

РАСЧЕТНЫЕ МОДЕЛИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО СТЫКА ВО ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

Миронова Л.И., Колесник О.А., Босак Д.Б.

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
Москва*

Ключевые слова: фланцевые соединения, уплотнение, теория упругости, контактное давление, упругопластическое деформирование, цилиндрическая жесткость, твердое тело.

Аннотация. Прочность фланцевых соединений обеспечивается надежностью изоляции рабочей среды, степенью герметичности элементов конструкции и достигается применением уплотнительных элементов, выполненных в виде уплотнения или уплотнительных устройств. Отмечено, что к перспективным конструкциям в настоящее время относятся фланцевые соединения с профилированными металлическими уплотнениями, для которых пока отсутствуют нормативные документы, предусматривающие единые подходы к расчету проектных параметров. Целью исследования является проведение анализа классических решений контактных задач теории упругости, на основе которых могут быть построены вариативные расчетные модели контактного взаимодействия элементов фланцевого соединения с металлическими профилированными уплотнениями. Рассмотрены задачи о распределении контактных напряжений на контуре отверстия при сжатии двух упругих тел и сжатии кругового кольца двумя равными сосредоточенными силами. Отмечены недостатки расчетных моделей применительно к исследованию напряженно-деформированного состояния профилированных металлических уплотнений и определению требуемого контактного давления для надежной герметизации уплотнительных стыков.

CALCULATION MODELS FOR THE CONTACT INTERACTION OF SEALING JOINT ELEMENTS IN FLANGE JOINTS OF AVIATION EQUIPMENT

Mironova L.I., Kolesnik O.A., Bosak D.B.

Moscow Aviation Institute (State National Research University), Moscow

Keywords: flange connections, gasket, elasticity theory, contact pressure, elastoplastic deformation, cylindrical stiffness, solid body.

Abstract. Strength of flange connections is provided by reliability of isolation of working medium, degree of tightness of construction elements and is achieved by application of sealing elements in the form of gaskets or sealing devices. It should be noted that the most promising designs at present include flanged connections with profiled metal gaskets, for which there are still no normative documents providing uniform approaches to the calculation of design parameters. The aim of the study is to analyse classical solutions of contact problems from the theory of elasticity, on the basis of which variational computational models of the contact interaction of flanged connections with profiled metal gaskets can be constructed. Problems on the distribution of contact stresses on the contour of a hole during compression of two elastic bodies and compression of a circular ring by two equal concentrated forces are considered. The disadvantages of calculation models in relation to the study of the stress-strain state of profiled metal gaskets and the determination of the contact pressure required for reliable gasket sealing are noted.

Введение

Авиационные конструкции, состоящие из различных узлов и агрегатов, представляют собой сложные технические системы. Во многих случаях их функционирование осуществляется работой гидропневматических систем, передающих энергию носителя по разветвленным трубопроводным коммуникациям. Данные системы имеют большое количество стыковочных узлов в трубопроводах, соединения которых осуществляется, как правило, двумя способами: либо сваркой, либо механическим путем.

Соединение трубопроводов механическим способом производят развальцовкой или с помощью резьбовых, фланцевых и бугельных соединений [1-3]. Методы расчетов на прочность данных конструкций хорошо разработаны [1-5].

Одной из основных задач проектирования фланцевых соединений, применяемых в авиационной технике (АТ), является обеспечение требуемой плотности соединения в условиях ограничения веса и материалоемкости авиационных конструкций при одновременном увеличении их технико-энергетических характеристик, что приводит к необходимости повышения давлений рабочей среды в системе и расширением температурного диапазона [6]. Поэтому прочность фланцевых соединений обеспечивается надежностью изоляции рабочей среды и степенью герметичности элементов конструкции в целом. Изоляция рабочей среды достигается применением уплотнительных элементов, выполненных в виде уплотнения или уплотнительных устройств.

