

На правах рукописи

БЕЛОБОРОДОВ Анатолий Владимирович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗАПОРНОЙ
АРМАТУРЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ

Специальность 25.00.19 – "Строительство и эксплуатация
нефтегазопроводов, баз и хранилищ"

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Тюмень – 2005

Работа выполнена на кафедре "Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности"

Тюменского государственного нефтегазового университета.

Научный руководитель: заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор
В.Н. Сызранцев

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
А.А. Тарасенко
кандидат технических наук, доцент
В.Л. Папировский

Ведущее предприятие: ООО ТюменНИИГипрогаз

Защита диссертации состоится " ____ " _____ 2005 года в ____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.273.02 Тюменского государственного нефтегазового университета по адресу: г.Тюмень, ул. Володарского, 38.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Тюменского государственного нефтегазового университета.

Автореферат разослан " ____ " _____ 2005 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета
д.т.н., профессор

С.И. Челомбитко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Для надзора за надежной и безопасной эксплуатацией технологических трубопроводов в соответствии с требованиями ПБ-03-585-03 (Правила устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов) проводятся ревизии, в том числе ревизии и ремонт установленной трубопроводной арматуры. Сводные данные по ремонтному фонду запорной трубопроводной арматуры на предприятиях нефтегазовой отрасли, представленные на 2-ом межотраслевом семинаре "Прочность и надежность нефтегазового оборудования", приведены в таблице 1.

Таблица 1

Сводные данные по ремонтному фонду запорной трубопроводной арматуры

Условный проход DN, мм	Кол-во, шт	Кол-во арматуры, требующей ремонта, шт/год	Кол-во арматуры, ремонтируемой своими силами, шт/год	Кол-во арматуры, ремонтируемой сторонними предприятиями, шт/год
до 50	106891	15051	14262	112
50-150	743743	33436	18176	6678
200-400	31403	5713	2967	1106
500-600	2402	665	272	278
800-1200	2026	393	192	103

Более 95% эксплуатируемой запорной трубопроводной арматуры составляет арматура с условным проходом $DN \leq 150$ мм, объем ремонтного фонда которой в среднем составляет около 6%. Разница между количествами арматуры, требующей ремонта и ремонтируемой своими и сторонними силами, представляет собой неремонтопригодные изделия. Средняя доля неремонтопригодных изделий в ремонтном фонде арматуры данных условных проходов приближается к 20%. При этом в диапазоне условных проходов от 50 до 150 мм (более 83% эксплуатируемой арматуры) доля

неремонтопригодных изделий составляет более 25%. К основным дефектам, выявляемым при проведении ревизий запорной арматуры, относятся:

- отсутствие герметичности в затворе арматуры;
- протечки, связанные с наличием пор или трещин в материале корпусных деталей арматуры;
- отсутствие герметичности фланцевых и сальниковых уплотнений, связанное с применением несоответствующих условиям эксплуатации материалов.

Отсутствие герметичности в затворе арматуры является причиной более 80% отказов трубопроводной арматуры, которые приводят к нарушению нормального режима функционирования оборудования или к аварийным ситуациям, последствиями которых могут быть экономические потери, повреждение оборудования, загрязнение окружающей среды и т.д. Потеря герметичности в затворе может являться следствием:

- конструктивных недостатков арматуры, проявляющихся в нарушении взаимного расположения уплотнительных поверхностей затвора вследствие недостаточной жесткости корпусных деталей;
- качества изготовления уплотнительных поверхностей деталей затвора и их сборки;
- абразивного или коррозионного повреждения деталей затвора;
- других причин.

На этапе проектирования трубопроводной арматуры можно спрогнозировать вероятность нарушения герметичности затвора вследствие деформаций уплотнительных поверхностей его деталей. В связи с этим актуальным является разработка методики расчета на прочность и жесткость деталей, позволяющей оценить деформации уплотнительных поверхностей затвора запорной арматуры.

Цель работы: Разработать методику проектирования запорной арматуры с использованием численных методов, позволяющую выполнять оценку герметичности затвора с учетом нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации.

Для достижения поставленной цели в диссертации были

сформулированы следующие задачи:

1. Исследовать влияние изменения напряженно-деформированного состояния корпусных деталей трубопроводной арматуры на герметичность затвора.
2. Предложить и обосновать расчетные схемы для проведения анализа напряженно-деформированного состояния корпусных деталей методом конечных элементов, позволяющие учитывать при проектировании деформации уплотнительных поверхностей затвора запорной арматуры.
3. Оценить влияние совместного деформирования деталей клиновых задвижек с учетом нагрузок, возникающих в процессе ее сборки, на герметичность затвора.
4. Установить степень влияния на возникновение деформаций уплотнительных поверхностей, приводящих к потере герметичности затвора клиновых задвижек, нагрузок, возникающих в процессе их эксплуатации на технологических трубопроводах.
5. Разработать рекомендации по оптимизации конструкций клиновых задвижек на основании расчетов, выполненных по предложенной методике расчета на прочность и жесткость с учетом требований по герметичности затвора.

Методы исследования. При выполнении работы использовались аналитические методы строительной механики, метод конечных элементов, методы расчета на прочность и жесткость деталей машин и трубопроводной арматуры, методы математической статистики и оптимизации.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Установлена корреляционная зависимость между величиной деформаций корпусных деталей запорной трубопроводной арматуры и выполнением условия герметичности затвора;
2. Предложены методы оценки прочности и жесткости конструкций деталей запорной трубопроводной арматуры, позволяющие при проектировании учитывать взаимное деформирование деталей и различные виды нагрузок, возникающие в процессе эксплуатации;
3. Разработаны расчетные схемы для оценки прочности и жесткости

корпусных деталей клиновых задвижек, позволяющие определить деформации деталей уплотнительных поверхностей затвора и оценить вероятность нарушения герметичности затвора.

Практическая ценность диссертации.

1. Внедрение предложенной методики в процесс проектирования запорной трубопроводной арматуры позволило более точно оценить прочность и жесткость создаваемой конструкции, определить деформации деталей затвора и уменьшить число отказов арматуры по причине нарушения герметичности затвора.
2. Предложенные рекомендации по оптимизации использованы при разработке новых клиновых задвижек КЗ13010-100, КЗ13010-300, обладающих максимальной прочностью и жесткостью при минимальных массогабаритных показателях.

Реализация работы. Разработанные в диссертации методики и полученные результаты легли в основу процесса проектирования клиновых задвижек КЗ13010-100, КЗ13010-300, КЗ13010-400 и поворотного затвора КЗ99002-200 Курганского завода трубопроводной арматуры "ИКАР".

