Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Институт прикладной математики и механики
Высшая школа теоретической механики

Работа допущена к защите

Директор высшей школы

_____А.М. Кривцов

«___»_____2020 г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА МАГИСТРА

Автоматизация силового и прочностного расчета стандартной арматуры судовых энергетических установок применительно к инновационным уплотнительным материалам.

По направлению 01.04.03 Механика и математическое моделирование

По образовательной программе 01.04.03 Математическое моделирование процессов нефтегазодобычи

Выполнил

студент гр.3640103/80401 Зинчик Е.А.

Руководитель, к.ф-м.н., доц. Штукин Л.В.

Консультант по нормоконтролю Хайбулова Е.А.

Санкт-Петербург

2020

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО
ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ И МЕХАНИКИ

УТВЕРЖДАЮ

Директор высшей школы

А.М. Кривцов

« 22 » ЯНВАРЯ 2020 г.

ЗАДАНИЕ

по выполнению выпускной квалификационной работы

студенту _____Зинчик ЕвгенииАлександровне__3640103/80401_____

1. Тема работы:Автоматизация силового и прочностного расчета стандартной арматуры судовых энергетических установок применительно к инновационным уплотнительным материалам.

2. Срок сдачи студентом законченной работы: _____08.06.2020_____

3. Исходные данные по работе: _____

4. Содержание работы (перечень подлежащих разработке вопросов):
_____Автоматизация стандартизированного алгоритма силового расчета;
_____Подбор уплотнительных материалов с автоподстановкой их свойств;
_____Прочностной расчет конструкции в различных конфигурациях.

5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей): __

6. Консультанты по работе: ___Главный конструктор проекта

АО«Балтийскийзавод»Панина М.Е.___

7. Дата выдачи задания _____22.01.2020 ____

Руководитель ВКР _____ Л.В. Штукин

Задание принял к исполнению_____22.01.2020_____
(дата)

Студент_____ _____ Е.А. Зинчик
(подпись)

РЕФЕРАТ

На 42 с., 20 рисунков, 2 таблицы, 0 приложений.

СУДОВАЯ АРМАТУРА, ЗАДВИЖКА, УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ТЕРМОРАСШИРЕННЫЙ ГРАФИТ,

В данной работе выполнен прочностной расчет нагруженной давлением рабочей среды деталей задвижки, а также автоматизация стандартизованного в СТ ЦКБА 002-2003 алгоритма силового расчета задвижек применительно к проектируемой задвижке ПВИЕ. 491665.1001.

THE ABSTRACT

42 pages, 20 pictures, 2 tables, 0 applications

SHIPBAR FITTINGS, LATCHES, SEALING MATERIALS, HEAT EXTENDED GRAPHITE,

In this work, the strength calculation of the valve-loaded working fluid pressure components is performed, as well as the automation of the force calculation algorithm for valves according to the design of the PVIE valve, standardized in ST TsKBA 002-2003. PVIE. 491665.1001

Содержание:

Введение……. 5

Глава 1.

1.1Основные определения и понятия…… 7

1.2 Общие основные требования к арматуре…… 8

1.3 Модель задвижки ПВИЕ.491665.1001 и её составляющие…….. 9

1.4 Выбор уплотнительных материалов…… 12

Глава 2.

2.1 Постановка задачи……. 17

2.2 Исходные данные и выбор материала……. 17

2.3 Расчет задвижки……. 18

2.3.1 Аналитический расчет основных усилий и моментов…… 18

2.3.2 Расчет с помощью МКЭ……. 27

Заключение……. 40

Список использованной литературы……... 42

Введение

В условиях обострившейся международной конкуренции в борьбе за ресурсы арктического шельфа существенно возрастает значение российского атомного ледокольного флота, как наиболее эффективного инструмента обеспечения транспортной и хозяйственно-экономической деятельности в Арктической зоне.

С точки зрения потенциальных запасов углеводородов, минерального сырья и других полезных ископаемых значение Арктической зоны для России трудно переоценить. Северный морской путь, как национальная транспортная коммуникация России в Арктике, имеет исключительно важное значение для обеспечения дальнейшего развития экономики северных регионов и государства в целом.

Для успешной конкуренции в Арктике России необходимо не упускать этого лидерства и постоянно развивать и совершенствовать атомный ледокольный флот, как ключевое звено инфраструктуры функционирования Северного морского пути. Для этих целей актуальным является строительство двухосадочных ледоколов нового поколения, способных одинаково успешно работать на морских и речных участках Северного морского пути.