Целью исследования является проведение анализа классических решений упругопластических и контактных задач теории упругости, на основе которых могут быть построены вариативные расчетные модели контактного взаимодействия элементов фланцевого соединения с металлическими профилированными уплотнениями, применяемые в герметичных конструкциях авиационной техники.

Среди разнообразия используемых уплотнительных устройств во фланцевых соединениях в настоящее время широкое применение находят профилированные металлические уплотнения [7]. Примеры таких конструкций приведены на рисунке 1.

При сближении фланцев 1 и 2 посредством затяжки болтов 5 в некоторый момент происходит контакт между уплотнением 3 и опорными поверхностями фланцев. Вследствие соприкосновения контактируемых поверхностей, а также дальнейшей их упруго пластической деформации образуются не только контактные площадки, но и внедрение одних поверхностей в другие. Величина и форма внедрения таких поверхностей характеризуются степенью плотности контакта. Отсюда возникает необходимость определения потребного контактного давления, размеров контактной площадки и деформации контактируемых поверхностей, обусловленных кинематическим сближением фланцев в процессе затяжки болтов при сборке стыкуемой конструкции. Весьма важными вопросами также являются выбор геометрической формы уплотнения и его материала.

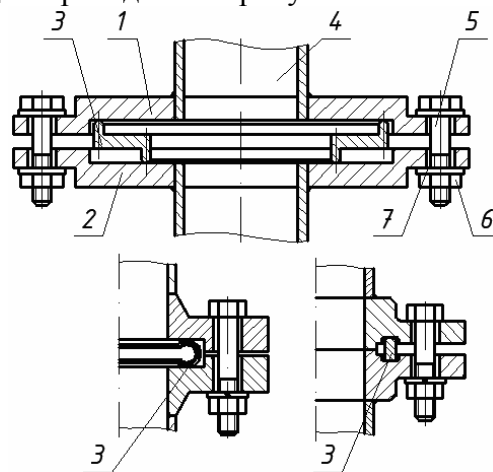


Рис. 1. Фланцевые соединения с металлическими уплотнениями:
1, 2 – фланцы; 3 – металлическое уплотнение; 4 – трубопровод; 5 – болт;
6 – гайка; 7 – шайба

Методы и модели исследования

Применяемые металлические уплотнения различают по форме своего фасонного профиля. К ним, например, относятся z-образные [8], с-образные, u-образные и другие исполнения, которые в большинстве случаев представляют собой формованную равнотолщинную оболочечную конструкцию [9-10]. Для таких уплотнительных узлов в настоящее время пока отсутствуют нормативные документы, предусматривающие единые подходы к расчету проектных параметров фланцевых соединений с профилированными металлическими уплотнениями.

Следует отметить, что значительный объем проведенных исследований, направленный на обеспечение прочностной надежности герметичных неподвижных стыков в конструкциях АТ, а также трубопроводах, в основном базируется на рассмотрении теории упругости и пластичности, в том числе на решении контактных задач. Конечной целью этого является определение величины контактных давлений и размеров зоны контакта между контактирующими поверхностями, искомые параметры которых существенно влияют на формирование зазоров в уплотняемой полости, утечки рабочей среды, а также потери на трение не только в штатных условиях эксплуатации АТ, но и при действии повышенной вибрации, перегрузок и других негативных факторов.

Одной из самой распространенной модельной задачей является задача о давлении жесткого штампа на упругое полупространство [11-13]. При этом определение формы и площади выдавливаемого металла, заполняющего зазоры между взаимодействующими элементами, применительно к уплотнительному стыку, по-прежнему остается актуальной проблемой в оценке плотности контакта. Наиболее адекватной моделью в исследовании параметров контакта шероховатых поверхностей при внедрении жесткого металлического уплотнения в условиях сжатия опорными плоскостями фланцев, по нашему мнению, является задача Хилла [11].

Для определения конструктивных свойств профилированных металлических уплотнений, к числу которых следует отнести жесткость, гибкость, хрупкость конструкции, не малый интерес представляют задача о распределении напряжений на контуре отверстия, расположенного в неограниченной плоскости [14-17] и задача о действии нормальной сосредоточенной силы на границу упругой полуплоскости [18]. Данный класс задач позволяет найти решения в рамках плоской теории упругости.

