu, \quad (6)$$

$$\sigma_\tau = \left[\sum_{n=1}^3 (\sigma^{mn} \nu_m)^2 - (\sigma^{mn} \nu_m \nu_n)^2 \right]^{1/2} \Big|_{S_k} = \widehat{F}_\tau \quad (7)$$

или

$$U_m \Big|_{S_k} = \widehat{U}_m. \quad (8)$$

При проскальзывании, то есть при $|\sigma_\tau| > \min\{\mu|\sigma_v|, (\sigma_s)_{\min} / \sqrt{3}\}$, имеем

$$\sigma_v = \sigma^{mn} \mathbf{v}_m \mathbf{v}_n \Big|_{Sk} = \widehat{F}_v \quad (9)$$

или

$$U_v = U_m \mathbf{v}_m \Big|_{Sk} = \widehat{U}_v, \quad (10)$$

а также при $\mu \neq 0$

$$\sigma_\tau = -\left|\widehat{F}_\tau\right| \cdot \text{sign}(U_\tau), \quad (11)$$

где $U_\tau = (U_{m(1)} - U_{m(2)}) \cdot \tau_m$ – касательная к поверхности контакта проекция вектора взаимных перемещений.

Если в процессе расчета нет необходимости учитывать трение (при равенстве нулю коэффициента трения μ), то данные условия упрощаются

$$\sigma_v = \sigma^{mn} \mathbf{v}_m \mathbf{v}_n \Big|_{Sk} = \widehat{F}_v \quad \text{или} \quad U_v = U_m \mathbf{v}_m \Big|_{Sk} = \widehat{U}_v. \quad (12)$$

Методика решения

В процессе минимизации целевого функционала МКЭ учет дополнительных ограничений (1)–(12) обычно осуществляется одним из двух методов: штрафных функций (МШФ) и множителей Лагранжа (ММЛ). МШФ отличается своей экономией памяти и временных ресурсов и получил довольно широкое распространение при решении задач фрикционного контакта. В свою очередь, ММЛ известен своей точностью [7]. Тем не менее, он может привести к неправильному схождению решения.

Учитывая необходимость оперативного решения контактных задач, возникающих в ходе производства и эксплуатации энергетического оборудования, для решения рассматриваемой задачи был принят МШФ. В контактных задачах штрафной член включает в себя матрицу жесткости контактной поверхности. Данная матрица вытекает из концепции, согласно которой одно воображаемое тело проникает в другое [8].

Модельный эксперимент

Для верификации предложенной модели и методики решения было проведено экспериментальное исследование НДС при помощи тензометрирования [10] узла трубопровода на физической модели, выполненной из низко модульного материала – органического стекла [11] в масштабе 1:2,5 с соблюдением полного геометрического подобия (рис. 4). В качестве первичных преобразователей применялись тензодатчики на бумажной основе с базой 5 мм. Схема расположения тензодатчиков принималась согласно [12].

Физическая модель трубопровода представляет собой цилиндрическую трубу диаметром 400 мм и толщиной 4 мм. Заготовками служили плоские листы оргстекла. После нагрева в печи заготовки обжимались на специально изготовленной цилиндрической оправке, в результате чего принимали необходимую форму. Из полученных элементов формировалась цилиндрическая труба. С торцов устанавливались заглушки, одна из них приваривалась, а вторая – съемная – крепилась болтами к фланцу. В съемной заглушке имеется специальное устройство для вывода проводов от датчиков, расположенных на внутренней поверхности.

Как видно из рис. 4, основная труба охватывается кожухом с отводом, который выполнен также из органического стекла. Кожух состоит из двух половин, для соединения которых имеются фланцы горизонтального разъема. Для жесткости на торцах кожуха приварены кольцевые фланцы. Две половины кожуха стягивались металлическими шпильками. Пространство между кожухом и основным трубопроводом заполнялось толстой мягкой листовой резиной, что способствует более равномерной передаче усилия на поверхность основного трубопровода при обжатии кожухом. При этом соотношение жесткостей (модулей упругости) органического стекла и резины такое же, как и в натурной конструкции.

