

НЕФТЕГАЗОВЫЕ

ТЕХНОЛОГИИ

www.ogt.ru

№12 Декабрь 2011

ООО «ЛЕННИИХИММАШ»
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

www.HSM.ru

www.HSM.ru

JACKY
12/21c

ДОПОЛНИТЕЛЬНО НА CD-ДИСКЕ:

ЦВЕТНАЯ ВЕРСИЯ ЖУРНАЛА

СЛАНЦЕВЫЙ ГАЗ

**ПРОЕКТ РАЗРАБОТКИ
МЕСТОРОЖДЕНИЯ КИНГФИШЕР.**

Приложение

**БУДЕТ ЛИ ПРИРОДНЫЙ ГАЗ
ЭНЕРГОРЕСУРСОМ АМЕРИКИ**

В 21 ВЕКЕ. Часть 2

**2010 – ЕЩЕ ОДИН РЕКОРДНЫЙ ГОД
ДЛЯ PROCESS**

Инжиниринговой компании «ГК «ЛЕННИИХИММАШ» исполняется 80 лет!

На сегодняшний день это многопрофильное предприятие, осуществляющее исследование, проектирование, изготовление, поставку оборудования и управление строительными-монтажными работами технологических комплексов



ЛЕННИИХИММАШ

ООО «ГК «ЛЕННИИХИММАШ»
«Group of companies LENNIICHIMMASH» LLC

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ УЗЛА ТЕРМОКОМПЕНСАЦИИ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЦИЛИНДРА МНОГОРЯДНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА И БУФЕРНОЙ ЕМКОСТИ С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Бессонный Е. А., Машковцев П. Д., Колеснев Д. П., Михайлов А. В.

При эксплуатации трубопроводной обвязки в составе поршневых компрессоров достаточно остро стоит проблема обеспечения прочности и герметичности фланцевого соединения емкости и цилиндра компрессора. Одним из современных способов решения данной проблемы является использование во фланцевом соединении комплекса спирально навитых прокладок (СНП) в совокупности с дистанционным элементом, толщина которого определяется расчетным путем. Применение математического моделирования при современном уровне развития вычислительной техники может решить данную проблему.

При эксплуатации трубопроводной обвязки в составе поршневых компрессоров на линиях нагнетания, где температура рабочего тела может достигать 160 °С в совокупности с высоким уровнем динамических нагрузок от пульсирующего потока, достаточно остро стоит проблема обеспечения прочности и герметичности фланцевого соединения емкости и цилиндра компрессора.

При нагреве емкости до рабочей температуры происходит ее расширение, в результате нагрузки приходятся на штуцера емкости и приемные фланцы компрессора.

Стандартным способом решения данной проблемы является удлинение штуцеров емкости (увеличение их податливости) для снятия повы-

шенного уровня напряжений в элементах штуцера и крепежа, а также обеспечение герметичности фланцевого соединения.

Однако данное решение проблемы имеет ряд следующих недостатков;

- увеличение габаритов установки в целом, так как надо опустить емкость на требуемую длину штуцера, либо гнуть штуцер и устанавливать емкость сбоку машины;
- снижение собственной механической частоты штуцера;
- снижение собственной акустической частоты штуцера.

Если устранение первого недостатка отражается только на строительных решениях и требует допол-

нительного места в машинном зале, то второй и третий влияют непосредственно на надежность и работоспособность установки в целом, так как увеличение количества собственных частот и их высших гармоник повышает шанс попадания конструкции в акустический или механический резонанс. По этой причине для повышения надежности работы установки и уменьшения ее габаритов следует изготавливать штуцера емкости как можно короче, не снижая при этом запас прочности самого штуцера и элементов фланцевого соединения.