Постановка задачи исследования контактного взаимодействия элементов фланцевого соединения с металлическим уплотнением полой торообразной формы

Рассмотрим конструкцию фланцевого соединения с металлическим уплотнением в виде полой торообразной оболочки радиусом R и толщиной h (рис. 2).

Отметим, что уплотняемый стык осуществляется затяжкой болтов неконтактирующих фланцев, вследствие чего уплотнение механически деформируется. Степень герметичности стыков характеризуется плотностью контакта и зависит от деформации уплотняемого элемента, формирующей прилегание уплотнительных поверхностей, заполнение всех неровностей и дефектов поверхностных слоев основания. Поэтому степень герметичности оценивается минимальным контактным давлением, которое соответствует среднему напряжению сжатия уплотняемой прокладки [2].

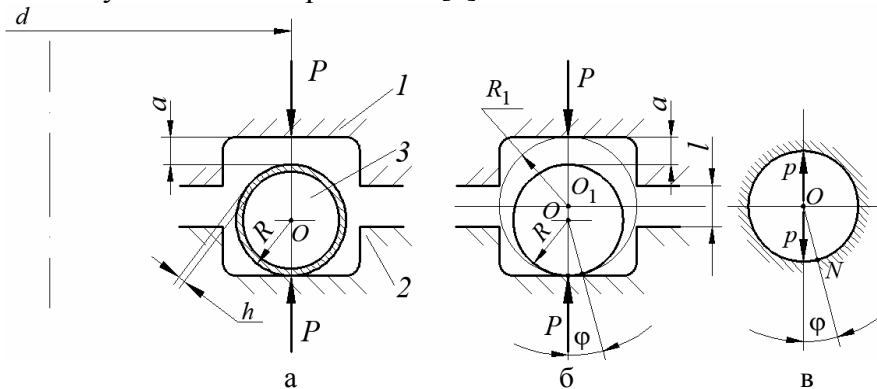


Рис. 2. Элементы фланцевого соединения. Расчетная схема: 1, 2 – неконтактирующие фланцы, 3 – полая торообразная уплотнение; а – схема установки уплотнения в опорные канавки фланцев; б – расчетная схема нагружения полой оболочки в ложементе при сближении фланцев; в – расчетная схема

Пусть металлическое уплотнение полой торообразной формы 3 устанавливается в опорную канавку нижнего фланца 2 с минимальным зазором a . Торообразное уплотнение образовано вращением тонкостенного кольца вокруг продольной оси радиусом $d/2$ (рис. 2, а). Сближение фланцев 1 и 2 осуществляется равномерной затяжкой болтов на расстояние l (рис. 2, б). При условии, когда $l \leq a$, происходит контактное взаимодействие элементов уплотняемого стыка. Равнодействующая сжимающих сил P проходит через точку первоначального касания упругого основания и центры O и O_1 , вызывая в упругом теле простые радиальные распределения напряжений и равномерное растяжения [18].

В предположении, что поверхности сжимаемых тел абсолютно гладкие и на этих поверхностях контакта действует только нормальное давление и силы трения отсутствуют, требуется определить закон распределения реакций основания по поверхности контакта,

величину зоны контакта и контактное давление, обусловленное кинематическим сближением фланцев посредством затяжки болтов. Задача рассматривается в плоской постановке теории упругости.

Расчетные модели и некоторые решения рассматриваемой контактной задачи

Рассмотрим расчетную модель, которая позволяет свести задачу о распределении напряжений на контуре отверстия при сжатии двух упругих тел. С этой целью впишем в вырез, образованный кольцевыми канавками фланцев, окружность радиусом R_1 (рис. 2, б). В поперечном сечении одно тело представляет собой круговое кольцо, а другое имеет круговой цилиндрический вырез (отверстие). Такая задача часто используется для оценки контактных условий в типовой схеме сопрягаемых элементов «болт – отверстие»: болт посажен с зазором, без зазора, запрессован в отверстие [14].