На защиту выносятся:

1. Метод оценки нарушений герметичности затвора трубопроводной арматуры вследствие деформаций уплотнительных поверхностей на основе результатов расчета напряженно-деформированного состояния деталей.
2. Методика расчета на прочность и жесткость деталей запорной трубопроводной арматуры с использованием метода конечных элементов.
3. Расчетные схемы для проведения анализа напряженно-деформированного состояния корпусных деталей, с учетом нагрузок, не рассматриваемых при использовании традиционных методов проектирования.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались: на III научно-технической конференции "Автоматизация и прогрессивные технологии" (г.Новоуральск, 2002г.), научно-технической конференции, посвященной 90-летию со дня рождения В.И. Муравленко "Нефть и газ: проблемы недропользования, добычи и транспортировки"

(г.Тюмень, 2002г.), национальной конференции с международным участием "Инженерная механика 2003" (Чехия, г.Свратка, 2003г.), международной научно-технической конференции "Проблемы развития ТЭК Западной Сибири на современном этапе" (г. Тюмень, 2003г.), всероссийской учебно-практической конференции "Применение программного комплекса ANSYS в решении инженерных задач" (г.Уфа, 2004г.), совещании руководителей и главных специалистов Научно-промышленной ассоциации арматуростроителей "Роль стандартизации, сертификации и метрологии в повышении качества производства и ремонта трубопроводной арматуры" (г.Курган, 2004г.), XI международной научно-технической конференции "trans & MOTAUTO'04" (Болгария, г.Пловдив, 2004г.), II российской межвузовской научно-технической конференции "Компьютерный инженерный анализ" (г. Екатеринбург, 2005г.).

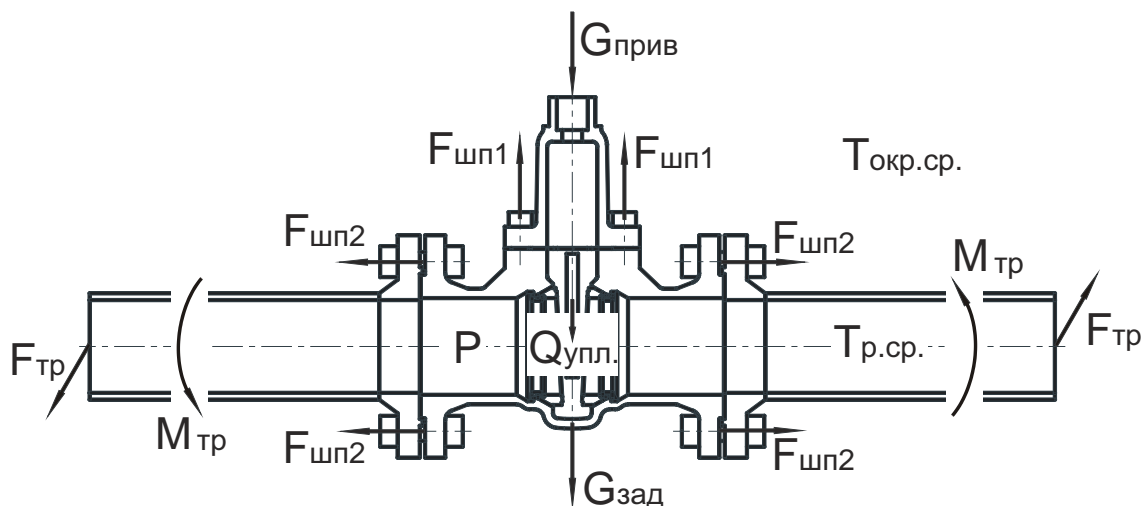
Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов основного текста, выводов, списка использованных источников, содержащего 65 наименований. Материал работы изложен на 148 страницах машинописного текста, содержит 91 рисунок, 30 таблиц и приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполненного исследования. Дана краткая характеристика состояния проблемы, поставлены цель и задачи исследования, сформулированы научная новизна и практическая значимость работы, положения, которые выносятся на защиту.

Первый раздел посвящен анализу причин возникновения в корпусных деталях запорной трубопроводной арматуры деформаций, приводящих к нарушению герметичности запорного узла. Трубопроводная арматура в процессе эксплуатации воспринимает целый ряд нагрузок, которые не учитываются при проведении традиционных расчетов на прочность и жесткость (рис.1.) Из нагрузок, приведенных на рис.1, при проведении расчетов учитывается только давление рабочей среды (P , МПа) и усилие, обеспечивающие герметичность ($Q_{упл.}$, Н).



P - давление рабочей среды ($0 \dots P_{пр}$, МПа); $G_{зад}$ - вес задвижки, Н;
 $G_{прив}$ - вес электропривода, Н; $F_{шп1}$, $F_{шп2}$ - усилия затяжки шпилек
 фланцевого соединения, Н $Q_{упл.}$ - усилие, обеспечивающее
 герметичность в положении "закрыто", Н; $T_{окр.ср.}$ - температура
 окружающей среды, °С; $T_{р.ср.}$ - температура рабочей среды, °С;
 $F_{тр}$ - силы, возникающие в результате несоосности фланцев
 трубопровода, Н; $M_{тр}$ - изгибающий момент трубопровода, Нмм

Рис.1. Нагрузки, воспринимаемые запорной трубопроводной арматурой в процессе эксплуатации

В разделе изложены основные предположения, на которых базируются аналитические методы оценки прочности и жесткости, выявлены ограничения и определены условия их применимости. Выполненный анализ существующих методов оценки прочности и жесткости корпусных деталей трубопроводной арматуры, а также определения их напряженно-деформированного состояния показал, что данные методы расчета не позволяют получить информацию о распределении напряжений и деформаций в деталях арматуры. Таким образом, отсутствие данных о деформированном состоянии деталей арматуры не позволяет провести оценку нарушений взаимного расположения уплотнительных поверхностей деталей затвора и подтвердить выполнение условия герметичности:

$$[q] \geq q \geq \frac{0,1 \cdot m \cdot (c + 10 \cdot k \cdot P)}{\sqrt{0,1 \cdot b}}, \quad (1)$$

где $[q]$ – допускаемое давление на уплотнительной поверхности, МПа; q – действующее давление на уплотнительной поверхности, МПа; b – ширина уплотнения, мм; c , m , k – коэффициенты, зависящие от материала уплотнительных поверхностей.

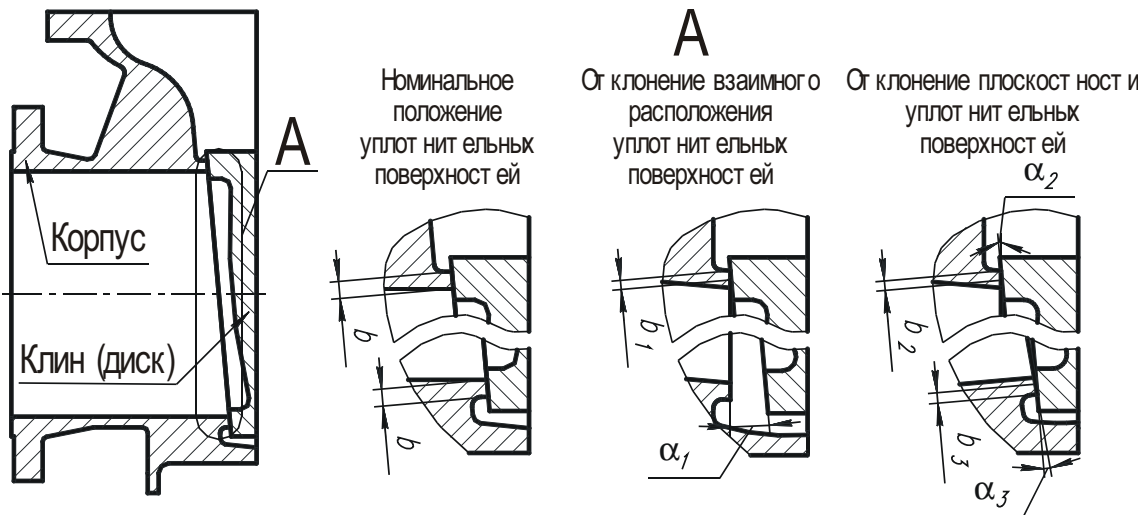


Рис.2. Уплотнительные поверхности клиновой задвижки и основные виды нарушений их взаимного расположения (показаны условно)