Другим более современным способом решения данной проблемы является использование во фланцевом соединении комплекса спирально навитых прокладок (СНП) в совокупности

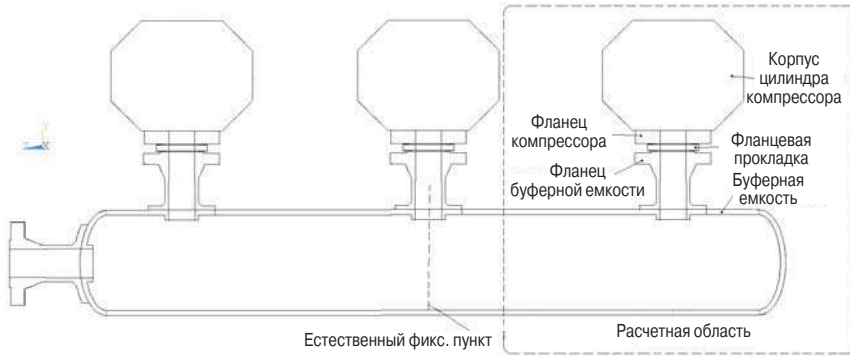
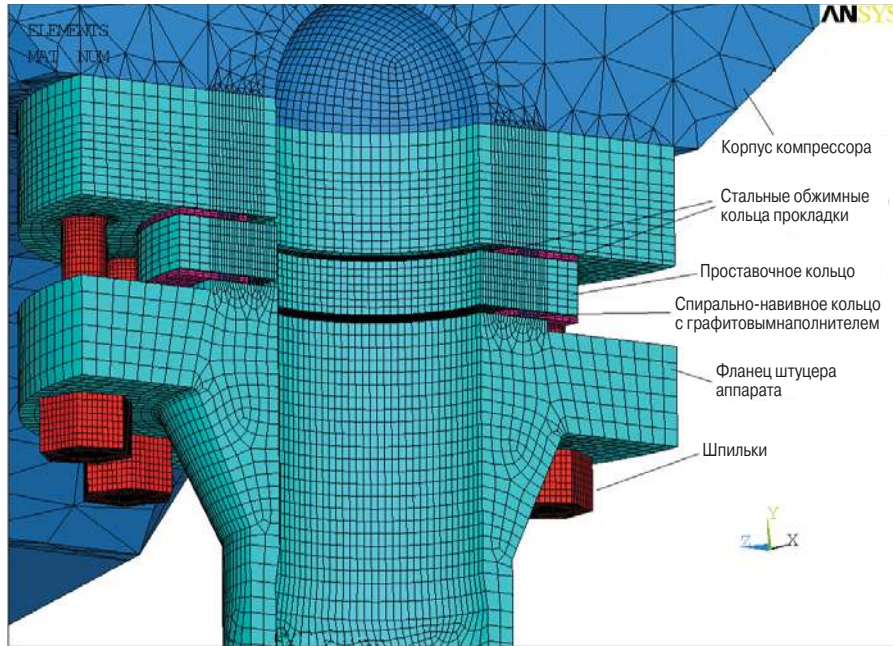
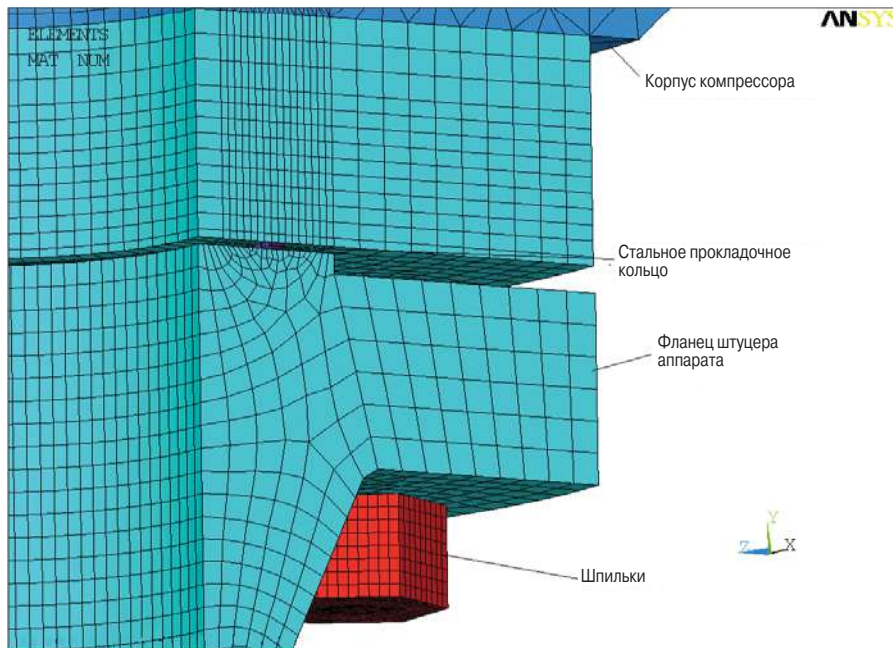


Рис. 1. Схема расположения фланцевого соединения



Модель с комплексом СНП



Модель со стальной жесткой прокладкой

Рис. 2. Модели фланцевых соединения с двумя типами прокладок

ти с дистанционным элементом (проставочное кольцо), толщина которого определяется расчетным путем.