В работах [15, 19] полученные решения такой задачи строятся на определении нормальных упругих перемещений внешней окружности кольца и контура отверстия, которые связаны соотношением

$$w + w_1 = l \cos \varphi - (R_1 - R)(1 - \cos \varphi), \quad (1)$$

где w , w_1 – нормальные упругие перемещения внешней окружности кольца и контура отверстия; l – сближение тел при сжатии; φ – текущая координата.

Принимая контактное давление как функцию от φ , и пренебрегая малой толщиной стенки кольца, рассматривая его как полая тело, выразим функции нормальных прогибов w и w_1 через искомое давление $p(\varphi)$. Как показано в работе [19], точка N кольца и упругого основания совершает только радиальное упругое перемещение, определяемое по формулам соответственно

$$w = -\frac{PR^3}{4D} \left[\left(\left| \varphi - \frac{\pi}{2} \right| \cos \varphi - \sin \left| \varphi + \frac{\pi}{4} \right| \right) \right]; \quad (2)$$

$$w_1 = P \left(-2\vartheta \cos \varphi \ln \operatorname{tg} \left| \frac{\varphi}{2} \right| + \kappa \sin |\varphi| \right); \quad (3)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}, \quad \vartheta = \frac{1-\nu^2}{\pi E}, \quad \kappa = \frac{1-\nu^2}{2E}, \quad (4)$$

где D – цилиндрическая жесткость; ν – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости.

Придавая углу φ приращение φ' , элементарные контактные давления в кольце и основании P' , P'_1 , непрерывно распределенные по окружностям с радиусами R и R_1 , определяются соотношениями

$$P' = \int p(\varphi') R d\varphi'; \quad P'_1 = \int p(\varphi') R_1 d\varphi'. \quad (5)$$

Элементарное контактное давление p , приложенное в диаметрально противоположных точках кольца, вызовут в точке N (рис. 2, в) следующее элементарное радиальное перемещение

$$dw = -\frac{p(\varphi') R^4}{4D} \left[\left(\left| \varphi - \varphi' - \frac{\pi}{2} \right| \cos(\varphi - \varphi') - \sin \left| \varphi - \varphi' + \frac{\pi}{4} \right| \right) d\varphi' \right]. \quad (6)$$

Аналогично, в точке N основания элементарное радиальное перемещение будет определяться соотношением

$$dw_1 = p(\varphi') R_1 \left[-2\vartheta \cos(\varphi - \varphi') \ln \operatorname{tg} \left| \frac{\varphi - \varphi'}{2} \right| + \kappa \sin |\varphi - \varphi'| \right] d\varphi'. \quad (7)$$

При изменении угла $-\varphi_0 \leq \varphi \leq +\varphi_0$ полные радиальные перемещения кольца и основания в точке N будут выражаться соотношениями

$$w = -\frac{R^4}{4D} \int_{-\varphi_0}^{+\varphi_0} p(\varphi') \left[\left(\left| \varphi - \varphi' - \frac{\pi}{2} \right| \cos(\varphi - \varphi') - \sin \left| \varphi - \varphi' + \frac{\pi}{4} \right| \right) d\varphi' \right]. \quad (8)$$

$$w_1 = R_1 \int_{-\varphi_0}^{+\varphi_0} p(\varphi') \left[-2\vartheta \cos(\varphi - \varphi') \ln \operatorname{tg} \left| \frac{\varphi - \varphi'}{2} \right| + \kappa \sin |\varphi - \varphi'| \right] d\varphi'. \quad (9)$$

Делая преобразования путем подстановки (8) и (9) в (1), исключая при этом неизвестный параметр l , получаем достаточно сложное интегральное уравнение [15, 19], которое в силу краткости изложения не приводим. В общем виде его можно охарактеризовать как уравнение Фредгольма первого рода [19]

$$\int_{-\varphi_0}^{+\varphi_0} K(p, \varphi') p(\varphi') d\varphi' = w(p), \quad (10)$$

в котором ядро $K(p, \varphi')$ терпит разрывы, поскольку в него входит функция $\ln \operatorname{tg} |(\varphi - \varphi')/2|$.