Однако, вследствие деформаций уплотнительных поверхностей затвора, показанных на рис.2, изменяется ширина площадки контакта (b , b_1 , b_2 , b_3), что приводит к необходимости увеличения давления q на уплотнительной поверхности для обеспечения герметичности в процессе эксплуатации, или происходит локальная потеря контакта (отклонение взаимного расположения уплотнительных поверхностей на угол α_1). Исходя из этого, определены критерии оценки прочности и жесткости деталей арматуры, необходимые для выполнения условия герметичности затвора. Изложены основные положения метода конечных элементов. Проведена верификация метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ANSYS, с аналитическим решением классического тестового примера.

Второй раздел посвящен анализу НДС методом конечных элементов и исследованию влияния деформаций корпусных деталей трубопроводной арматуры на герметичность запорного узла. На основе анализа условий эксплуатации запорной арматуры предложены и обоснованы расчетные схемы для проведения анализа напряженно-деформированного состояния корпусных деталей клиновых задвижек при нагружении давлением рабочей среды методом конечных элементов (рис.3.) Расчетные схемы включают следующие виды нагрузок (рис.3): условия симметрии на поверхностях, полученных в результате сечения детали плоскостями симметрии (на

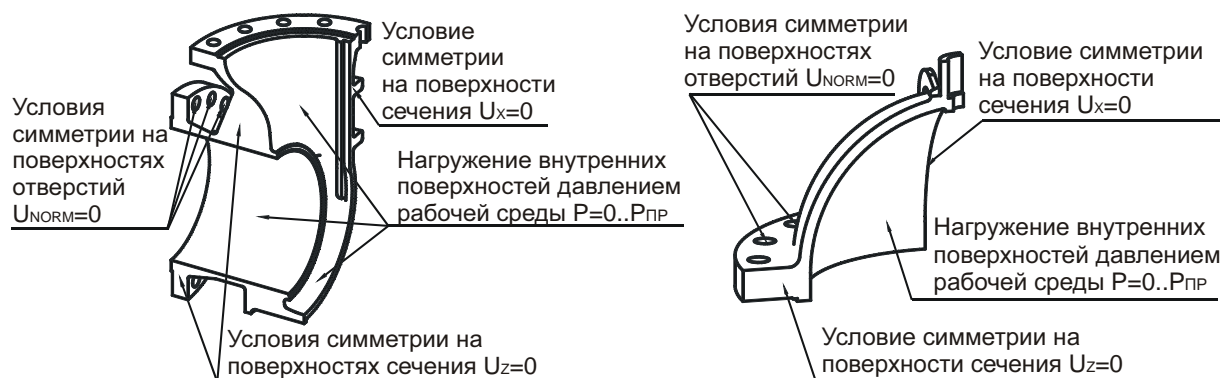


Рис.3. Расчетные схемы для оценки НДС корпусных деталей клиновых задвижек

плоскости YZ $U_x=0$, $ROT_Y=0$, $ROT_Z=0$ на плоскости XY $U_z=0$, $ROT_X=0$, $ROT_Y=0$); давление рабочей среды на поверхностях внутренней полости детали ($P=0\dots P_{пр}$, МПа); условия симметрии на поверхностях, образующих монтажные отверстия фланцев ($U_{NORM}=0$) для моделирования установки корпуса на шпильки.

Использование предложенных расчетных схем позволяет получить информацию о распределении напряжений и деформаций в корпусных деталях задвижек, зависимости данных параметров от величины давления рабочей среды или, при наличии зависимости $P(t)$, от времени, а также провести оценку влияния деформаций на состояние уплотнительных поверхностей деталей затвора и выполнения условия герметичности (1). Наличие более точной информации о характере напряженно-деформированного состояния деталей позволяет определить допустимость использования тех или иных конструктивных решений и провести сравнение нескольких вариантов конструкции с целью ее оптимизации.

Предложенные расчетные схемы использовались для оценки напряженно-деформированного состояния корпусных деталей клиновых задвижек К313010-100 ($DN100$, $PN40$), К313010-300 ($DN300$, $PN40$) ТУ4111-40-00218147-93 и ТЛ13001-500 ($DN500$, $PN40$) ТУ26-07-1615-93, производства ОАО "Икар" Курганского завода трубопроводной арматуры. Проведенный анализ показал, что деформации, возникающие в корпусе клиновой задвижки ТЛ13001-500 приводят к нарушению взаимного расположения уплотнительных поверхностей затвора. На рис.4. представлено поле перемещений по оси UX (оси магистрали) в корпусе задвижки и указано

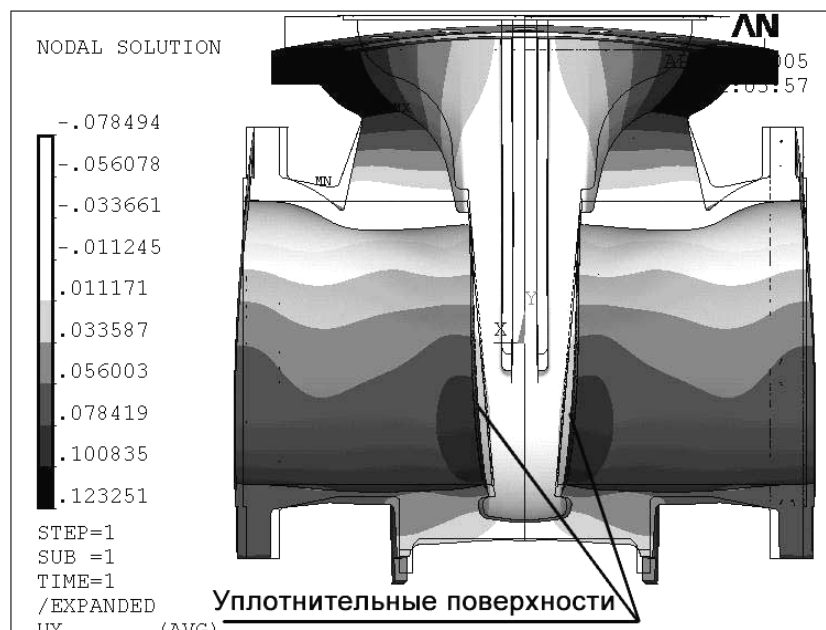


Рис.4. Поле перемещений по оси UX в корпусе клиновой задвижки ТЛ13001-500 и деформированная форма уплотнительной поверхности при нагружении рабочим давлением (деформации увеличены в 200 раз)