Напряжения измерялись, главным образом, в окружном сечении в плоскости, проходящей через центр отверстия перпендикулярно оси трубы, т. е. в направлении, вдоль которого измерялось и контактное давление. Поскольку напряжения измерялись вдоль направления главных кривизн трубы (в окружном и осевом направлениях), то достаточно было бы обойтись двойными розетками. Тем не менее, для

определения возможных перекосов при нагружении были установлены также датчики вдоль биссектрисы углов между осевым и окружным направлениями. Учитывая возможную неравномерность распределения напряжений в зоне отверстия, датчики устанавливались по возможности чаще [9, 13]. Для этого пришлось отказаться от расположения тензометров в виде традиционных тройных розеток и перейти к так называемой схеме «цепочки», которая состоит из трех групп датчиков. Датчики первой группы ориентированы в осевом направлении, второй – в окружном и третьей – под углом 45° к первым двум направлениям. Хотя направления датчиков первой и второй групп совпадают с направлениями главных кривизн и в силу симметрии можно было бы ожидать, что они совпадут с направлениями главных напряжений, все же были использованы датчики 3-й группы, чтобы зафиксировать возможные перекосы.

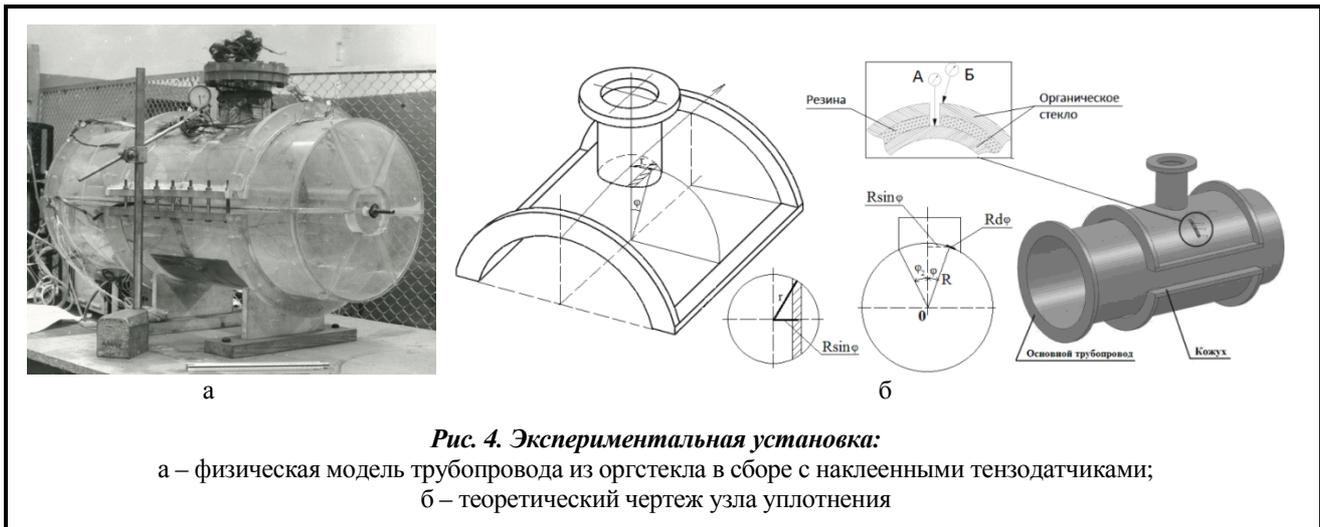


Рис. 4. Экспериментальная установка:

а – физическая модель трубопровода из оргстекла в сборе с наклеенными тензодатчиками;
б – теоретический чертеж узла уплотнения

Методика проведения испытаний осуществлялась следующим образом. На поверхности трубы создавалось давление, передаваемое через резиновую прокладку от кожуха уплотнителя. Оно создавалось усилием затяжки шпилек, стягивающих фланцы горизонтального разъема кожуха. В связи с тем, что усилия, передаваемые кожухом на трубу, в дальнейшем называемые контактным давлением, неравномерны по поверхности трубы, возникла необходимость измерения давлений в нескольких точках. Для этого в кожухе-тройнике и в резиновом слое была прорезана узкая щель в кольцевом направлении, что и позволило расположить оба индикатора со стороны наружной поверхности: игла одного упиралась в трубу, другого – в кожух-тройник [9]. Таким образом, по изменению толщин резиновой прокладки можно судить о величине контактного давления. Измерения проводились по схеме, приведенной на рис. 4. Величина сжатия резины определялась как разность между перемещениями, измеренными индикаторами А и Б. Для перехода от величины сжатия резины к значению контактного давления предварительно была проведена тарировка. Для этого образец резины 20 мм×20 мм×8 мм подвергался равномерному обжатию. Измеряли деформацию (уменьшение толщины) резиновой прокладки в зависимости от приложенного усилия.

Толщина системы кожух – прокладка – труба находилось из выражения

$$\delta = (m_v^1 - m_v^0) + (m_n^1 - m_n^0),$$

где m – координата иглы датчика; индексы v и n – соответственно верхний и нижний датчики; индексы 1 и 0 – соответственно после обжатия и до обжатия.