Введенное значение φ' позволяет найти решение (2) вблизи окрестности угла $\varphi = 0$. Остальные условия, в которых имеются разрывы, когда с учетом (6) $\varphi = \varphi'$, $|\varphi - \varphi'| = \pm\pi$, в работах [15, 19] авторами не рассматриваются.

Полученные решения не могут быть применимы к расчету контактных давлений для фланцевых соединений рассматриваемого типа, поскольку дают не полное информативное представление о формировании контактной зоны и плотности контакта. Искомое контактное давление в полюсе соприкосновения двух тел в такой математической модели в инженерных расчетах определить невозможно.

Более удобной для предварительных расчетов является модель кругового кольца под действием двух равных сосредоточенных сил, направленных по вертикальному диаметру [20] (рис. 3).

Перемещения в произвольной точке упругой линии стенки кольца при сжатии двумя полуплоскостями определяются полярным углом φ , который примем в виде текущей координаты. Радиальные перемещения w произвольной точки поперечного сечения выражаются уравнением [20]

$$w = -\frac{PR^3}{4D} \left[\left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right) \cos \varphi - \sin \varphi + \frac{4}{\pi} \right]. \quad (11)$$

Приближенную оценку деформации полого торообразного уплотнения в поперечном сечении проведем исходя из следующих соображений. Разделим угол φ на n -равных частей так, что $\varphi = n \varphi_i$, $0 \leq n \varphi_i \leq \pi$, $i = 0, 1, 2, \dots, n$.

Меняя знак в уравнении (11), рассчитаем радиальные перемещения при $n = 20$, принимая их положительными, если они направлены к центру сечения, по формуле

$$|w_i| = \frac{PR^3}{4D} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_i \right) \cos \varphi_i + \sin \varphi_i - \frac{4}{\pi} \right], \quad (12)$$

где $\varphi_i = i\pi/20$: $\varphi_0 = 0$; $\varphi_1 = \pi/20$, $\varphi_2 = 2\pi/20$, ..., $\varphi_{20} = 20\pi/20$.

Разделим левую и правую части выражения (12) на радиус R и введем следующие обозначения, получим

$$f_i = \frac{w_i(\varphi)}{R}; \quad k = \frac{PR^2}{4D}; \quad \xi_i = \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_i \right) \cos \varphi_i + \sin \varphi_i - \frac{4}{\pi}. \quad (13)$$

$$\text{Тогда } f_i = k \xi_i. \quad (14)$$

Переменная f_i есть безразмерная величина деформации упругой линии стенки модельного кольца, рассматриваемая в виде относительного прогиба, а новая переменная ξ_i является ее обобщенной геометрической координатой.

Принимая $R = 1$ и полагая $k = 1$, получим модель упругой линии стенки кольца единичного радиуса, которая под действием сжимающих сил изменяет свою форму от окружности до эллипса. Размеры полуосей эллипса определяются выражениями

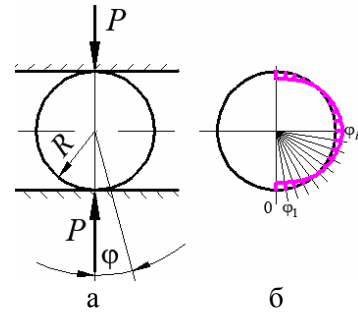


Рис. 3. Модель кругового кольца при сжатии двумя полуплоскостями: а – расчетная схема; б – эпюра перемещений в произвольной точке кольца

$$a = 1 + f(\xi|_{\varphi=\pi/2}); b = 1 - f(\xi|_{\varphi=0}), \quad (15)$$

Расчетные значения прогиба по контуру упругой линии приведены в таблице 1.