СНП в отличие от обычных фланцевых прокладок имеют остаточную упругость и компенсируют возникающий зазор при перепадах температуры и давления рабочей среды или при вибрации трубопровода.

Проведем сравнение фланцевых соединений на примере соединения между компрессором и буферной емкостью нагнетания (рис. 1). Одно из соединений будет выполнено с комплексом СНП, другое – со стальной жесткой прокладкой. Корпус цилиндра компрессора с фланцем неподвижен, а буферная емкость постепенно расширяется по мере нагрева до рабочей температуры. Наибольшая величина расширения будет наблюдаться в осевом направлении емкости. При этом расширение начинается от среднего штуцера емкости к краям. Такой случай работы фланцевого соединения наиболее сложный.

Создадим трехмерные модели фланцевого соединения с комплексом СНП и фланцевого соединения с обычной жесткой прокладкой и проведем анализ эффективности и оценку надежности этих соединений.

Расчетные модели фланцевого соединения с комплексом спирально навитых прокладок и со стальной жесткой прокладкой приведены на рис. 2.

Рассматривая вариант со стальной прокладкой, можно отметить, что рекомендуемое давление обжатия по стальной прокладке достигает 25 – 30 кгс/мм². Для обеспечения приемлемых значений величины усилия затяжки фланцевого соединения ширина прокладки мала. Прокладка обжимается между контактными поверхностями фланцев и, по условиям обеспечения герметичности, должна оставаться неподвижной в процессе работы вместе с рабочей поверхностью фланца. В итоге, при расширении емкости штуцер работает на изгиб.

При применении спирально навитой прокладки рекомендуемое давление обжатия достигает всего 5 – 6 кгс/см². Прокладка выполняется значительно шире (более чем в три раза) жесткой стальной прокладкой, что благоприятно сказывается на герметичности соединения. Коэффициент трения материала

прокладки по контактной поверхности фланца лежит в диапазоне 0,04 – 0,06. В дополнение к упругим свойствам прокладки это позволяет штуцеру емкости вместе с фланцем совершать плоско-параллельное перемещение под воздействием температурного расширения аппарата относительно фланца компрессора без разгерметизации стыка.

В основу работы соединения заложено правило «жесткий фланец – податливая шпилька». Именно увеличение податливости шпилек соединения, утолщение стенки штуцера и блина фланца позволяет достичь приведенного эффекта.

Как известно, податливость шпильки определяется из следующего соотношения:

$$\lambda_o = \frac{l_o}{E_o F_o}$$

где: l_o – длина шпильки, м; F_o – площадь поперечного сечения шпильки, м²; E_o – модуль упругости материала шпильки, Па.

Увеличение податливости шпильки достигается с помощью увеличения ее рабочей длины, что становится возможным с помощью установленного дистанционного кольца требуемой толщины, а также с помощью уменьшения площади поперечного сечения шпильки, в частности, при применении шпилек с переменной площадью поперечного сечения (фигурная шпилька). Приведенная особенность фигурных шпилек позволяет им работать на изгиб, не контактируя со стенками отверстий в блине фланца. Податливые шпильки создают меньшее усилие сопротивления перемещению блина фланца со штуцером и, следовательно, снижается уровень напряжений в основных зонах концентрации:

- зоне врезки штуцера в емкость;
- сварном шве штуцера и фланца.

Следует отметить, что данная схема не могла бы быть реализована без применения СНП, которые за счет особенности конструкции обеспечивают плоско-параллельное смещение фланца емкости относительно фланца компрессора без разгерметизации стыка.

С учетом того, что усилие обжатия СНП в 4 – 5 раз ниже, чем у жестких прокладок, как упоминалось ранее, при затяжке крепеж

испытывает меньшие нагрузки, что особенно важно при рабочем состоянии, когда происходит его деформация. В рассматриваемой модели с комплексом СНП прокладка имеет внутреннее и наружное стальные ограничительные кольца.