Поскольку модуль упругости резины в несколько тысяч раз меньше, чем у оргстекла, считаем, что изменение зазора происходило только за счет сжатия резины.

Измерения деформации резиновой прокладки проводились для различных усилий обжатия уплотнителя. На рис. 5 приведены экспериментальные точки и кривая, аппроксимирующая их. По полученным результатам проводилась тарировка на сжатие с определением зависимости толщины резинового уплотнителя от приложенной нагрузки. Таким образом, пользуясь зависимостью, представленной на рис. 5, можно найти величину контактного давления в системе, а также зависимость между приложенным усилием и контактным давлением

$$P_2 = \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \int_{-\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}}^{\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}} q_0 \cos \varphi \cos \varphi dF = \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} q_0 \cos^2 \varphi R d\varphi \int_{-\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}}^{\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}} dx = 2q_0 R \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi} \cos^2 \varphi d\varphi,$$

где P_2 – величина усилия, которое действовало бы на прокладку, имеющую в плане форму круга радиуса r , центр которого лежит в вертикальной плоскости симметрии; q_0 – амплитудное значение контактного давления (в плоскости, перпендикулярной разъему), кг/см²; R – радиус срединной поверхности оболочки, см; $-r$ – радиус отверстия, см; φ_2 – угол, показанный на рис. 4, б, может быть легко найден на основании геометрических размеров рассматриваемого элемента трубопровода.

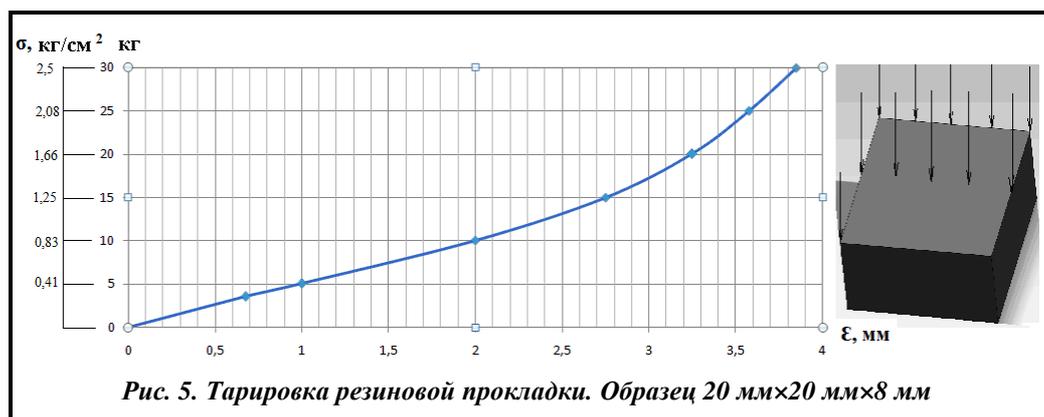


Рис. 5. Тарировка резиновой прокладки. Образец 20 мм×20 мм×8 мм

Наряду с контактным давлением измерялись и напряжения. Для того чтобы отделить напряжения изгиба и растяжения, тензометры наклеивались на внутренней и наружной поверхностях. При этом соблюдалось строгое соответствие: каждому датчику на одной поверхности соответствовал датчик на другой. Благодаря тому, что исследуемые оболочки существенно тонкостенные (отношение толщины стенки к радиусу кривизны составляет $\frac{0,4 \text{ см}}{20 \text{ см}} = \frac{1}{50}$ в основном трубопроводе и $\frac{0,4 \text{ см}}{6 \text{ см}} = \frac{1}{15}$ в отводе), с высокой степенью точности можно считать линейным закон изменения напряжений по толщине стенки. Отсюда следует, что изгибные напряжения $\sigma_{\text{изг}} = \frac{\sigma_{\text{вн}} - \sigma_{\text{нар}}}{2}$, а растягивающие (мембранные) напряжения –

$\sigma_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{вн}} + \sigma_{\text{нар}}}{2}$, где $\sigma_{\text{нар}}$ и $\sigma_{\text{вн}}$ – соответственно напряжения на наружной и внутренней поверхности некоторого направления.

Верификация расчетной модели и программного обеспечения

Для доказательства адекватности предложенной модели, методики решения рассматриваемой контактной задачи и программного обеспечения, реализующего предложенный подход, полученные экспериментальные результаты сравнивались с результатами расчета, выполненными с исходными данными, соответствующими описанной выше физической модели. Физико-механические свойства материалов физической модели представлены в табл. 2.