Табл. 1. Расчетные значения прогибов упругой линии стенки модельного кольца

i	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\varphi_i, ^\circ$	0	9	18	27	36	45	54	63	72	81	90
$f_i, 1 \times 10^{-3}$	7,44	6,99	5,77	4,01	1,92	-0,027	-2,37	-4,21	-5,63	-6,52	-6,83
i	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	-
$\varphi_i, ^\circ$	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	-
$f_i, 1 \times 10^{-3}$	-6,52	-5,63	-4,21	-2,37	-0,027	1,92	4,01	5,77	6,99	7,44	-

Расчетные значения полуосей эллипса по формуле (15) составили: $a = 1,0683$; $b = 0,9256$.

Распределение радиальных перемещений по контуру упругой линии стенки модельного кольца приведено на рисунке 4. В силу того, что решается осесимметричная задача, на графике показано распределение только в первом и четвертом квадранте координатной плоскости xoy .

Расчеты и построение графика (рис. 4) в безразмерных координатах проводились в табличном редакторе Excel. Выбор графического масштаба осуществлялся автоматически.

Таким образом, согласно принятой расчетной модели в процессе деформации уплотнения, обусловленной сближением фланцев, меняется его форма от окружности до эллипса, большая полуось которого должна выходить за пределы опорной канавки, заполняя зазоры выдавленным материалом в плоскости разъема. Степень изменения относительного прогиба f зависит от параметра k .

Такой подход в исследовании плотности контакта применим для гибких конструкций [20]. Зная полное усилие в болте от внешней нагрузки, и учитывая условия предотвращения раскрытия стыка [2], можно с приемлемой точностью в инженерной практике определить контактные напряжения, податливость элементов уплотняемого стыка и геометрические параметры всех деталей фланцевого соединения.

Если элементы уплотняемого стыка являются упруго-жесткими телами, то при начальном касании металлического уплотнения с поверхностью фланца может произойти поворот некоторой части уплотнения в поперечном направлении, поскольку уплотнение имеет связанную торообразную поверхность. Тогда следует говорить о кручении конструкции в целом. Степень закрученности металлического уплотнения и влияние такой деформации на формирование плотного контакта требует других подходов и методов исследования. При этом необходимо учитывать особенности сопротивления материала контактной пластической деформации всех элементов уплотняемого стыка [21, 22].

Выводы. Проведен анализ классических методов решения контактной задачи, основанный на решении плоской задачи теории упругости. Предлагаемые решения рассматриваемых задач применительно к исследованию контактного взаимодействия

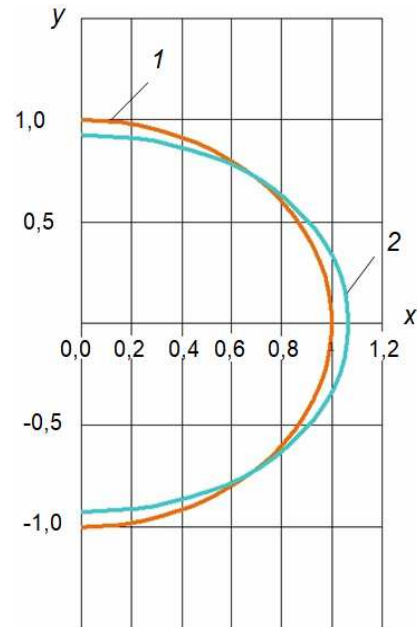


Рис. 4. Распределение радиальных перемещений по контуру упругой линии стенки модельного кольца радиусом $R = 1$ при $k = 1$ (14): 1 – упругая линия кольца в исходном положении; 2 – упругая линия кольца в деформированном состоянии

профилированных металлических уплотнений во фланцевых соединениях авиационной техники требуют уточнений и усовершенствований. В поисках вариативной расчетной модели, удовлетворяющей прочностной надежности герметичных конструкций, следует рассмотреть также условия упругопластического контакта элементов уплотнительного стыка при внедрении жесткопластического тела в однородное упругопластическое упрочняемое твердое тела и наоборот.