место деформирования уплотнительной поверхности корпуса. Смещение уплотнительной поверхности по оси UX составляет $UX \approx 0,1$ мм, а максимальное суммарное смещение в корпусе $USUM \approx 0,3$ мм (предельно допустимые деформации по аналитической методике $[f] = 0,001 \cdot DN = 0,5$ мм). Графики отклонения положения уплотнительной поверхности по оси UX от ее номинального положения и отклонений плоскостности уплотнительной поверхности по ее периметру в полярной системе координат приведены на рис.5 и рис.6 соответственно. Неравномерность деформирования уплотнительной поверхности (рис.5) приводит к тому, что выполнение условия герметичности затвора (1) происходит только на участке 40...140 градусов, в то время как на остальных участках уплотнительной поверхности условие (1) для номинального усилия $Q_{упл.}$ не выполняется. Отклонения плоскостности (рис.6) достигают 0,2 мм, что приводит к уменьшению ширины площадки контакта b . Максимальных значений отклонения плоскостности достигают на участке 190...350 градусов, на котором максимальны отклонения положения уплотнительных поверхностей, что приводит к потере герметичности затвора задвижки на данном участке.

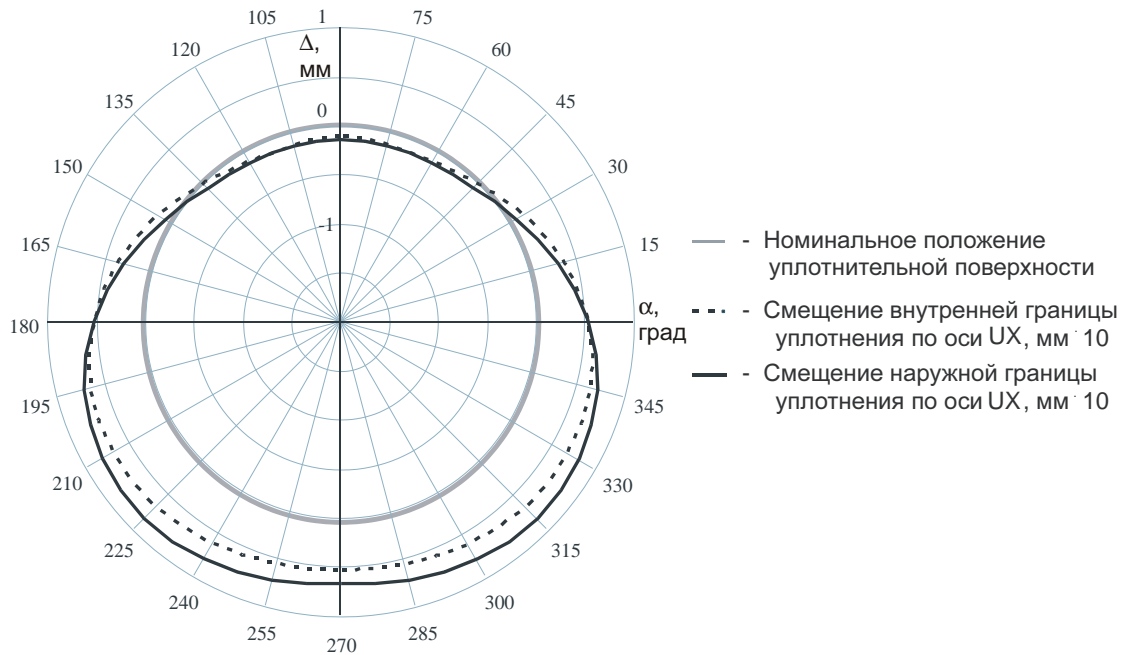


Рис.5. Отклонения положения уплотнительных поверхностей затвора клиновой задвижки ТЛ13001-500 от номинального положения

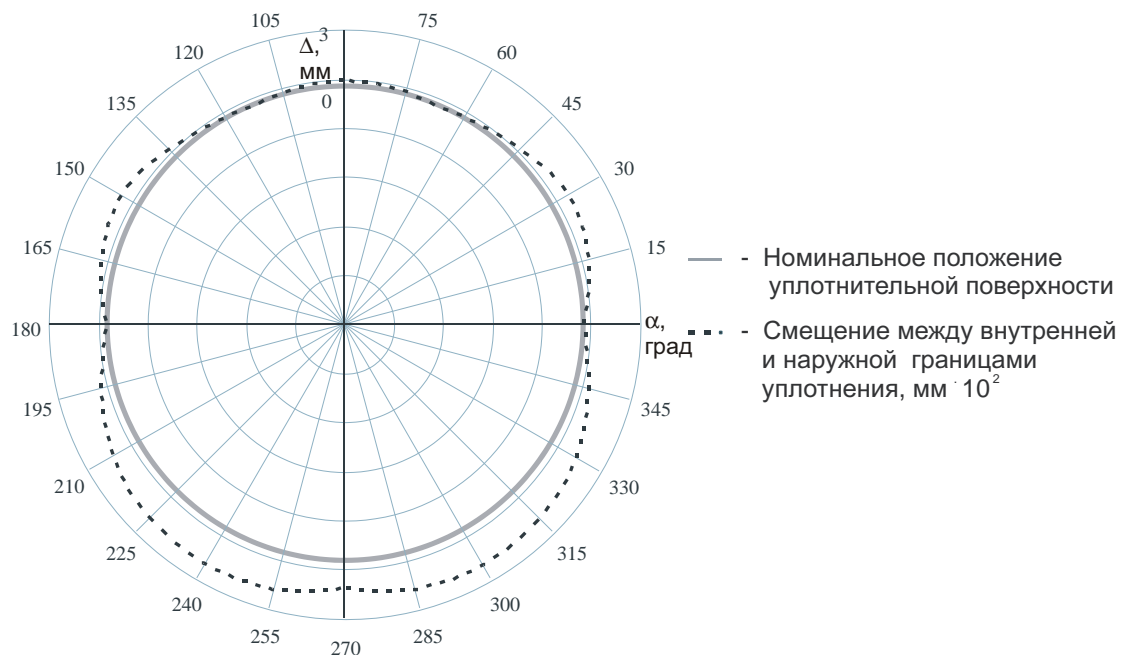


Рис.6. Отклонения плоскостности уплотнительных поверхностей затвора клиновой задвижки ТЛ13001-500

Поскольку при использовании метода конечных элементов точность получаемого решения зависит от качества построения конечноэлементной модели, то предложены количественные методы оценки качества построения модели и определены критерии их применимости. Количественный способ оценки погрешностей, обусловленных построением конечноэлементной

модели, состоит в сопоставлении усредненных узловых результатов и значений в точках интегрирования конечных элементов. Таким образом, относительная погрешность между результатами в точках интегрирования элементов (ESOL) и результатами, усредненными по узлам (NSOL)

$$\Delta_1 = \frac{ESOL - NSOL}{ESOL} \cdot 100\% \quad (2)$$

является критерием оценки качества конечноэлементной сетки. Картина результатов, полученная с помощью модуля FullGraphics, сопровождается оценками вероятной нижней (SMNB) и верхней (SMXB) границы этих результатов, обусловленных погрешностями сетки, что дает возможность сформулировать дополнительные критерии как относительные погрешности относительно вычисленных минимальных (SMN) и максимальных (SMX) величин:

$$\Delta_2 = \frac{SMNB - SMN}{SMNB} \cdot 100\%, \quad \Delta_3 = \frac{SMXB - SMX}{SMXB} \cdot 100\% \quad (3)$$

В результате проведенных исследований установлены предельно допустимые значения предложенных критериев, которые составили: $[\Delta_m] = 10\%$ для упорядоченного разбиения и $[\Delta_f] = 15\%$ для свободного. Таким образом, если для используемой конечноэлементной модели значения критериев, получаемые по выражениям (2) и (3), не превышают $[\Delta_m]$ или $[\Delta_f]$ (в зависимости от типа разбиения) то можно говорить о достоверности получаемых результатов.