В настоящее время строительство этих ультрасовременных универсальных атомных гигантов ведется в Санкт-Петербурге на АО «Балтийский завод».

Стоит отметить, что и проектирование, и строительство УАЛ (универсальных атомных ледоколов) проекта 22220 в современных реалиях в определенной мере осложняется принятием ряда антимонопольных законов, направленных на минимизацию стоимости реализации проектов и стимулирование конкуренции. Так, при проведении закупочных процедур предприятие-строитель в тендерной документации имеет право устанавливать

только исходные технические требования, без указания обозначения изделия, что не позволяет при подведении результатов и определении победителей тендеров принимать в полной мере во внимание надежность поставщиков и наличие положительной референтности. Кроме того, усугубило ситуацию состояние дел в отечественной промышленности, когда по причине продолжительной невостребованности продукции прекратили работу или приостановили выпуск продукции для судостроения предприятия, специализировавшиеся ранее на комплектации судовых систем.

Сложившаяся ситуация привела к тому, что при входном контроле на АО «Балтийский завод» отдельных позиций, в том числе и арматуры, была выявлена непригодность к использованию по прямому назначению поставленного оборудования по причине наличия неустранимых дефектов, таких как протечки в корпусах арматуры в период проведения гидравлических испытаний, негерметичность затворов и др.

В целях недопущения срыва сроков строительства УАЛ проекта 22220 было принято решение о проведении «экстренного» проектирования арматуры взамен негодной силами конструкторского отдела машиностроения с последующим изготовлением и испытаниями на производственной площадке АО «Балтийский завод».

При проектировании было решено использовать «классические» решения, опираясь на положительный опыт эксплуатации оборудования аналогичного назначения на атомных ледоколах предыдущих поколений.

При прохождении производственной практики мне было предложено принять участие в разработке рабочей конструкторской документации (в части прочностных расчетов) задвижки стальной DN350 PN63 ПВИЕ.491665.1001, устанавливаемой в системе главного пара, функциональным назначением которой является побортное отсечение от подачи на паротурбинную установку пара, генерируемого реакторной установкой правого или левого бортов.

Глава 1

1.1 Основные определения и понятия

Судовая арматура представляет собой различные судовые устройства, детали и другие элементы, которые не входят в состав основного оборудования, но обеспечивают его функционирование. Выполнение одних и тех же функций может осуществляться различными типами арматуры, основными из которых являются задвижки, клапаны, краны и заслонки.

Задвижка - тип арматуры с затвором в виде листа, диска или клина, перемещающимся вдоль уплотнительных колец седла корпуса перпендикулярно оси потока среды. По форме затвора задвижки бывают клиновые и параллельные.

Судовой энергетической установкой называется комплекс технических средств, для обеспечения движения судна с необходимой скоростью, выработки механической, тепловой, электрической энергии, и обеспечения этими видами энергии всех потребителей для безопасного и эффективного функционирования судна в соответствии с его типом и назначением.

По своему функциональному назначению арматура бывает: запорная, регулирующая, распределительная, предохранительная, защитная и фазоразделительная. Судовая запорная арматура включает большой перечень узлов, устройств и оборудования, предназначенных для регулирования потока жидкости и газа на определенных участках трубопроводов в судовых системах. Так же используется для проверки условия жидкой среды в емкостях, отбора проб, выпуска воздуха из верхних полостей, дренажа и т.д. Защитная арматура предназначена для защиты оборудования от аварийных изменений параметра среды путем отключения обслуживаемой линии или участка.

Различия между предохранительной и защитной арматурой в том, что при возникновении аварийного состояния параметра среды предохранительная арматура открывается для выпуска среды, а защитная закрывается, отсекая защищаемый участок от остальной части трубопровода

Уплотнители в трубопроводной арматуре — это совокупность сопрягаемых элементов, обеспечивающих необходимую герметичность подвижных или неподвижных соединений деталей и узлов.

Уплотнительная поверхность — это поверхность сопрягаемого элемента, контактирующая с уплотнительным материалом или непосредственно с поверхностью другого сопрягаемого элемента при взаимодействии в процессе герметизации.