Список литературы

1. Волошин А.А., Григорьев Г.Г. Конструирование и расчёт фланцевых соединений. – Л.: Машиностроение, 1979. – 125 с.
2. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
3. Mayer E. Axiale Gleitringdichtungen. – VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 1974.
4. Kondratenko L., Mironova L. Contact Stresses during Roller Rolling of Heat-Exchange Tube // Key Engineering Materials. 2022, vol. 910, pp. 55-60. doi.org/10.4028/p-79008o.
5. Boikov A., Mironova L., Shishkin S. About One of the Approaches for the Research of the Stress-Strain State of a Flange Connection with a Seal Made of an Alloy with Shape Memory // Materials Research Proceedings. 2022, vol. 21, pp. 156-160. doi.org/10.21741/9781644901755-28.
6. Огар П.М. Контактные характеристики и герметичность неподвижных стыков пневмогидротопливных систем двигателей летательных аппаратов: дисс. ... докт. техн. наук. – Братск, 1997. – 345 с.
7. Босак Д.Б., Колесник О.А., Миронова Л.И. К вопросу о прочности фланцевых соединений с металлическими уплотнениями в конструкциях авиационной техники // Материалы XXIII Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2023). – М.: МАИ, 2023. – С. 187.
8. Бойков А.А. Контактное взаимодействие металлических профилированных уплотнений с сопрягаемыми поверхностями фланцев в соединениях трубопроводов: дисс. ... канд. техн. наук. – М.: МАИ, 2022. – 158 с.
9. Patent No. 3,207,524 US. Seal / Nicholas D. Trbovich. – Filed July 23, 1962, Ser. No. 211,569. Patented Sept. 21, 1965.
10. Patent No. 3,520,544 US. Y-ring seal / Dudley D. Taylor. – Continuation of application Ser. No. 553,361, May 27, 1966. This application Nov. 6, 1968, Ser. No. 774,603. Patented July 14, 1970.
11. Hill R. The Mathematical theory of plasticity. – Clarendon press, Oxford, 1950.
12. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, ГФМЛ, 1980. – 304 с.
13. Соколовский В.В. Теория пластичности. – М.: Высшая школа, 1969. – 608 с.
14. Сухарев И.П. Прочность шарнирных узлов машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 168 с.
15. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. – М.-Л.: Гостехиздат, 1949. – 270 с.
16. Кожевников В.Ф. Напряженное состояние растягиваемой с заполненным отверстием // Ученые записки ЦАГИ. – 1979. – Т. VII, № 6. – С. 90-98.
17. Кожевников В.Ф. Исследование поляризациино-оптическим методом напряженного состояния стыкуемых элементов болтового (заклепочного) соединения // Машиноведение. – 1981. – № 6. – С. 90-96.
18. Timoshenko S. Theory of elasticity. – McGraw-Hill Book Company, Inc, New York-Toronto-London, 1951.
19. Божкова Л.В., Паненкова Т.П. О контактном взаимодействии цилиндрической оболочки и упругого основания // Труды VII всесоюзной конференции по теории оболочек и пластинок. – М.: Наука, 1970. – С. 88-92.
20. Клейн Г.К. Расчет труб, уложенных в земле. – Изд. 2-ет, перераб и доп. – М.: Госстройиздат, 1957. – 195 с.
21. Турченко А.В. Особенности расчета характеристик контакта жесткой сферы с упругопластическим полупространством // Труды Братского государственного университета. Серия: естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. – 2012. – Т. 1. – С. 177-183.
22. Дрозд М.С., Матлин М.М., Сидякин Ю.И. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. – М.: Машиностроение. 1986. – 224 с.