Здесь же выполнено исследование взаимного влияния НДС деталей запорной трубопроводной арматуры с учетом усилий, необходимых для обеспечения герметичности фланцевого соединения корпус-крышка. Показано, что использование моделей корпусных деталей без учета усилий затяжки фланцевого соединения корпус-крышка не является перспективным, поскольку не приводит к повышению точности определения НДС по сравнению с моделями, приведенными на рис.3. Предложены конечноэлементные модели (рис.7) и расчетные схемы, учитывающие усилия затяжки фланцевого соединения корпус-крышка. При использовании предложенных расчетных схем относительное увеличение максимального

значения суммарных перемещений $USUM$ составляет около 200% (увеличение с 0,026 мм до 0,078 мм), а относительное увеличение максимального значения эквивалентных напряжений по четвертой теории прочности $\sigma_{ЭКВ.IV}$ составляет 88% (увеличение с 96,85 МПа до 182,78 МПа), что говорит о необходимости учета рассмотренных нагрузок при проектировании запорной арматуры. Однако, усилия, необходимые для обеспечения герметичности фланцевого соединения корпус-крышка, не рассматривались в классических работах Д.Ф.Гуревича, посвященных проектированию запорной арматуры.

Выполненное исследование показало, что при учете влияния НДС крышки клиновой задвижки КЗ13010-100 отклонение уплотнительной поверхности седла от ее номинального положения увеличивается в 1,5 раза (рис.8), однако, поскольку для данной модели клиновой задвижки уплотнительная поверхность деформируется относительно равномерно (степень неравномерности составляет 31,5%), то это не приводит к потере герметичности затвора. Предложенные в данном разделе конечноэлементные модели и расчетные схемы позволяют локализовать места концентрации напряжений и определить изменение взаимного расположения

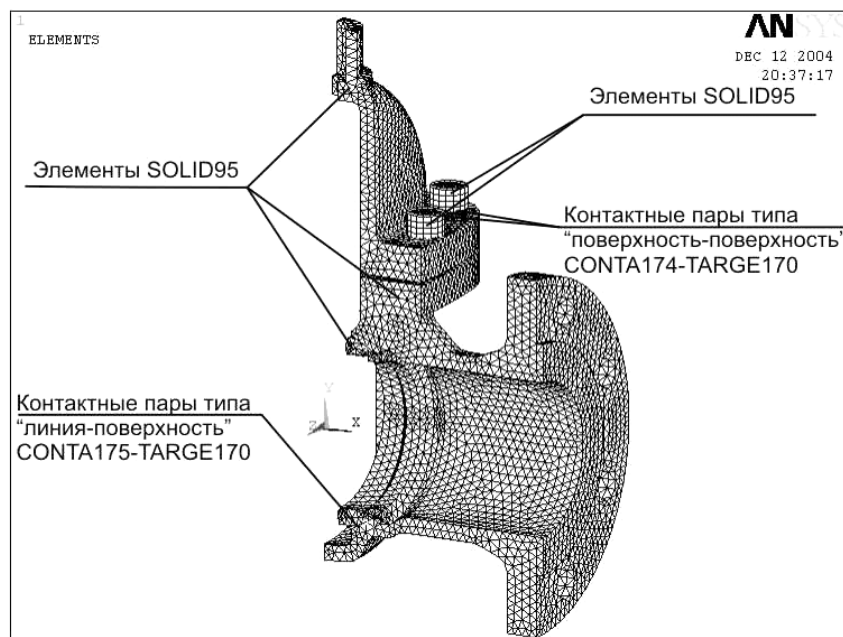


Рис.7. Конечноэлементная модель корпусных деталей клиновой задвижки КЗ13010-100 для исследования взаимного влияния НДС деталей

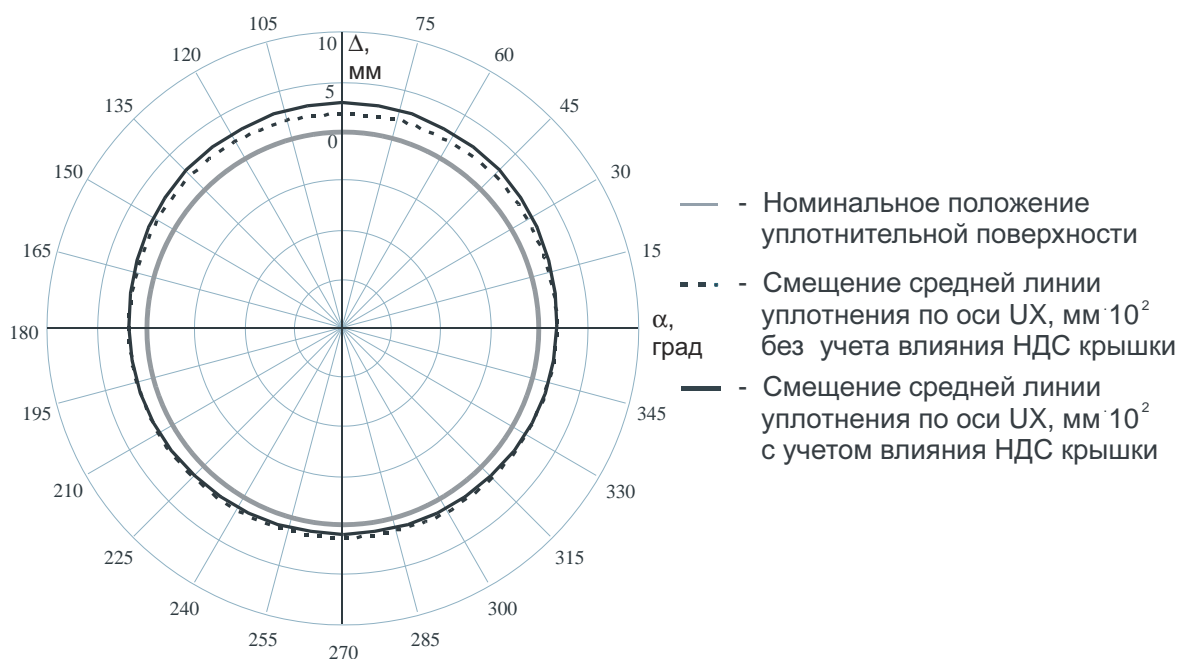


Рис.8. Отклонения положения уплотнительных поверхностей затвора клиновой задвижки КЗ13010-100 от номинального положения

уплотнительных поверхностей затвора трубопроводной арматуры в широком диапазоне изменения нагрузок, что дает возможность выполнить оценку герметичности затвора по выражению (1).

