Научная статья
Original article
УДК 661.961.62

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЁТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

STRENGTH CALCULATION OF THE FLANGE CONNECTION

Вересов Даниил Константинович, студент четвёртого курса Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова по специальности «Прикладная механика» (190005, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д.1), тел. +7 911 884 16 14, dinja12122000@gmail.com

Чирков Иван Сергеевич, студент четвёртого курса Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова по специальности «Прикладная механика» (190005, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д.1), тел. +7 905 267 82 86, rfg.gef@yandex.ru

Расчупкина Татьяна Вячеславовна, ассистент кафедры Е7 «Механика деформируемого твердого тела» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д.1), тел +7 964 396 50 73, raschupkina_tv@voenmeh.ru

Daniil K. Veresov, fourth-year student of the Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, specialty "Applied Mechanics" (190005, St. Petersburg, 1st Krasnoarmeyskaya str., 1), tel. +7 911-884-16-14, dinja12122000@gmail.com

Ivan S. Chirkov, fourth-year student of the Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, specialty "Applied Mechanics" (190005, St. Petersburg, 1st Krasnoarmeyskaya str., 1), tel. +7-905-267-82-86, rfg.gef@yandex.ru

Tatiana V. Raschupkina, Assistant of the Department E7 "Mechanics of deformable solids" of the Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov

(190005, St. Petersburg, 1st Krasnoarmeyskaya str., 1), tel +7-964-396-50-73, raschupkina_tv@voenmeh.ru

Аннотация. В работе рассматривается напряженно-деформированное состояние фланцевого соединения, проводится сравнение аналитического расчёта и численного анализа.

Annotation. The article considers the stress-strain state of the flange connection, compares the analytical calculation and numerical analysis.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, фланцевое соединение, затяжка болтов, Ansys, сравнение результатов.

Keywords*:* stress-strain state, flange connection, bolt tightening, Ansys, comparison of results.

Постановка задачи

В данной работе проводится анализ численного и аналитического прочностных расчетов фланцевого соединения. Рассматривается стандартный фланец исполнения В ГОСТ 33259-2015, прокладка, согласно ГОСТ 52376-2005, шпильки по ГОСТ 22042-76, гаек ГОСТ 5915-70.

При изучении фланцевого соединения необходимо изучить НДС в местах предельно-допустимых значений напряжений. Для численного решения используется программный комплекс Ansys.

Фланцевое соединение целиком представляет собой сборку, состоящую из самого фланца, прокладки, крышки, 4 шпилек и 8 гаек. Для проведения численного анализа была построена модель данной конструкции в CAD-пакете SOLIDWORKS и в последствии перенесена в программный комплекс Ansys Mechanical APDL. Для уменьшения затрачиваемых ресурсов компьютера рассматривается не вся модель, а только её четверть, что позволяет существенно ускорить производимые вычисления и за счет уменьшения сетки достичь необходимой точности результатов.

Чертеж фланца представлен на рисунке 1, размеры фланца показаны в таблице 1, физико-механические свойства представлены в таблице 2.

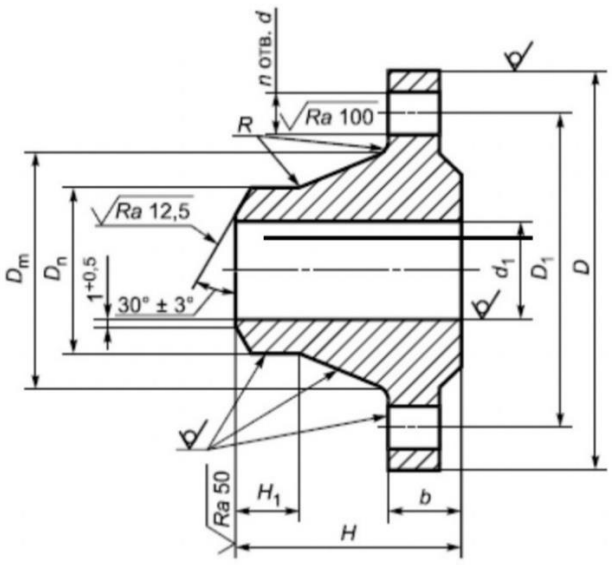

Рисунок 1 – Чертёж фланца

Таблица 1

Размеры фланца

D_m, мм	D_n, мм	d_1, мм	b, мм	H, мм	H_1, мм	D, мм	D_1, мм	d, мм	n	Номинальный диаметр болтов или шпилек
64	39	31	23	62	8	150	110	22	4	М20