References

1. Voloshin A.A., Grigor'ev G.G. Design and calculation of flange connections. – L.: Mechanical Engineering, 1979. – 125 p.
2. Birger I.A., Iosilevich G.B. Threaded and flanged connections. – M.: Mechanical Engineering, 1990. – 368 p.
3. Mayer E. Axiale Gleitringdichtungen. – VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 1974.
4. Kondratenko L., Mironova L. Contact Stresses during Roller Rolling of Heat-Exchange Tube // Key Engineering Materials. 2022, vol. 910, pp. 55-60. doi.org/10.4028/p-79008o.
5. Boikov A., Mironova L., Shishkin S. About One of the Approaches for the Research of the Stress-Strain State of a Flange Connection with a Seal Made of an Alloy with Shape Memory // Materials Research Proceedings. 2022, vol. 21, pp. 156-160. doi.org/10.21741/9781644901755-28.
6. Ogar P.M. Contact characteristics and tightness of fixed joints of pneumatic-hydrofuel systems of aircraft engines: diss. ... doct. of tech. sc. – Bratsk, 1997. – 345 p.

7. Bosak D.B., Kolesnik O.A., Mironova L.I. On the issue of the strength of flange connections with metal seals in aircraft structures // Proceedings of the XXIII International Conference on Computational Mechanics and Modern Application Software Systems. – M.: MAI, 2023. – P. 187.
8. Boikov A. Contact interaction of metal profiled seals with mating surfaces of flanges in pipeline connections: diss. ... cand. of tech. sc. – M.: MAI; 2022. – 158 p.
9. Patent No. 3,207,524 US. Seal / Nicholas D. Trbovich. – Filed July 23, 1962, Ser. No. 211,569. Patented Sept. 21, 1965.
10. Patent No. 3,520,544 US. Y-ring seal / Dudley D. Taylor. – Continuation of application Ser. No. 553,361, May 27, 1966. This application Nov. 6, 1968, Ser. No. 774,603. Patented July 14, 1970.
11. Hill R. The Mathematical theory of plasticity. – Clarendon press, Oxford, 1950.
12. Galin L.A. Contact problems of the theory of elasticity and viscoelasticity. – M.: Science, GFML, 1980. – 304 p.
13. Sokolovskij V.V. Plasticity theory. – M.: Higher school, 1969. – 608 p.
14. Suharev I.P. Strength of machine joints. – M.: Mechanical Engineering, 1977. – 168 p.
15. Shtaerman I.Ya. Contact problem of elasticity theory. – M.-L.: Gostekhizdat, 1949. – 270 p.
16. Kozhevnikov V.F. Tensile stress state with a filled hole // Scientific notes of TSAGI. 1979, vol. VII, no. 6, pp. 90-98.
17. Kozhevnikov V.F. Study of the stress state of abutting elements of a bolted (rivet) connection using the polarization-optical method // Mechanical Engineering. 1981, no. 6, pp. 90-96.
18. Timoshenko S. Theory of elasticity. – McGraw-Hill Book Company, Inc, New York-Toronto-London, 1951.
19. Bozhkova L.V., Panenkova T.P. On the contact interaction of a cylindrical shell and an elastic base // Proceedings of the VII All-Union Conference on the Theory of Shells and Plates. – M.: Science, 1970. – P. 88-92.
20. Klejn G.K. Calculation of pipes laid in the ground. – Edition 2, rev. and add. – M.: Gosstrojizdat, 1957. – 195 p.
21. Turchenko A. Features of calculating the characteristics of contact of a rigid sphere with an elastoplastic half-space // Proceedings of Bratsk State University. Series: natural and engineering sciences – development of regions of Siberia. 2012, vol. 1, pp. 177-183.
22. Drozd M.S., Matlin M.M., Sidyakin Yu.I. Engineering calculations of elastoplastic contact deformation. – M.: Mechanical Engineering, 1986. – 224 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Миронова Любовь Ивановна – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры	Mironova Lyubov' Ivanovna – doctor of technical sciences, professor, professor of Department
Колесник Олег Александрович – аспирант	Kolesnik Oleg Aleksandrovich – postgraduate student
Босак Даниил Борисович – аспирант	Bosak Daniil Borisovich – postgraduate student
mironova_lub@mail.ru	

Получена 14.08.2024