Для фланцевых соединений, эксплуатируемых при высоком давлении и высоких температурах, используют специальные уплотнительные материалы. В целом, трубопроводная арматура на судах, включая запорную, регулирующую, контрольную и предохранительную арматуру, предназначена для обеспечения слаженной работы всех элементов сложных судовых систем как непосредственно в море и на пресных водах, так и в портах, где происходит обеспечение процесса подготовки и обслуживание судов.

1.2 Общие основные требования к арматуре

Общие основные требования, предъявляемые к арматуре, следующие:

- Прочность и жесткость
- Долговечность, сохранение безотказного функционирования либо с допустимой интенсивностью отказов
- Коррозионная стойкость по отношению к проводимой среде и дезактивирующим растворам

- Циклическая долговечность
- Внешняя и внутренняя герметичность
- Надежность привода источника питания, точность регулирования
- Возможность монтажа в требуемом положении
- Простота и удобство в управлении
- Ремонтопригодность
- Минимальные материалоемкость и габаритные размеры

1.3 Модель задвижки ПВИЕ.491665.1001 и её составляющие

Основными элементами задвижки являются корпус и крышка, образующие прочно-плотную границу между рабочей средой и окружающим пространством (см. Рис. 1.3.1). Во внутренней полости расположен затвор, состоящий из закрепленных по принципу шаровой опоры на центральной обойме двух независимых дисков. Обойма закреплена на нижней оконечности штока. Управление задвижкой происходит посредством преобразования в ходовой гайке вращательного движения маховика в поступательное перемещение штока с затвором. (см. Рис. 1.3.2)

Герметичное отсечение потока с одной или другой стороны обеспечивается уплотнением поверхностей подвижных дисков затвора и седел корпуса задвижки. Тип уплотнения – металл по металлу.

Присоединение задвижки к трубопроводу – фланцевое.

Герметичность проходки штока через крышку обеспечивается организацией в этом месте сальниковой коробки, в зазор между стенками которой и штоком устанавливается сальниковая набивка.

Маховик – самый простой и распространенный орган управления задвижкой. На трубопроводах больших диаметров, где для перемещения затвора необходимо серьезное усилие, используются дополнительные устройства – механические редукторы, электро-, гидро- и пневмоприводы.