Данные по давлениям обжатия прокладок представлены в табл. 1.

После проведенного анализа результатов расчетов моделей при применении жесткой прокладки, штуцер был выполнен на 600 мм длиннее по сравнению со случаем применения СНП. Это требование должно выполняться для обеспечения запаса прочности штуцера и емкости.

Важным моментом при проектировании фланцевого соединения является правильное определение усилия затяжки на крепеже фланцевого соединения. Недостаточная величина затяжки может привести к нарушению герметичности соединения вследствие раскрытия стыка между поверхностями прокладки и фланца. Избыточное усилие может повредить прокладку, пережать ее, излишне нагрузить крепеж и привести к раскрытию соединения от воздействия теплового расширения трубопроводной системы и аппарата на штуцер в процессе работы. Стандартные методики учитывают лишь усилие от внутреннего давления трубопровода и температурное расширение крепежа, но не учи-

Таблица 1. Давления обжатия по прокладкам

Прокладка	Минимально допустимое давление на прокладку, кгс/мм ²	Рекомендуемое давления обжатия прокладки, кгс/мм ²	Допускаемое давление на прокладку прокладки, кгс/мм ²
Стальная прокладка	8–10	25–30	35–40
СНП	2–3	5–6	10–12

Таблица 2. Основные расчетные данные

Расчетные данные	При использовании стальной прокладки	При использовании спирально-навитой прокладки
Материал корпуса компрессора, фланца, аппарата	09Г2С	09Г2С
Материал шпилек	30 х МА	30 х МА
Материал прокладки	Сталь 20	Терморасширенный графит
Расчетное давление, атм.	110	110
Расчетная температура, °С	107	107
Усилие затяжки фланцевого соединения, Т	98,9	70,2
Параметры штуцера, мм	168 х 16	168 х 16
Длина штуцера, мм	885	285
Ширина контактной поверхности прокладки, мм	5	13
Толщина прокладки, мм	2	4,5

тывают действие температурного расширения присоединяемого трубопровода или аппарата, а также другие внешние силы, воздействующие на фланцевое соединение. Применение математического моделирования при современном уровне развития вычислительной техники может решить данную проблему.

Задача моделирования работы фланцевого соединения решалась с применением метода конечных элементов (МКЭ) в программном комплексе Ansys. На первом этапе по методике, изложенной в [1], рассчитывается величина затяжки шпилек. Далее, в трехмерной модели используется полученное значение величины затяжки как граничное условие. По результатам расчетов корректируется усилие затяжки, и, если необходимо, производится повторный расчет.

Для модели фланца, корпуса компрессора, буферной емкости и шпильки использовался элемент Solid 45. В обоих случаях прокладка подвергалась повышенным деформациям, и модель прокладки разбивалась на элементы Visco 107. В модели созданы контактные пары:

- между рабочими поверхностями фланца и поверхностью прокладок;
- между торцевыми поверхностями шпилек и обратной поверхностью блина фланца.