В третьем разделе анализируется влияние нагрузок, возникающих в процессе сборки, монтажа и эксплуатации запорной трубопроводной арматуры, на ее напряженно-деформированное состояние и герметичность затвора.

Даны рекомендации по построению конечноэлементных моделей (рис.9) и предложены расчетные схемы, позволяющих выполнять оценку НДС деталей арматуры с учетом различных проектных и эксплуатационных нагрузок, возникающих при ее монтаже на трубопроводе. В рамках разработки конечноэлементных моделей для выполнения данного исследования показаны особенности моделирования болтового соединения и обоснована необходимость использования контактных элементов. Расчетная схема, моделирующая случай идеальной установки на трубопроводе (отсутствие несоосности фланцев трубопровода, изгибающих моментов, неравномерностей затяжки фланцевых соединений, т.е. ненормативных нагрузок) при нагружении рабочим давлением в положении "открыто", приведена на рис.10. Расчетная схема включает следующие виды нагрузок

(рис.10): условия симметрии на поверхностях, полученных в результате сечения детали плоскостями симметрии (на плоскости YZ $U_x=0$, $ROT_y=0$, $ROT_z=0$ на плоскости XY $U_z=0$, $ROT_x=0$, $ROT_y=0$); жесткое закрепление свободного конца трубопровода, длина которого определяется в зависимости от условного прохода задвижки DN и должна удовлетворять условию $L \geq 3 \cdot DN$, ($ALLDOF=0$); давление рабочей среды на поверхностях внутренней полости детали ($P=0 \dots P_{пр}$, МПа); нагружение шпилек усилиями затяжки, обеспечивающими герметичность фланцевых соединений ($F_{шп1}$, $F_{шп2}$).

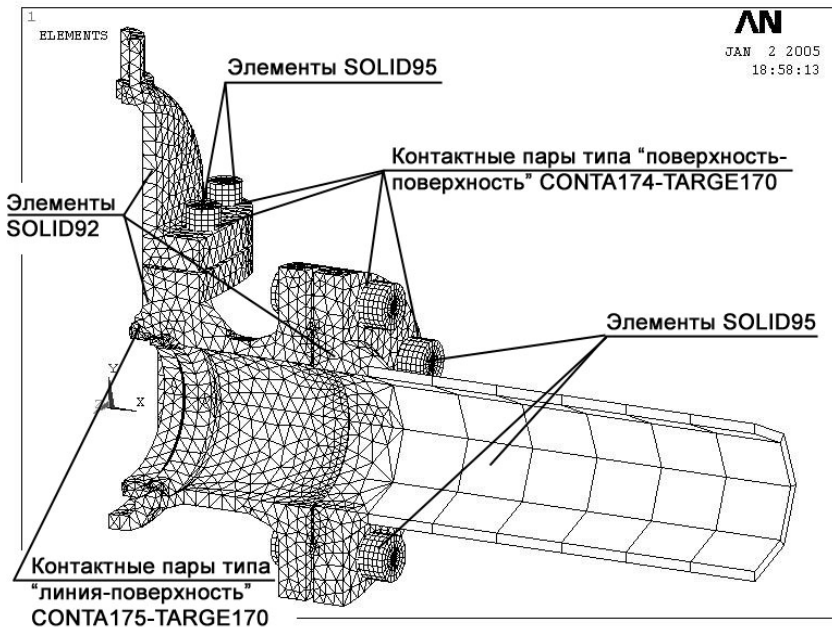


Рис.9. Конечноэлементная модель для исследования влияния проектных и эксплуатационных нагрузок на НДС задвижки КЗ13010-100

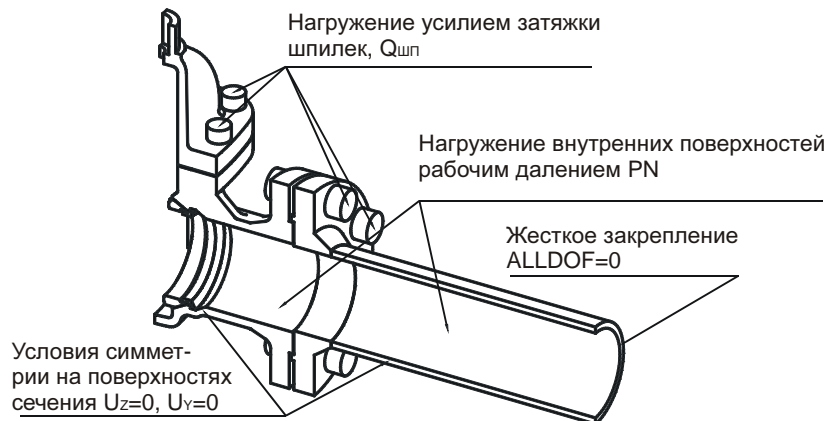


Рис.10. Расчетная схема для определения НДС корпусных деталей задвижки при нагружении монтажными нагрузками

Использование предложенной конечноэлементной модели (рис.9) и расчетной схемы (рис.10) показало, что учет нагрузок, возникающих при монтаже задвижки на трубопроводе (F_{III2}), приводит к изменению деформированной формы корпусных деталей, относительному увеличению максимальных суммарных перемещений на 5% и значительному перераспределению действующих в деталях напряжений.

На основе анализа напряженно-деформированного состояния деталей запорной трубопроводной арматуры при нагружении пробным давлением $P_{III} = 1,5 \cdot PN$ гидравлических испытаний на плотность и прочность материала установлено, что даже кратковременное превышение рабочего давления оказывает существенное влияние на прочность и жесткость арматуры. Для корпуса клиновой задвижки КЗ1010-100 при нагружении пробным давлением 6,0 МПа относительное увеличение максимального значения суммарных перемещений составляет 24% (увеличение с 0,08 мм до 0,1 мм), а относительное увеличение максимального значения эквивалентных напряжений составляет около 20%.