Так же, как и при испытаниях на физической модели, НДС элемента трубопровода моделировалось при нагружении давлением, создаваемым силой затяжки шпилек – 0,016 МПа, и внутренним давлением на стенку паропровода, составляющим 0,02 МПа. Общая схема приложения граничных условий показана на рис. 1.

Сопоставление результатов физического эксперимента и модельного расчета узла уплотнения трубопровода показало, что величины прогиба (абсолютной деформации резиновой прокладки в направ-

Таблица 2. Физико-механические свойства материалов модели узла уплотнения трубопровода

Материал	Физико-механические свойства		
	E , МПа	ν	ρ , кг/м ³
Органическое стекло (трубопровод, кожух)	$2,785 \times 10^3$	0,35	1190
Мягкая пористая резина (уплотнитель)	1	0,30	1800

лении действия давления от кожуха-уплотнителя, рис. 6, а) и контактных давлений на контактируемой поверхности трубопровода под верхней половиной кожуха (рис. 6, б), как и величины осевых и окружных напряжений растяжения и изгиба, в исследуемых сечениях имеют очень хорошее совпадение.

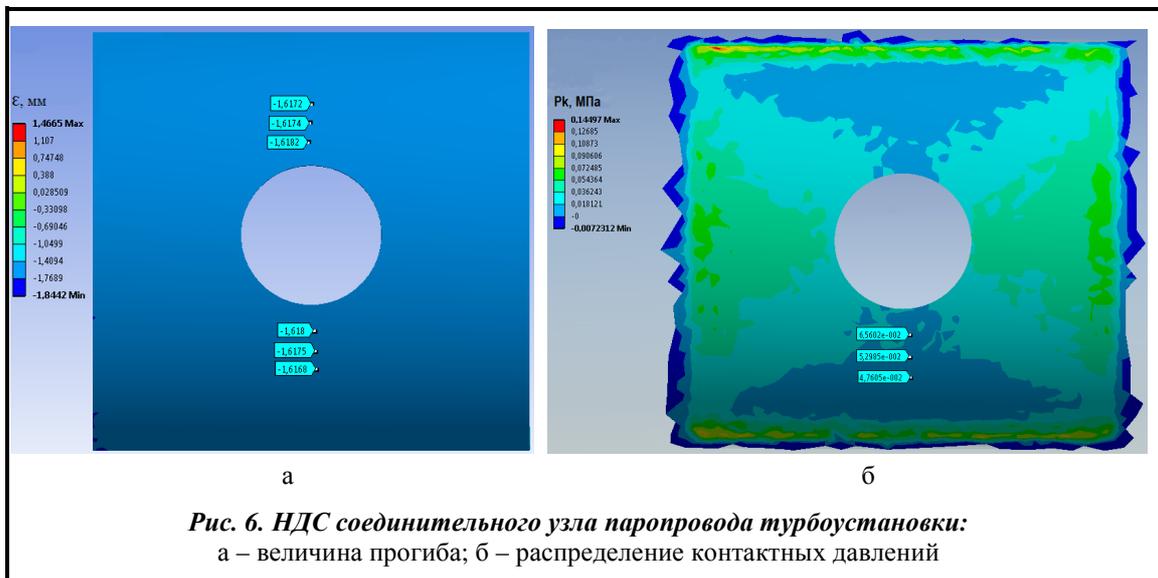


Рис. 6. НДС соединительного узла паропровода турбоустановки:
а – величина прогиба; б – распределение контактных давлений

В табл. 3 представлены значения контактных давлений в точках установки индикаторов на поверхности основного трубопровода и прогибов уплотнителя при действии нагрузки, создаваемой затяжкой шпилек [14]. Из таблицы видно, что различие между расчетными и экспериментальными данными не превышает 6% по контактным давлениям и 12% – по деформациям.

Таблица 3. Сводные результаты исследования контактной задачи

№ точки замера	Прогиб, мм		Контактное давление, МПа	
	Эксперимент	Расчет	Эксперимент	Расчет
1, 4	1,43	1,6180	0,062	0,0656
2, 5	1,38	1,6175	0,050	0,0530
3, 6	1,44	1,6168	0,045	0,0476

По результатам построены кривые напряжений (на рис. 7), где σ_1^p , σ_2^p , σ_1^u , σ_2^u – соответственно осевые и окружные напряжения растяжения и изгиба, полученные экспериментальным путем; $\sigma_1^p(КЭ)$, $\sigma_2^p(КЭ)$, $\sigma_1^u(КЭ)$, $\sigma_2^u(КЭ)$ – соответственно осевые и окружные напряжения растяжения и изгиба, полученные расчетным путем.