Таблица 2

Физико-механические свойства материалов

Деталь	Материал	E, Па	μ	$\sigma_т$, МПа
Фланец	Ст20	$2.12 \cdot 10^{11}$	0.3	245
Гайки	Ст35	$2.06 \cdot 10^{11}$	0.3	315
Шпильки	Ст45	$2 \cdot 10^{11}$	0.3	460
Прокладка	СНП	$5 \cdot 10^{9}$	0.3	–

Аналитическое решение

Проводим аналитический расчёт фланцевого соединения по приведенным ниже формулам.

$D_{\text{ср}} = \frac{1}{2}(D_{\text{н}} + D_{\text{в}}) = 58$ мм – средний диаметр прокладки;

$b = \frac{1}{2}(D_{\text{н}} - D_{\text{в}}) = 8$ мм – ширина прокладки;

$Q_{\text{ср}} = p_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{ср}}^2 = 16{,}6$ кН – при нормальной эксплуатации;

$Q_{\text{ср}h} = p_h \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{ср}}^2 = 1.5p_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{ср}}^2 = 24{,}9$ кН – в режиме гидроиспытаний.

Для последующих расчетов зададим прокладочные коэффициенты, а также давление обжатия прокладки:

$q_{\text{обж}} = 50$ МПа – давление обжатия прокладки;

$m_p = 2.5, m_h = 1.5$ – прокладочные коэффициенты.

Усилия на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения:

$F_{pr} = \pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot b \cdot p_p \cdot m_p = 22{,}9$ кН – в режиме гидроиспытаний;

$F_{prh} = \pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot b \cdot p_h \cdot m_h = 20{,}6$ кН – при нормальной эксплуатации;

$F_{\text{з}} = 1.2 \cdot \left(Q_{\text{ср}} + F_{pr}\right) = 47{,}5$ кН ;

$F_{\text{з}h} = \left(Q_{\text{ср}h} + F_{prh}\right) = 45{,}6$ кН ;

$F_{\text{об}} = \pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot b \cdot q_{\text{обж}} = 72{,}8$ кН – усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке;

$F_{0w} = max\{F_{\text{з}}; F_{\text{з}h}; F_{\text{об}}\} = F_{\text{об}} = 72{,}8$ кН – усилие, приложенное к шпилькам.

Определим напряжения, возникающие в шпильках. Для этого, исходя из значения внутреннего диаметра резьбы $d3$, находим минимальную площадь поперечного сечения шпильки fшп:

$d_3 = 16{,}933$мм – внутренний диаметр резьбы в шпильке;

$f_{\text{шп}} = \frac{\pi d_3^2}{4} = 225{,}2$ мм^2 – минимальная площадь поперечного сечения шпильки;

$\sigma_{\text{шп}} = \frac{F_{0w}}{f_{\text{шп}} \cdot z} = 80{,}9$ МПа – нормальные напряжения в шпильке;

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{2} = 230$ МПа – допускаемые напряжения;

$80{,}9 < 230$ – условие прочности выполняется.

Определим также напряжения среза, возникающие в гайках и шпильках. Для этого зададим следующие их параметры:

$k_m = 0.7$ – коэффициент сопрягаемых материалов;

$k_{1ш} = 0.75$ – коэффициент неравномерности нагрузки шпильки;

$k_{1г} = 0.87$ – коэффициент неравномерности нагрузки гайки;

$H_{гайки} = m = 10.8$ мм – высота гайки;

$p = 1.75$ мм – шаг резьбы;

$L = H_{гайки} - 2p = 13$ мм – длина рабочей части гайки;

$d_{вн} = 17{,}294$ мм – внутренний диаметр шпильки;

$\tau_{ср.ш} = \frac{F_{0w}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot L \cdot k_m \cdot k_{lш} \cdot z} = 49{,}1$ МПа – напряжение среза в шпильке;

$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = 115$ МПа – допускаемые напряжения;

$\tau_{ср.г} = \frac{F_{0w}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot L \cdot k_m \cdot k_{lг} \cdot z} = 42{,}4$ МПа – напряжение среза в гайке.