Выполнено моделирование и получено поле распределения температур в задвижке КЗ1010-100 при условии конвективного теплообмена с рабочей средой (жидкость) имеющей температуру 150°C и окружающим воздухом с температурой равной -40°C , показанное на рис.11. Предложенная конечноэлементная модель и расчетные схемы позволяют выполнять термопрочностной анализ, учитывающий полученное поле распределения температур. Напряжения и деформации, возникающие в деталях клиновой задвижки вследствие температурного расширения материала деталей, приводят к увеличению деформаций уплотнительных поверхностей затвора. Для исследованной задвижки при учете поля распределения температур (рис.11) максимальные суммарные перемещения (поле распределения которых в корпусе задвижки показано на рис.12), обусловленные приложенными нагрузками, возрастают более чем в два раза. В ходе проведенных исследований установлено, что вышеперечисленные нагрузки, не рассматриваемые при проведении расчетов на прочность и жесткость аналитическими методами при проектировании арматуры, приводят к

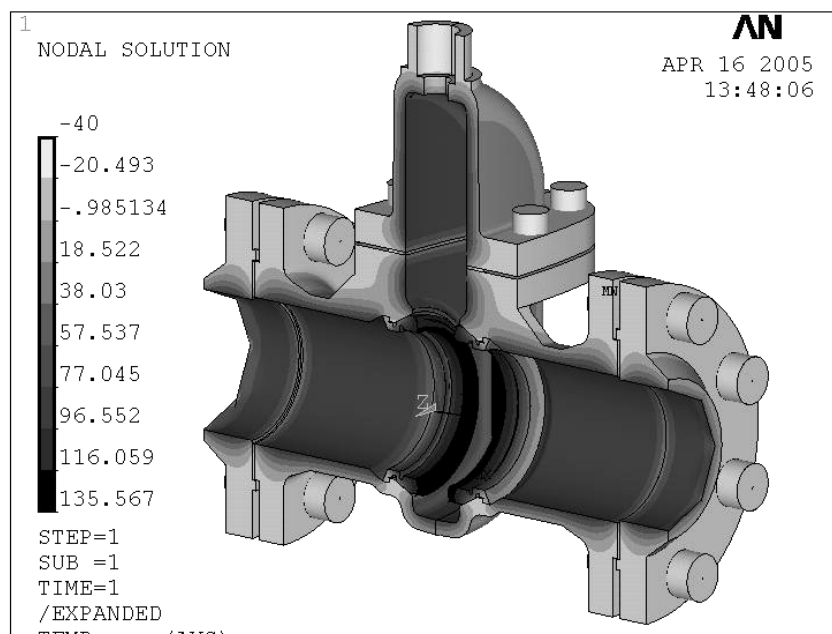


Рис.11. Поле распределения температур в модели клиновой задвижки КЗ13010-100 при температуре рабочей среды 150°C и температуре окружающей среды -40°C

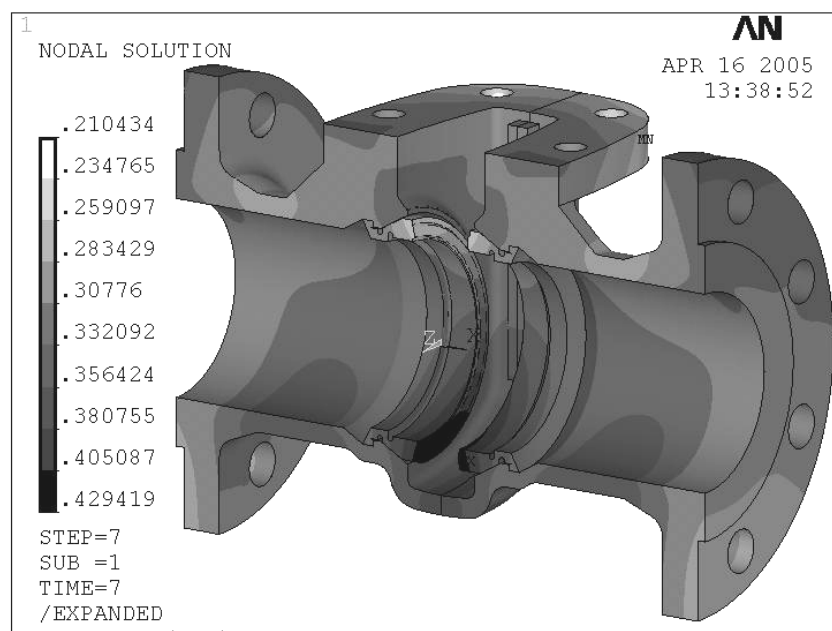


Рис.12. Поле распределения суммарных перемещений в корпусе клиновой задвижки КЗ13010-100.

нарушению герметичности затвора в ходе эксплуатации арматуры.

Таким образом, разработанная методика расчета на прочность и жесткость деталей запорной трубопроводной арматуры с использованием метода конечных элементов восполняет недочеты, возникающие при использовании традиционных методов расчета и проектирования. Методика

позволяет выполнять оценку напряженно-деформированного состояния деталей с высокой точностью и дает возможность оценить влияние НДС деталей на деформирование уплотнительных поверхностей затвора. При этом разработанные расчетные схемы позволяют проводить анализ с учетом нагрузок, возникающих при эксплуатации арматуры, которые ранее выпадали из рассмотрения из-за несовершенства расчетных методик.

Четвертый раздел посвящен разработке рекомендаций по оптимизации конструкций клиновых задвижек на основании расчетов, выполненных по предложенной методике расчета на прочность и жесткость. Для изучения зависимости напряжений и деформаций от давления рабочей среды и используемой расчетной схемы с целью выработки критериев оптимизации были рассмотрены четыре случая нагружения, приведенные в таблице 2.

Таблица 2

Нагрузки, учтенные в рассмотренных случаях нагружения

Случай нагружения	1	2	3	4
Рассмотренные нагрузки (рис.1)	P , МПа	P , МПа; $F_{шп1}$, Н	P , МПа; $F_{шп1}$, $F_{шп2}$, Н	P , МПа; $F_{шп1}$, $F_{шп2}$, Н; $T_{окр.ср.}$, $T_{р.ср.}$, °С

На основании результатов, полученных в предыдущих разделах работы, для клиновой задвижки КЗ13010-100 были определены характерные точки, в которых будет выполнена минимизация целевой функции. В рассматриваемых точках с использованием полиномиальной регрессии расчетных данных были получены зависимости напряжений от давления рабочей среды и рассматриваемого случая нагружения. Анализ полученных зависимостей подтвердил, что при рассмотрении нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации арматуры, аналитические данные не дают представления о действующих напряжениях и возникших деформациях. Например, для цилиндрического участка корпуса результаты для первого случая нагружения совпадают с результатами, полученными по аналитической зависимости, рассмотрение 2-го случая нагружения приводит к увеличению действующих напряжений в 2,8 раза, а рассмотрение 4-го

случая нагружения в 4,2 раза. Определенные на основании расчетов точки могут использоваться для выполнения экспериментальных исследований НДС арматуры на испытательном стенде типа "большое гидравлическое кольцо" или другом, обеспечивающим возможность проведения ресурсных испытаний.