Данные напряжения приведены в точках установки тензодатчиков на внутренней (рис. 7, а, б) и наружной поверхностях трубопровода (рис. 7, в, г) в районе отверстия, то есть под кожухом-уплотнителем. В данной области датчики устанавливались по возможности чаще, что связано с неравномерностью распределения напряжений.

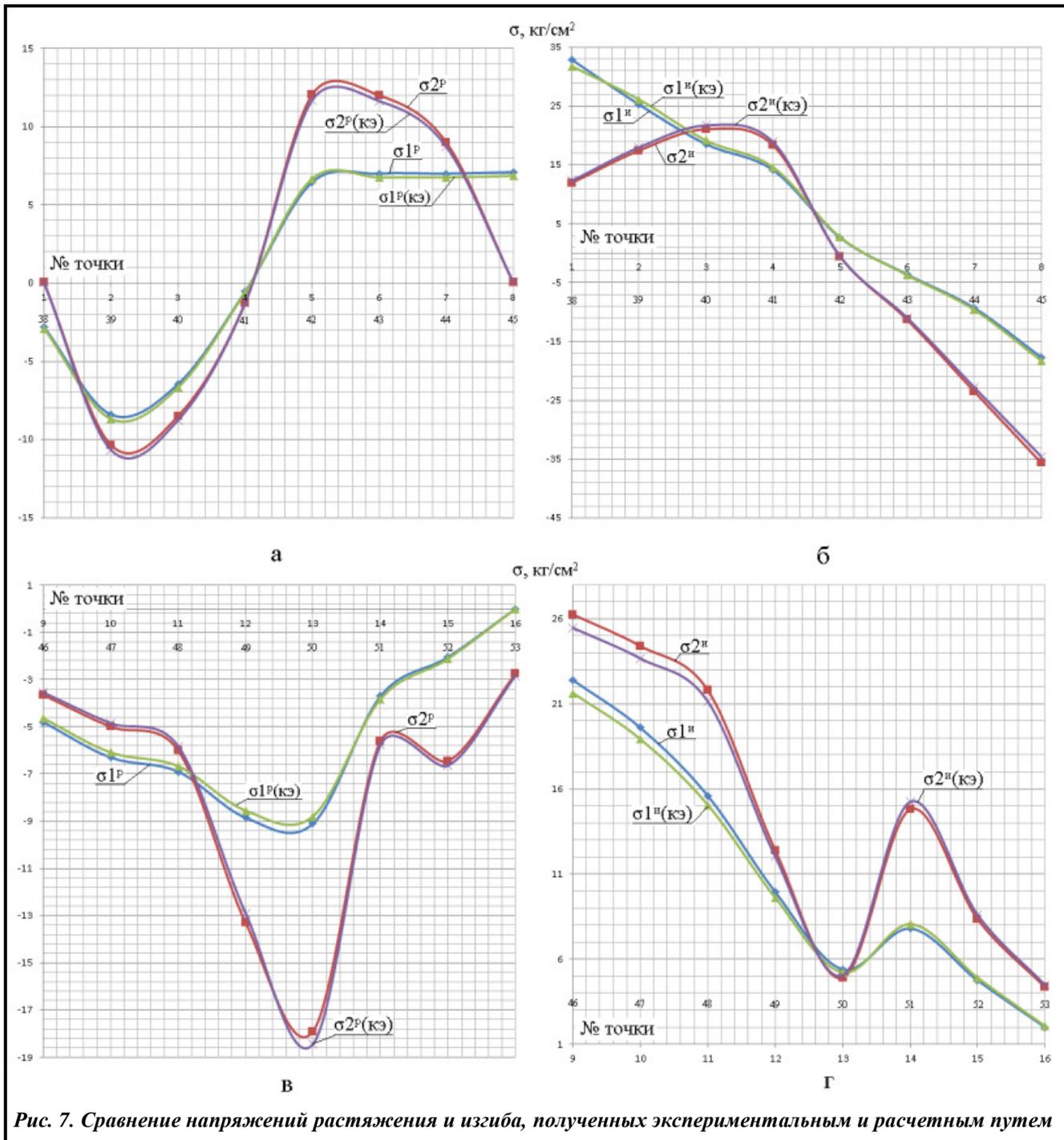


Рис. 7. Сравнение напряжений растяжения и изгиба, полученных экспериментальным и расчетным путем

Анализ результатов расчета

Верифицированное программное обеспечение для решения контактной задачи деформирования узла трубопровода использовалось для определения НДС реального узла трубопровода. На рис. 8 представлен характер распределения напряжений, а на рис. 9 – контактного давления на поверхности трубопровода под уплотнителем при воздействии усилия затяжки шпилек.