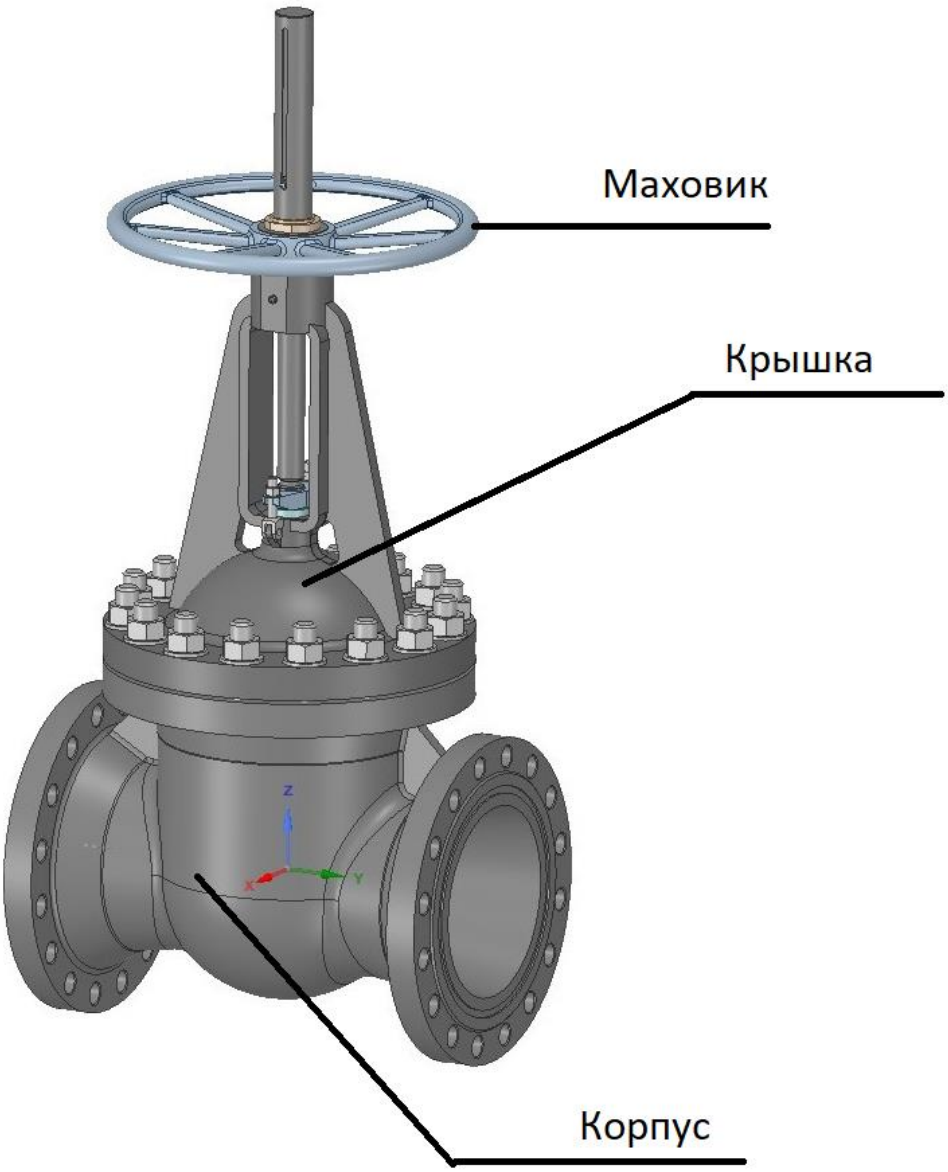


Рис. 1.3.1 Задвижка

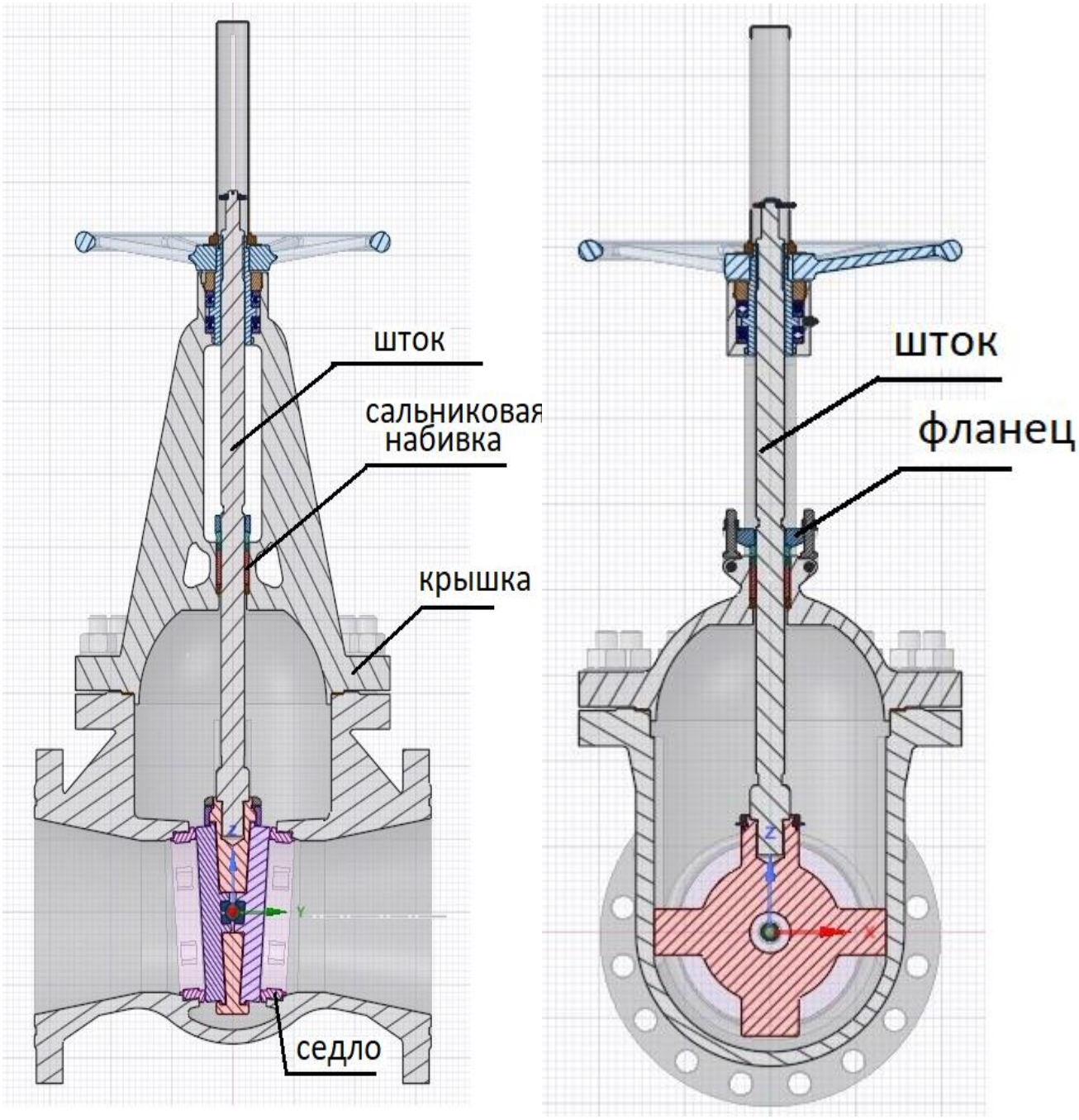


Рис. 1.3.2 Осевые разрезы задвижки.

1.4 Выбор уплотнительных материалов.

В процессе продолжительной эксплуатации хорошо зарекомендовали себя уплотнительные материалы, содержащие асбест, такие как паронит, сальниковые набивки типа АФ и др., но в настоящее время их применение запрещено «Правилами классификации и постройки морских судов» Российского Морского Регистра Судоходства (часть VII «Механические установки» п. 2.4.8 *«На всех судах запрещается использование материалов, содержащих асбест, в механических установках, механизмах и оборудовании, на которые распространяются требования частей VI «Противопожарная защита», VII «Механические установки», VIII «Системы и трубопроводы», IX «Механизмы», X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением» и XII «Холодильные установки»*).

Минусы асбестовых изделий:

- со временем теряют свои уплотнительные свойства и превращаются в минеральную мелковолокнистую пыль;
- имеют низкую стойкость к перепаду температур;
- токсичность при эксплуатации и производстве. Асбестовая пыль способна проникать и накапливаться в легких, не выводиться никакими средствами;
- имеют низкую стойкость к вибрации.

В связи с этим на рынке появились безасбестовые материалы, которые признаны экологически чистым и имеет ряд функциональных преимуществ, например прокладки из безасбестового материала лучше обеспечивают герметичность и более долговечны. К тому же они не прилипают к поверхности и легче демонтируются.

Плюсы безасбестовых материалов:

- эксплуатационный диапазон давлений до 25 МПа;

- выдерживает большие перепады температур;
- боле продолжительный период эксплуатации до замены;
- материал более пластичен, лучше герметизация;
- экологически безопасен;
- имеет высокие электроизоляционные свойства;
- увеличивает эффективность работы механизмов и оборудования.