$42{,}4 < 115$ – условие прочности выполняется.

Далее рассчитаем напряжения, возникающие во фланце. Для этого определим следующие необходимые параметры:

$l = \frac{D_1 - D_{ср}}{2} = 26$ мм – плечо до силы;

$M_{изг} = F_{0w} \cdot \frac{l}{z} = 1{,}9$ кН – изгибающий момент;

$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} = 95{,}4$ МПа – максимальные нормальные напряжения во фланце;

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1{,}5} = 163.33$ МПа – допускаемые напряжения;

$95{,}4 < 163.33$ - условие прочности выполняется.

Численное решение

Для проведения сравнения с аналитическими результатами воспользуемся программным комплекс Ansys. Задача является объемной с использованием

тетраэдальных конечных элементов. Поскольку рассматривается только четверть конструкции, то на «отсеченных» гранях необходимо задать условия симметрии, используя функцию B.C. Symmetric, а нижний торец шарнирно закрепить по оси y. Внутренняя часть конструкции нагружена давлением 6.3 МПа, а шпильки затянуты с силой 18220 Н. Граничные условия отражены на рисунке 2.

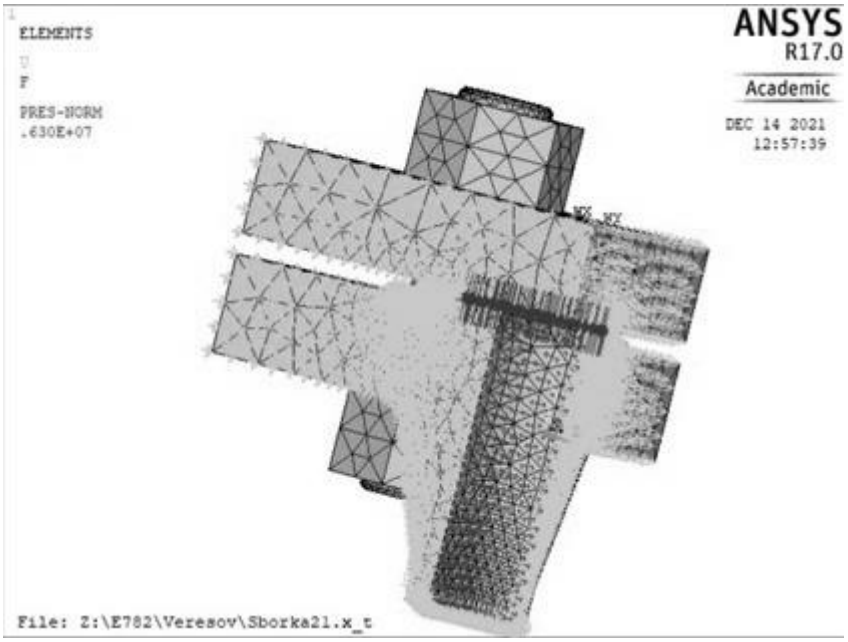

Рисунок 2 – Граничные условия

В данной задаче большое значение имеет задание контактных пар, а именно пар «фланец-прокладка» и «прокладка-крышка». Операция по созданию контактной пары выполняется при помощи следующих разделов: *Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Contact Pair.*

Построенная конечно-элементная модель состоит из тетраэдальных 10-ти узловых элементов SOLID 187. На рисунке 3 показана геометрия элемента SOLID 187. Модель состоит из 27105 элементов и 43680 узлов и показана на рисунке 4.