Результаты расчета показали, что максимальные местные напряжения наблюдаются на поверхности трубопровода, между верхней и нижней половинами кожуха, и составляют около 250 МПа (рис. 8), что связано с деформацией материала от высокого контактного давления на уплотнительной поверхности. В районе фланца основного паропровода всплеск напряжений наблюдается только в зоне сварки и

составляет около 60 МПа, в среднем же напряжения в районе фланцев корпуса незначительны – менее 30 МПа, что вполне соответствует нормативным требованиям [9]. В соединительном узле, а именно, на участке приварки патрубка к кожуху средние по толщине стенки напряжения составляют около 50 МПа.

На рис. 9 представлено распределение контактного давления, переданного от кожуха-уплотнителя через резиновое уплотнение на поверхность основного трубопровода при действии нагрузки, создаваемой затяжкой шпилек.

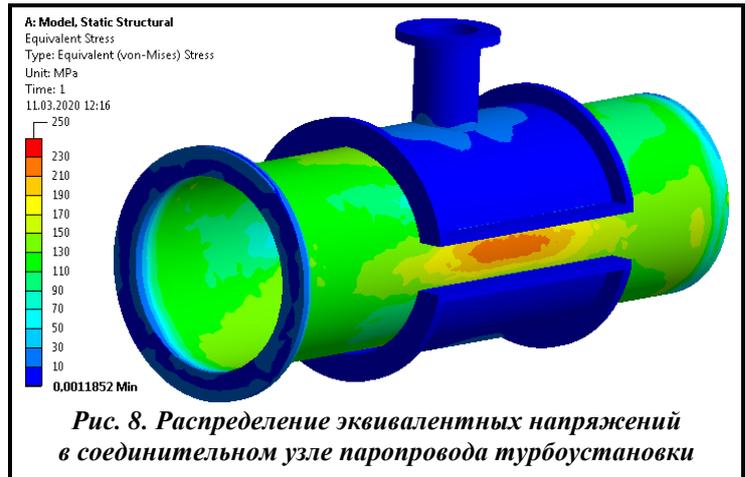


Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений в соединительном узле паропровода турбоустановки

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод, что в соединительном узле присутствуют участки с существенным локальным увеличением напряжений корпуса трубопровода, а также зоны с отрицательным уровнем контактного давления на контактируемых поверхностях. Данное обстоятельство необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации трубопроводов. Таким образом, предложенная методика и разработанное программное обеспечение будут востребованы при решении подобных задач.