Но проблема в том, что для таких материалов отсутствует эксплуатационная статистика по радиационной устойчивости, позволяющая уверенно применять их в ответственном оборудовании ядерных энергетических установок.

Поэтому, во исполнение требований Регистра и во избежание проблем, связанных с отсутствием данных по длительной эксплуатационной надежности и стабильности свойств в течение продолжительного времени, при проектировании задвижки было принято решение использовать уплотнительные материалы на основе терморасширенного графита(ТРГ).

Терморасширенный графит – это относительно новый вид уплотнительного материала, имеющий отличные характеристики. Первоначальным материалом для производства червеобразного графита с низкой плотностью, не более 0,005 г/см^3 является чешуйчатый натуральный графит, обработанный по электрохимической или химической технологии, после чего он подвергается непрерывной обработке высокой температурой в печи, где химические межслойные связи быстро разрушаются. Затем графит подвергают газификации и расширяют. Материал получается с рыхлой структурой, который отличается весьма стойкими характеристиками, мягкий. Обычно его называют гибкий графит.

Гибкий графит не только обладает характеристиками натурального графита (стабилен при низких и высоких температурах, устойчив к радиационному воздействию и коррозии, обладает высокой теплопроводностью и электропроводностью, самосмазываемостью, имеет

низкий коэффициент трения, устойчив к термоудару, без анизотропии свойств), но и лишен некоторых недостатков натурального графита (малая устойчивость к удару, хрупкость). Расширенный гибкий графит имеет хорошие абсорбционные характеристики. Червеобразные частицы графита соединяются между собой без связующего, за счёт механического приложения давления, образуя базовые структуры для различных уплотнительных материалов. Гибкий графит имеет отличную упругость при сжатии, самоклеящиеся характеристики, самосмазываемость и низкую плотность.