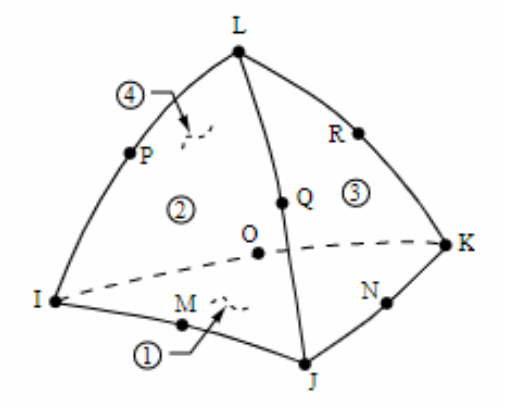

Рисунок 3 – Геометрия элемента SOLID 187

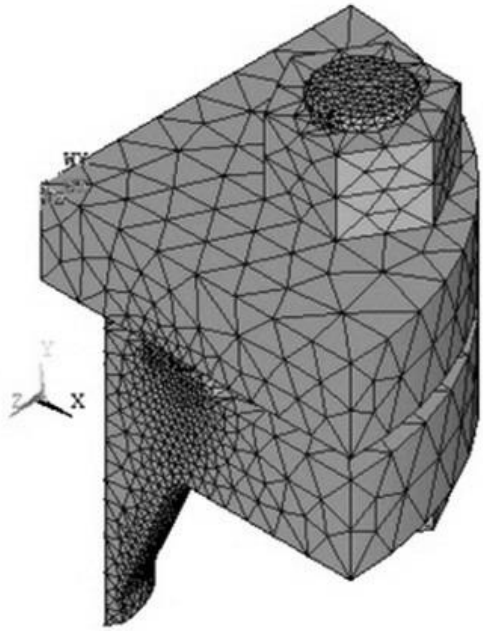

Рисунок 4 – Конечно-элементная модель фланцевого соединения

В результате статического расчета было получено распределение эквивалентных напряжений в фланцевом соединении. Средние напряжения, действующие в шпильке равны 82 МПа (рисунок 5). Средние эквивалентные напряжения, возникающие в фланце равны 106 МПа (рисунок 6).