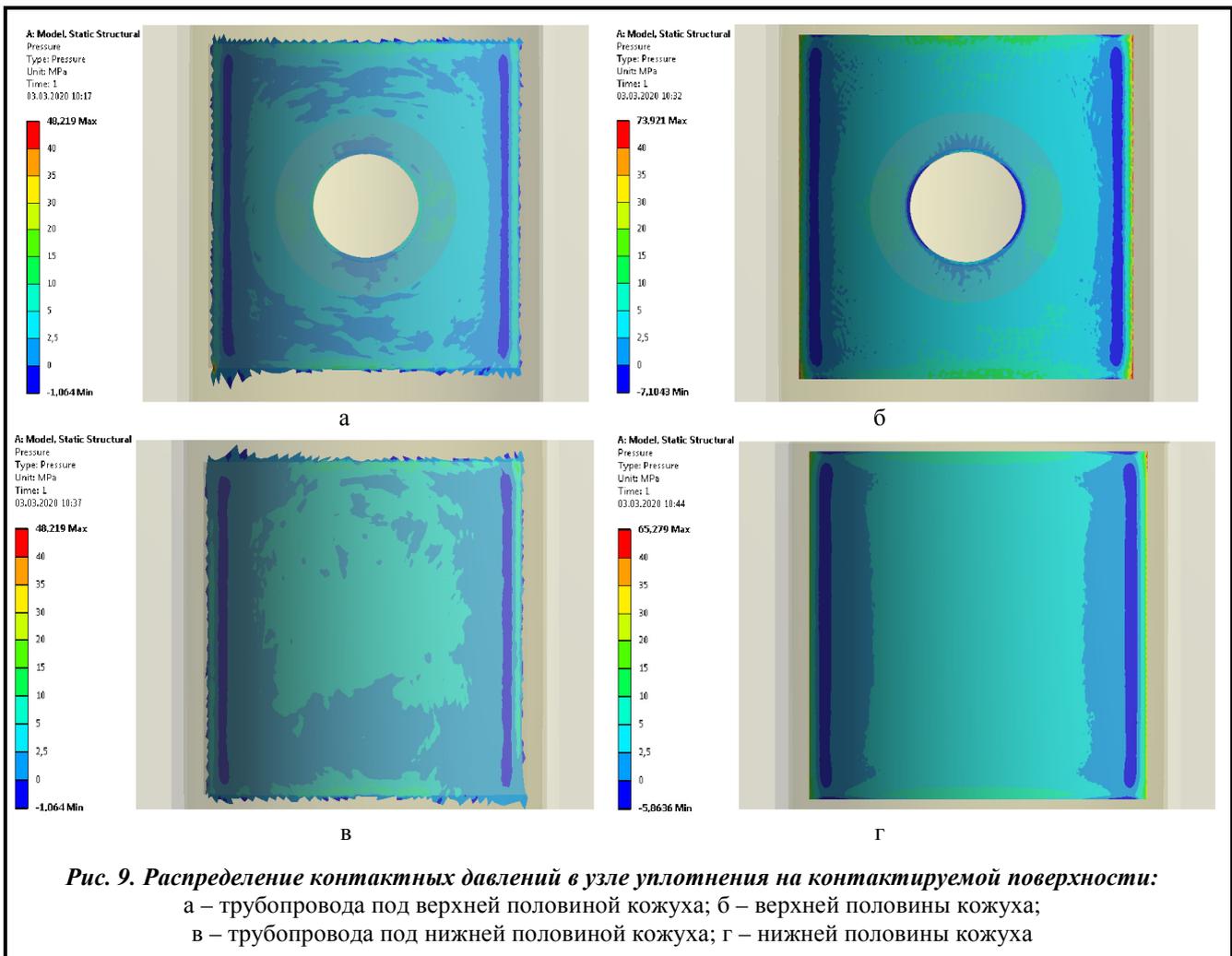


Рис. 9. Распределение контактных давлений в узле уплотнения на контактируемой поверхности: а – трубопровода под верхней половиной кожуха; б – верхней половины кожуха; в – трубопровода под нижней половиной кожуха; г – нижней половины кожуха

Выводы

Составлена математическая модель и разработана методика решения контактной задачи узла уплотнения трубопровода. Данная методика основана на применении МКЭ совместно с методом штрафных функций, в котором штраф организуется согласно условиям контакта.

С целью верификации предложенного подхода и программного обеспечения, реализующего данную методику, в работе проведено экспериментальное и численное исследование НДС модельного соединительного узла трубопровода, выполненного из низко модульного материала и представляющего из себя тестовую модель. Результаты, полученные методом тензометрирования на физической модели и с помощью расчета по предложенной методике, показали довольно хорошее совпадение (до 7–10%).

Определено НДС соединительного узла реального трубопровода в трехмерной постановке и выявлены наиболее напряженные зоны в узле, требующие повышенного внимания при проектировании и эксплуатации трубопроводов и их соединений. При этом установлено:

- напряженное состояние соединительного узла является трехмерным и наблюдается сложная деформационная картина;
- в целом уровень напряжений в стенках узла невелик, но имеются зоны повышения напряжений на поверхности трубопровода, между верхней и нижней половинами кожуха;
- распределение контактного давления, переданного от кожуха-уплотнителя через резиновое уплотнение на поверхность основного трубопровода при действии нагрузки, создаваемой затяжкой шпилек, показало присутствие участков на контактируемых поверхностях с отрицательным уровнем контактного давления.

Применение разработанного расчетного подхода дает возможность определить контактное давление для фланцев горизонтального разъема высоконапряженных корпусов цилиндров мощных паровых турбин. В большинстве случаев экспериментальные данные по таким разъемам отсутствуют в связи со многими факторами, такими, как сложность изготовления модели и большие материальные затраты на проведение многовариантных экспериментов для различных вариантов геометрии. Поэтому предложенная методика и разработанное программное обеспечение будут востребованы при решении подобных задач.