Для оптимизации конструкции корпусных деталей по массогабаритным показателям при обеспечении герметичности затвора необходимо минимизировать в исследуемых точках функцию от толщин стенок корпусных деталей s_i для четвертого случая нагружения:

$$\Phi = \sum_{i=1}^n s_i, \quad (4)$$

при ограничениях на прочность (по предельно допустимым напряжениям $[\sigma]$) и жесткость конструкции (по предельно допустимым деформациям уплотнительных поверхностей затвора $[f]_b$), обеспечивающих выполнение условия герметичности затвора (1):

$$[\sigma] - \sigma_i(P = const, s_i) \geq 0; [f]_b - \max_j \left\{ (f_j(P = const, s_i))_b \right\}_{j < i} \geq 0. \quad (5)$$

Таким образом, предложенная целевая функция (4) с ограничениями (5) позволяет обеспечить выполнение условия герметичности затвора (1) при выполнении оптимизации конструкции и позволяет создать конструкцию, обладающую минимальными массогабаритными показателями и снижающую вероятность возникновения отказов по причине нарушения герметичности.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Выполненное исследование НДС корпусных деталей трубопроводной арматуры показало наличие зависимости между деформациями корпусных деталей и герметичностью затвора. Установлено, что для клиновой задвижки ТЛ13001-500 ТУ26-07-1615-93 деформации корпусных деталей при нагружении рабочим давлением приводят к неравномерному деформированию уплотнительных поверхностей деталей затвора (максимальное смещение по оси $UX \approx 0,1$ мм, степень неравномерности

деформирования 50%, максимальное отклонение плоскостности 0,018 мм), что приводит к потере герметичности затвора и отказу арматуры.

2. Предложенные и обоснованные на основе опыта эксплуатации и результатов предварительных и приемочных испытаний образцов расчетные схемы для проведения анализа НДС корпусных деталей клиновых задвижек методом конечных элементов позволяют локализовать места концентрации напряжений и определить деформации уплотнительных поверхностей затвора, что дает возможность выполнить оценку герметичности затвора.
3. Выполненная оценка взаимного влияния НДС деталей арматуры показала, что при рассмотрении совместного деформирования корпуса и крышки клиновой задвижки КЗ13010-100 относительное увеличение максимального значения суммарных перемещений составляет около 200%, а отклонение уплотнительной поверхности седла от ее номинального положения увеличивается в 1,5 раза. Это говорит о необходимости использования предложенных конечноэлементных моделей и расчетных схем для учета рассмотренных нагрузок в процессе проектирования запорной арматуры.
4. Установлено, что при проведении расчета на прочность и жесткость с учетом нагрузок, возникающих при монтаже запорной арматуры на трубопроводе, происходит изменение распределения деформаций в деталях и относительное увеличение максимальных суммарных перемещений на 5%. Исследование НДС деталей при моделировании процесса гидравлических испытаний позволило установить рост деформаций на 24%. Учет температурного расширения материала деталей приводит к увеличению максимальных значений суммарных перемещений более чем в два раза.
5. На основании проведенных расчетов на прочность и жесткость с использованием предложенной методики оценки НДС деталей определены характерные точки на корпусных деталях, для которых определена целевая функция. Минимизация целевой функции при ограничениях, накладываемых на прочность и жесткость конструкции, обеспечивающей

герметичность затвора, позволяет получить оптимальную конструкцию клиновой задвижки. Разработанные методики были использованы ОАО "Икар" при разработке клиновых задвижек КЗ13010-100, КЗ13010-100, КЗ13010-400 ТУ4111-40-00218147-93.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО

В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

1. Сызранцева К.В. Определение фактических удельных давлений на уплотнительных поверхностях дискового затвора / К.В.Сызранцева, А.В.Белобородов // Научно-техническая конференция "Автоматизация и прогрессивные технологии-2002". - Новоуральск: Изд-во НГТИ, 2002. - С.341-346.
2. Сызранцев В.Н. Использование метода конечных элементов для анализа конструкций трубопроводной арматуры / В.Н.Сызранцев, К.В.Сызранцева, А.В.Белобородов // Материалы научно-технической конференции "Нефть и газ: проблемы недропользования, добычи и транспортировки". - Тюмень: ТюмГНГУ, 2002. - С.130.
3. Syzrantsev V.N. Using Finite Element Analyzing for calculation of stress-strain conditions of wedge gate valves bodies / V.N.Syzrantsev, K.V.Syzrantseva, A.V.Beloborodov // "Engineering Mechanics 2003" Book of extended abstracts of National conference with international participation. May 12-15, 2003, Svratka, Czech Republic. - Prague, 2003. - P.324-325.
4. Белобородов А.В. Использование метода конечных элементов для оценки прочностной надежности нефтегазового оборудования / А.В.Белобородов, К.В.Сызранцева // "Проблемы развития ТЭК Западной Сибири на современном этапе" труды международной научно-технической конференции. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2003. - С.94-97.
5. Белобородов А.В. Анализ напряженно-деформированного состояния мембраны регулятора расхода ГЗУ "Спутник" / А.В.Белобородов, К.В.Сызранцева, А.Е.Савин // "Проблемы развития ТЭК Западной Сибири на современном этапе" труды международной научно-технической конференции. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2003. - С.101-104.

6. Белобородов А.В. Исследование влияния нагрузок, возникающих при монтаже трубопроводной арматуры, на ее напряженно-деформированное состояние // "Проблемы развития ТЭК Западной Сибири на современном этапе" труды международной научно-технической конференции. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2003. - С.122-125.
7. Сызранцев В. Исследование напряженно-деформированного состояния сварных швов образцов / В.Сызранцев, С.Голофаст, А.Белобородов, О.Богомоллов // "trans & MOTAUTO'04" материалы XI международной научно-технической конференции, Пловдив, Болгария, 14-17 октября 2004г. - Пловдив, 2004. - С.63-66.
8. Сызранцев В.Н. Современные методы расчета и диагностики усталости трубопроводной арматуры / В.Н.Сызранцев, К.В.Сызранцева, А.В.Белобородов // Отраслевой научно-технический журнал "Арматуростроение", 2004. - №6 (32). - С.62-65.
9. Белобородов А.В. Оптимизация конструкции обратного затвора DN100 PN400 с использованием программного комплекса ANSYS /А.В.Белобородов, К.В.Сызранцева, И.А.Осипенко // Современные методы изучения пластовых скважин при решении задач разработки газовых и нефтяных месторождений. Выпуск трудов кафедры РЭГМ №1. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2004. - С.167-171.
10. Белобородов А.В. Оценка качества построения конечноэлементной модели в ANSYS // Материалы II Российской межвузовской научно-технической конференции "Компьютерный инженерный анализ". - Екатеринбург: Изд-во УГТУ-УПИ, 2005. - С.78-84.
11. Белобородов А.В. Оптимизация конструкции клиновой задвижки для эксплуатации в условиях, отличающихся от номинальных /А.В.Белобородов, К.В.Сызранцева, А.А.Хлус // Материалы II Российской межвузовской научно-технической конференции "Компьютерный инженерный анализ". - Екатеринбург: Изд-во УГТУ-УПИ, 2005. - С.26-33

Подписано к печати ____ . ____ . 05 г.

Заказ №

Формат 60×84 $\frac{1}{16}$

Отпечатано на RISO GR 3750

Бум.писч. №1

Уч.-изд. л. 1,00

Усл.-изд. л. 1,00

Тираж 100 экз.

Издательство "Нефтегазовый университет"

Государственного образовательного учреждения

высшего профессионального образования

"Тюменский государственный нефтегазовый университет"

625000, г.Тюмень, ул. Володарского, 38

Отдел оперативной полиграфии издательства "Нефтегазовый университет"

625000, г.Тюмень, ул.Киевская, 52