Терморасширенный гибкий графит может использоваться в сочетании с неметаллическим волокном и металлической проволокой при производстве плетеных набивок и гибких шнуров с улучшенными характеристиками, которые отвечают требованиям при использовании их в различных условиях. Данные материалы широко используются в нефтехимической и химической промышленности, металлургии, машиностроении, энергетике, текстильной и легкой промышленности, ядерной энергетике, электронике, военной промышленности, космонавтике, транспорте, фармакологии и т.д.

Свойства материалов из ТРГ:

- Сохраняет все свойства натурального графита и имеет новые, нетипичные для природного графита свойства - пластичность и упругость.
- Массовая концентрация углерода минимум 99%.
- ТРГ экологически безопасен, т.к. не содержит асбеста и прочих канцерогенных веществ.
- Материал гибкий графит не теряет свою упругость в диапазоне рабочих температур от -200^{0}С . до +250^{0}С.
- Герметичный (непроницаемый) для жидкостей и газов.
- Химически инертен в большинстве агрессивных сред.
- При многократном применении сохраняет упругие свойства.
- Использование уплотнений из ТРГ обеспечивает герметизацию узлов

оборудования и арматуры при максимальном рабочем давлении в 100 МПа.
- Не меняет свойства при изменении температуры и давления при максимальных допустимых нагрузках на узел.

Из терморасширенного графита производят сальниковые набивки, сальниковые кольца, графитовые жгуты, комплекты главных предохранительных клапанов, графитовые армированные листы, графитовые прокладки различных конструкций, графитовые неармированные листы, графитовые уплотнительные ленты, графитовую фольгу различных типоразмеров. Основными потребителями изделий из терморасширенного графита являются: арматурные предприятия, атомные и тепловые электростанции, предприятия нефтегазового комплекса, машиностроительные заводы.

В качестве сальниковый набивки в задвижке использовался уплотнительный материал- НГ-100, а в качестве прокладок фланцевых разъемов - ИЛЬМА ГРАФИТ СПЕЦНАЗ(см. Рис.1.4.1), хорошо зарекомендовавшие себя в течение продолжительного времени.

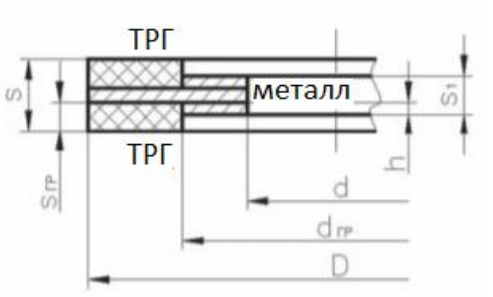


Рис.1.4.1 Прокладка с уплотнителем ИЛЬМА ГРАФИТ СПЕЦНАЗ

“ИЛЬМА ГРАФИТ СПЕЦНАЗ был разработан для общепромышленного применения как универсальный материал, отвечающий высоким требованиям надёжности и безопасности для защиты человека и окружающей среды.

Рабочая температура от - 250°С до +480°С с учётом химической стойкости. Возможно применение при температуре до +580°С. Подходит для высоконагружаемых фланцевых соединений, фланцевые соединения оборудования с высоким давлением рабочей среды. Диапазон рабочего давления от вакуума до 250 бар. Этот материал можно применять в агрессивных средах.” [15]

Также один из важных плюсов уплотнительного материала на основе ТРГ то, что графит относится к веществам IV класса опасности (малоопасные отходы). Графит не взрывоопасен, не воспламеняется, не поддерживает горения.

Утилизации (восстановлению для повторного применения или переработке до уровня вторичного сырья) фланцевые прокладки не подлежат. По завершении эксплуатации прокладок, использовавшихся в контакте с безопасными для окружающей среды веществами, специальных мероприятий по материально-технической подготовке технологических процессов ликвидации для выполнения требований безопасности и ресурсосбережения не требуется. Прокладки подлежат размещению в установленном (санкционированном) месте или передаче лицензированному предприятию по размещению отходов в соответствии с действующим законодательством.