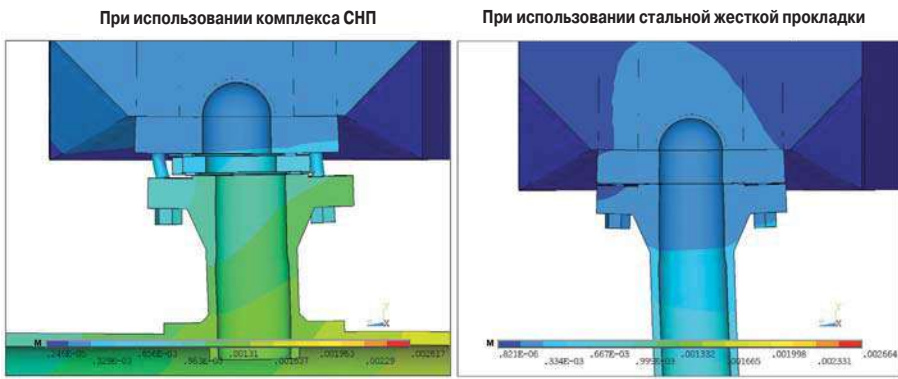


Рис. 3. Деформация штуцеров при использовании различных прокладок

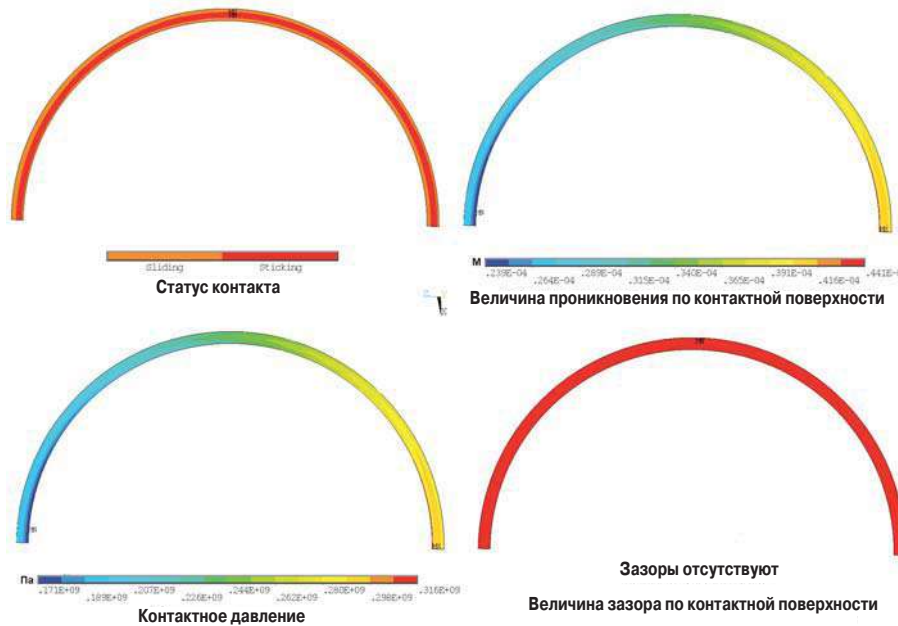


Рис. 4. Результаты расчетов по контактной поверхности стальной жесткой прокладки

По элементам шпилек задан за-тяг с усилиями, указанными в табл. 2, и с остальными расчетными параметрами.

Рассмотрим результаты расчетов соединений с СНП и с жесткой металлической прокладкой.

На рис. 3 наглядно показано различие в характере деформации соединения при использовании СНП и стальной жесткой прокладки. Как описывалось выше, в математической модели при использовании комплекса СНП фланец штуцера перемещается перпендикулярно оси фланцевого соединения по направлению расширения емкости, при этом шпильки соединения работают на изгиб. В то время как при использовании стальной жесткой прокладки, происходит изгиб штуцера, сам фланец остается полностью неподвижным.

На рис. 4, 5 приведены результаты, в соответствии с которыми оценивается герметичность соединения:

- статус контакта (проникновение, скольжение, зазор);
- величина проникновения по контактной поверхности;
- давление по контактной поверхности;
- величина зазора на контактной поверхности.

Можно видеть, что жесткая прокладка находится в неподвижном состоянии, и штуцер работает на изгиб. Именно это условие, как было сказано выше, приводит к тому, что штуцер буферной емкости приходится удлинять с целью снижения уровня действующих напряжений.

При использовании как СНП, так и жесткой металлической прокладки заметно их неравномерное нагружение, так как даже при использовании СНП происходит небольшой поворот штуцера относительно его центральной оси. Согласно рис. 4 и 5, при повороте штуцера левая сторона прокладки становится разгруженной,

а правая сторона прокладки нагруженной, и, таким образом, левая сторона прокладки обжимается меньше правой. Контактное давление по левой стороне прокладки (как СНП, так и жесткой прокладки) не выходит за диапазон минимально допустимого давления обжатия прокладок. По правой стороне, где контактное давление возрастает за счет поворота штуцера, его значения не превышают максимально допустимые. Величина проникновения по поверхности контакта в случае использования стальной прокладки больше, чем при использовании СНП, что обеспечивает закусывание прокладки. Зазоры наблюдаются только в небольшой граничной зоне, что не нарушает герметичность стыка.

На рис. 6 показано распределение контактного давления по ширине прокладки на левой стороне соединения. Как заметно из характера распределения контактного давления, по ширине СНП оно является более равномерным.