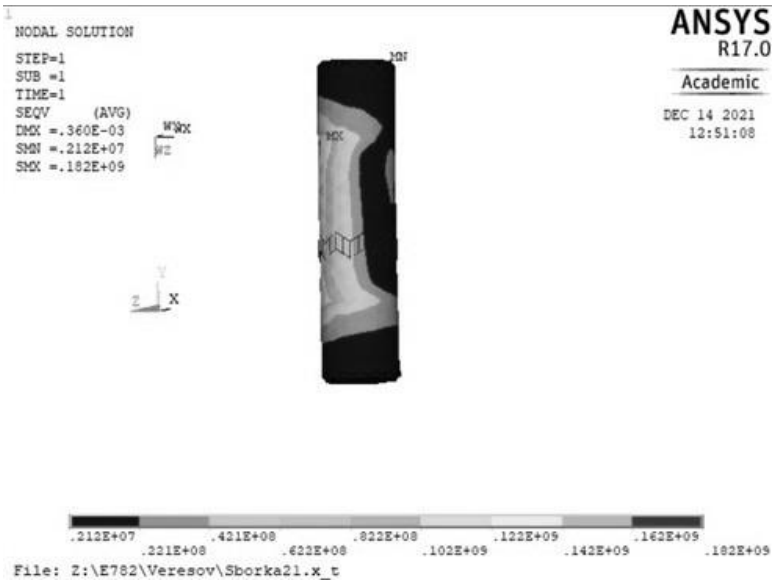

Рисунок 5 – Поле эквивалентных напряжений в шпильке

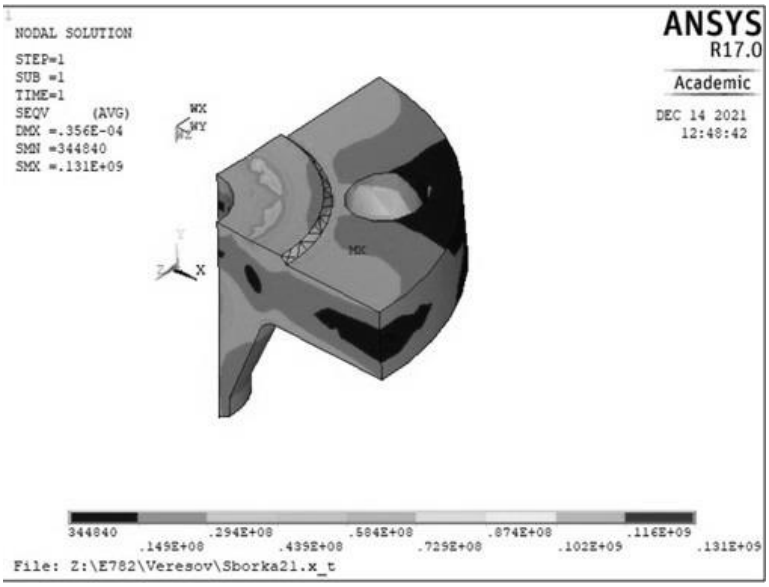

Рисунок 6 – Поле эквивалентных напряжений во фланце

Заключение

В таблице 3 представлены результаты аналитического и численного решений, а также сравнение их с допускаемыми напряжениями. Анализируя результаты, можно сделать вывод о том, что аналитическое и численное решения показывают близкие результаты, а также не превышают допускаемые напряжения.

Таблица 3

Результаты

	Аналитическое решение	Численное решение	Допускаемые напряжения
Фланец	95,43 МПа	87-106 МПа	163,33 МПа
Шпилька	80,91 МПа	62-82 МПа	230 МПа

Библиографический список

1. ГОСТ 7.32— 2017 СИБИД. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления, - Взамен ГОСТ 7.32-2001; введ. 2018-01-07. – Межгос. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации; Москва: Изд-во стандартов, 2018-24 с.
2. ГОСТ 33259-2015. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN 250. Конструкция, размеры и общие технические требования. Введ. 2016-04-01. – Межгос. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации; Москва: Изд-во стандартов, 2016-102 с.
3. ГОСТ Р 52376-2005. Прокладки спирально-навитые термостойкие. Типы. Основные размеры. Введ. 2006-01-01. – Нац. Москва; Изд-во стандартов, 2006-14с.
4. Санников В.А. Численное моделирование физических процессов в ограниченных средах: учебное пособие. / В.А. Санников. Балт. гос. техн. ун-т. -СПб., БГТУ, 2008-174с.
5. Павлов А. С. - Решение задач механики деформируемого твёрдого тела в программе ANSYS [Текст] : практикум [для вузов] / А. С. Павлов ; БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова. - Изд. 2-е, испр. и доп. - СПб. : [б. и.], 2020-33с.

Bibliographic list

1. GOST 7.32— 2017 SIBID. Report on research work. Structure and rules of registration, - Instead of GOST 7.32-2001; introduction. 2018-01-07. – Mezhgos.

Council for Standardization, Metrology and Certification; Moscow: Publishing House of Standards, 2018-24 p.

2. GOST 33259-2015. Flanges of fittings, connecting parts and pipelines for nominal pressure up to PN 250. Design, dimensions and general technical requirements. Introduction. 2016-04-01. – Mezhgos. Council for Standardization, Metrology and Certification; Moscow: Publishing House of Standards, 2016-102 p.
3. GOST R 52376-2005. Spiral-wound heat-resistant gaskets. Types. Basic dimensions. Introduction. 2006-01-01. – Nats. Moscow; Publishing House of Standards, 2006-14c.
4. Sannikov V.A. Numerical modeling of physical processes in confined environments: a textbook. / V.A. Sannikov. Baltic State Technical University un-T. -SPb., BSTU, 2008-174s.
5. Pavlov A. S. - Solving problems of deformable solid mechanics in the ANSYS program [Text] : practicum [for universities] / A. S. Pavlov ; BSTU "VOENMEH" named after D. F. Ustinov. - 2nd Ed., ispr. and dop. - SPb.: [B. I.], 2020-33s.

© Вересов Д.К., Чирков И.С., Расчупкина Т.В., 2022 Научно-образовательный журнал для студентов и преподавателей «StudNet» №7/2022

Для цитирования: Вересов Д.К., Чирков И.С., Расчупкина Т.В. Прочностной расчёт фланцевого соединения// Научно-образовательный журнал для студентов и преподавателей «StudNet» №7/2022