Глава 2

2.1 Постановка задачи.

Основная задача данной работы – разработка алгоритма и выполнение силового расчета с выбором основных размеров узла управления (диаметр штока, конструктив сальниковой коробки, выбор уплотнительного материала сальника, выбор подшипника, выбор диаметра маховика). Предложения по выбору уплотнительного материала фланцевых разъемов. Расчет моментов затяжки шпилек.

2.2 Исходные данные и выбор материала.

Выбор материала важно сделать до начала основного расчета, чтобы учесть физические характеристики уплотнительного материала и материала задвижки.

Алгоритм расчета разработан в соответствии с методикой СТ ЦКБА 002-2003 «Арматура трубопроводная. Задвижки. Методика силового расчета».

В качестве исходных данных для проведения прочностных расчетов мне были предоставлены параметры (температуру и давление) и тип рабочей среды, а также проект конструктивного оформления уплотнительного узла, включающий в себя диаметр седла, ширину зоны уплотнения. Механические свойства определялись согласно [4].

В качестве основного материала нагруженных давлением среды элементов задвижки была выбрана аустенитная коррозийнно- стойкая сталь 12Х18Н10ТЛ ГОСТ 5632-2014. Этот материал обладает стойкостью к межкристаллитной коррозии при эксплуатационной температуре (350 градусов Цельсия) и обеспечивает требуемую внутреннюю чистоту поверхностей при изготовлении, а также возможность проведения многократной дезактивации, так как задвижка установлена в системе II контура.

2.3 Расчет задвижки

2.3.1 Аналитический расчет основных усилий и моментов

Задачей силового расчета является определение основных усилий и моментов, необходимых для управления задвижкой, и проверка условий прочности уплотнения и подшипника.

Аналитически провести такого вида расчет - трудоемкая работа, так как из-за большого разнообразия арматуры, как по функциональному назначению, так и по конструктивному оформления и применяемым материалам, нет единой методики, содержащей в себе четкую последовательность расчета и все необходимые для его выполнения коэффициенты. Стандарты, нормирующие основные расчетные положения, содержат большое количество перекрестных ссылок на документы, содержащие более конкретную нормативную информацию, например, по коэффициентам для различных видов уплотнительных материалов, сальников, типов уплотнения, конструктивных особенностей изделия. Поэтому для автоматизации расчета необходимо было изучить, учесть, совместить и систематизировать информацию из большого количества нормативных документов по проектированию арматуры.

На Рис.2.3.1 схематично изображены все использованные стандарты для расчета.