Из рис. 7 наглядно видно по деформациям шпилек различие в нагружении соединения. Под воздействием движения фланца аппарата относительно фланца компрессора шпильки в случае применения СНП испытывают напряжения выше, но значения напряжений в обоих случаях не превышают допустимые для материала крепежа.

На основании расчетов можно сделать следующие выводы.

- Использование СНП позволяет снизить уровень напряжений в основных зонах концентрации емкости и штуцера, повысить надежность соединения, снизить габариты аппаратов, а также скомпенсировать значительные температурные расширения аппарата без каких-либо изменений его конструкции.
- При использовании фланцевых соединений в условиях повышенных температур прокладка нагружается неравномерно за счет небольшого поворота штуцера относительно его центральной оси, при этом могут возникать значительные усилия, учесть которые стандартными методами практически невозможно.
- Применение МКЭ при моделировании работы фланцевого соединения позволяет оценить герметичность прокладки по всей ширине с учетом всех действующих сил при необходимости скорректировать

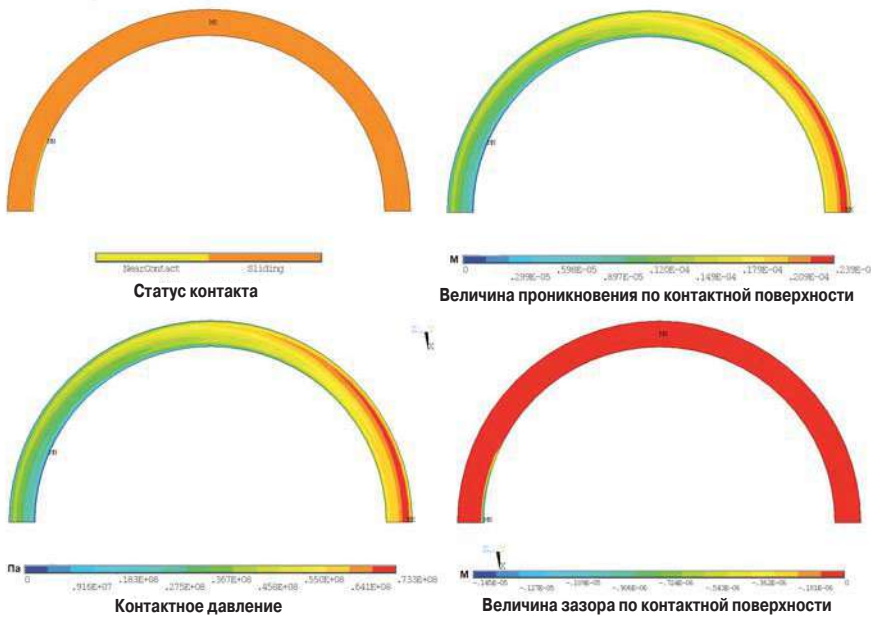


Рис. 5. Результаты расчета по контактной поверхности СНП

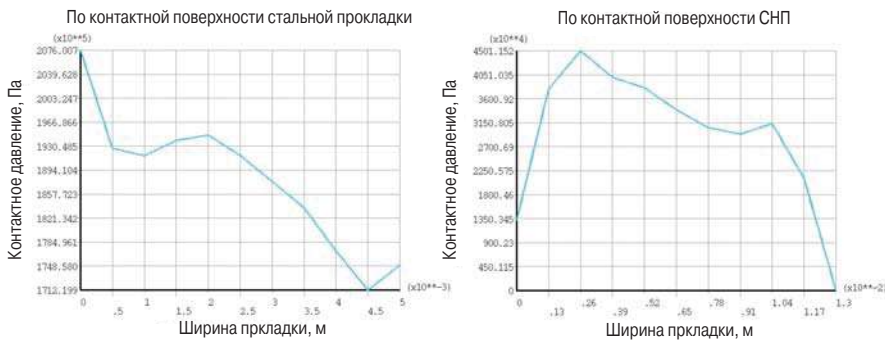


Рис. 6. Распределение контактного давления по ширине прокладок на левой стороне соединения