Литература

1. Калютник А. А., Сергеев В. В. Трубопроводы тепловых электрических станций: учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПб политехн. ун-та, 2003. 50 с.
2. Пригоровский Н. И., Прейсс А. К. Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях. М.: АН СССР, 1958. 232 с.
3. Исследование влияния конструктивных размеров кожуха-тройника на напряженно-деформированное состояние узла уплотнения основного газопровода: отчет о НИР/ СКБ «Турбоатом». Рук. Кабанов А. Ф.; Инв. № Д-4089. Харьков, 2011. 96 с.
4. Туренко А. Н., Богомолов В. А., Степченко А. С., Кедровская О. В., Клименко В. И. Компьютерное проектирование и расчет на прочность деталей автомобиля: учеб. пособие. Харьков: Харьк. автодор. ун-т, 2003. 336 с.
5. Дерягин А. А. Формообразование и анимация 3D-объектов на основе тетрагональной регулярной сетки. *Прикл. информатика*. 2013. № 2 (44). С. 94–101.
6. Толок В. А., Киричевский В. В., Гоменюк С. И., Гребенюк С. Н., Бувайло Д. П. Метод конечных элементов. Теория, алгоритмы, реализация. Киев: Наук. думка, 2003. 283 с.
7. Stefanu A. I., Melenciuc S. C., Budescu M. Penalty based algorithms for frictional contact problems. *The Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy*. Section: Architecture. Construction. 2011. No. 3. P. 54–58.
8. Wriggers P., Vu Van T., Stein E., Finite element formulation of large deformation impact-contact problems with friction. *Computers & Structures*. 1990. Vol. 37. Iss. 3. P. 319–331. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(90\)90324-U](https://doi.org/10.1016/0045-7949(90)90324-U).
9. Гузь А. Н., Чернышенко И. С., Чехов В. Н., Чехов В. Н., Шнеренко К. И. Цилиндрические оболочки, ослабленные отверстиями. Киев: Наук. думка, 1974. 272 с.
10. Перлин А. А., Шалкин М. К., Хрящев Ю. К. Исследование прочности судовых конструкций на тензометрических моделях. Л.: Судостроение, 1967. 80 с.
11. Гудимов М. М., Перов Б. В. Органическое стекло. М: Химия, 1981. 216 с.
12. Усовершенствование и внедрение теневого метода определения контактного давления в узле уплотнения основного газопровода по результатам тензометрирования: отчет о НИР/ СКБ «Турбоатом». Рук. Кабанов А. Ф.; Инв. № Д-4473. Харьков, 2013. 50 с.

13. Савин Г. Н. Распределение напряжений около отверстий. Киев: Наук. думка, 1968. 891 с.

14. Пригоровский Н. И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений. М.: Машиностроение, 1982. 248 с.

Поступила в редакцию 28.08.2020

Контактне деформування вузла ущільнення трубопроводу

¹ А. О. Костіков, ² С. А. Пальков

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

² Акціонерне товариство «Турбоатом», 61037, Україна, м. Харків, пр. Московський, 199

Досліджено особливості напружено-деформованого стану сполучного вузла паропроводу турбоустановки на основі використання тривимірної розрахункової моделі конструкції і поверхонь, що контактують між собою. Вузол, що розглядається, включає в себе власне трубопровід, обжимний кожух, що складається з двох половин, в одній з яких встановлено відведення, і прокладку-ущільнювач. Сформовано математичну модель, що враховує механічні навантаження, які викликані як внутрішнім тиском пари на стінку паропроводу, так і затягуванням кріплень кожуха. Розглянута модель також включає контактну взаємодію в вузлі ущільнення на контактних поверхнях трубопроводу, верхньої та нижньої половин кожуха. Запропоновано методику розв'язання даної контактної задачі, яка ґрунтується на використанні методу скінченних елементів. В основу скінченноелементної моделі покладено двадцативузлові тривимірні скінченні елементи з трьома ступенями свободи в кожному вузлі. Для опису контакту і ковзання між поверхнями використовувалися восьмиузлові контактні скінченні елементи. Врахування контактних умов здійснювалося за допомогою методу штрафних функцій. Проведено верифікацію моделі і програмного забезпечення, що реалізує запропоновану методику, шляхом порівняння результатів розрахунку і експериментальних даних, які отримані на фізичній моделі трубопроводу. Фізична модель була виготовлена з низькомодульного матеріалу з дотриманням повної геометричної подібності і такого ж співвідношення модулів пружності матеріалів, як і в реальному об'єкті. Визначено напружено-деформований стан сполучного вузла реального трубопроводу в тривимірній постановці і виявлено найбільш напружені зони в вузлі, що потребують підвищеної уваги під час проєктування та експлуатації трубопроводів та їх з'єднань. Розроблений підхід і програмне забезпечення дають можливість визначити контактний тиск для фланців горизонтального роз'єму високонапружених корпусів циліндрів потужних парових турбін, що дозволяє уникнути великої кількості дорогих експериментальних досліджень.

Ключові слова: турбоустановка, трубопровід, фланцеве з'єднання, контактна задача, напружено-деформований стан, контактний тиск.