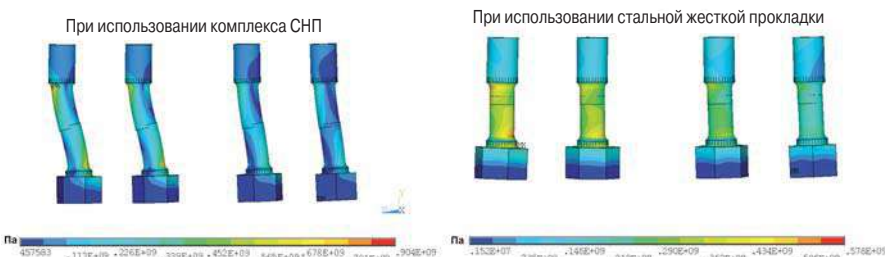


Рис. 7. Деформация шпилек при использовании двух типов прокладок

усилие затяжки с целью повышения надежности данного соединения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич, Расчет на прочность деталей машин. М. Машиностроение, 1979



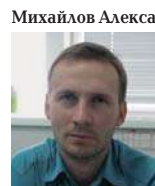
Бессонов Евгений Анатольевич, кандидат технических наук, генеральный директор «ГК «ЛЕННИИХИММАШ» (г. Санкт-Петербург). Работал в научно-техническом центре нефтегазового оборудования и установок компании «ЛЕННИИХИММАШ», руководил выполнением инженерных проектов, включая разработку уникального оборудования для заводов «Бисфенол-А» и «Поликарбонаты» для ОАО «Казаньоргсинтез», установки по получению пропан-бутановой смеси производительностью 3 млрд м³/год для ОАО «Сургутнефтегаз», установку по переработке попутного нефтяного газа мощностью 2 млрд м³/год газа для ОАО «СИБУРТЮМЕНЬГАЗ». Руководил работами по развитию новых направлений: созданию производства получения поликристаллического кремния для компании «Нитол» в ООО «Усолъе-Сибирский Силикон», по производству высококачественных мембранных предохранительных устройств. Имеет более 15 научных трудов и 2 изобретения. За плодотворную работу Бессоновый Е.А. награжден медалью «В память 300-летия Санкт-Петербурга».



Машковцев Павел Дмитриевич, директор по проектированию компании «ГК «ЛЕННИИХИММАШ». Окончил Московский авиационный институт им. С. Орджоникидзе по специальности «Динамика полета и управление». С 1996 г. работает в сфере химического машиностроения. Прошел путь от ведущего инженера до директора по проектированию в инженеринговой компании «ГК «ЛЕННИИХИММАШ». Руководит выполнением комплексных проектов и разработкой инновационных технологий в сфере переработки природного газа для крупнейших предприятий нефтегазовой отрасли.



Колеснев Дмитрий, инженер-конструктор монтажного отдела компании «ЛЕННИИХИММАШ». Специализируется в области трубопроводных коммуникаций и оборудования газовых промышленных объектов. По образованию специалист в области холодильной, криогенной техники и кондиционирования, аспирант Санкт-Петербургского Государственного Университета Низкотемпературных и Пищевых Технологий. Автор трех опубликованных научно-технических статей.



Михайлов Александр Викторович, ведущий инженер, заведующий расчетным сектором компании «ЛЕННИИХИММАШ». Закончил Санкт-Петербургский Институт Машиностроения по специальности «Турбостроение». Специализируется в области прочностных, акустических и гидравлических расчетов технологического оборудования для нефтехимической промышленности. Автор трех опубликованных научно-технических статей.

Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт химического машиностроения



ЛЕННИИХИММАШ
В индустрии с 1931 г.

Проектирование. Комплектация.
Строительно-монтажные и пусконаладочные работы.
Разработка и изготовление нестандартизованного оборудования для химической, нефтехимической, газо- и нефтеперерабатывающей промышленности.
Экспертиза промышленной безопасности. Сертификация.

ул. Уральская, 19, литер Д, корп. 5
Санкт-Петербург, 199155
www.niihimash.ru

Тел. (812) 327 7960
Факс (812) 327 7692
E-mail: office@niihimash.com

Chemical engineering research and design institute



LENNIICHIMMASH Ltd.
In the Industry since 1931

Engineering. Complete supply. Construction and erection, commissioning works. Development and manufacturing of nonstandard equipment for chemical, petrochemical, gas and oil refining industry.
Industrial safety expert appraisal. Certification.

19, ul. Uralskaya, Letter D, Building 5
St.Petersburg, 199155, Russia
www.niihimash.com

Phone +7 (812) 327 7960
Fax +7 (812) 327 7692
E-mail: office@niihimash.com