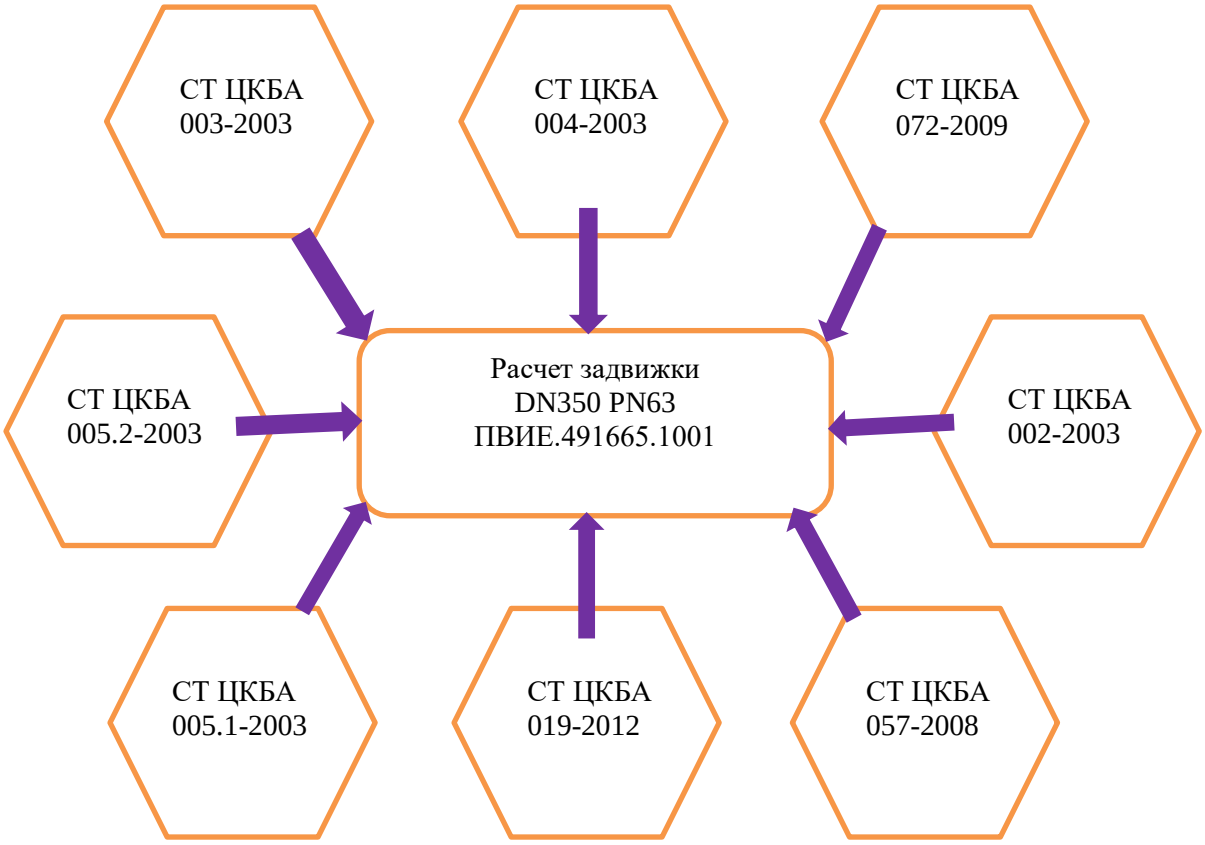


Рис. 2.3.1 Блок-схема перечня необходимых стандартов для аналитического расчета.

В расчете будем определять следующие основные величины:

Q и Q` - наибольшие усилия вдоль шпинделя при закрытии и открытии;

Q_M и Q_M` - необходимые усилия на маховике при закрытии и открытии;

Q_{OM} - максимальное усилия вдоль шпинделя при расчете сверху;

$q_{УМ}$ - максимальное удельное давление в уплотнение;

M и M` - наибольшие крутящие моменты на шпинделя при закрытии и открытии.

Условие прочности уплотнения:

$$q_{УМ} \leq [q_П],$$

где $[q_П]$ - предельно допустимое удельное давление в уплотнение.

Условие прочности подшипника:

$$n_2 \geq 1{,}0,$$

где n_2 - коэффициент запаса прочности подшипника.

«Методика расчета разработана на основании допущения: отсутствие деформации деталей при открытии и закрытии задвижки (корпус, запорный орган, уплотнение, шпиндель, резьбовая втулка и т.п).» [5]

Методика не учитывает влияния следующих факторов:

- формы корпуса задвижек;
- взаимного отклонения линейных размеров сопрягаемых деталей

(направляющие -зацепы, шпиндель - запорный орган, запорный орган - седло, корпус - крышка и т.п.);

- нагрузок от трубопроводов;
- сил инерции масс клина, шпинделя и других движущихся масс при закрытии задвижки.

Для автоматизации расчетов был написан макрос в Microsoft Excel. Все используемые формулы и данные для расчетов представлены в таблицах 1.1 и 1.2

Таблица 1.1 Исходные данные

Наименование	Ед.изм.	Значение
Условный проход, DN	Мм	350
Тип задвижки	-	1
Принятый тип затвора	-	Б
Вид привода	-	Ручной
Среда	-	Пар, вода
Материал уплотнительного кольца	-	ТРГ
P - рабочие давление среды	МПа	6,3
ΔP - перепад давления, при котором производится закрытие или открытие	МПа	6,3
γ - угол клина	град.	4
D_1 - внутренний диаметр уплотнения в затворе	мм	270
D_2 - наружний диаметр уплотнения в затворе	мм	298
Q_g – вес перемещающихся деталей;	Н	1100
$d\ x\ P_h^{'}$ – наружный диаметр и ход резьбы шпинделя	мм	50x8
d_2 – средний диаметр резьбы шпинделя	мм	
$D_б$ - средний диаметр бурта при открытии	мм	90
$D_б^{'}$ - средний диаметр бурта при закрытии	мм	90
D_M - наружний диаметр маховика	мм	
D_H - наружний диаметр кольца сальника	мм	69
D_C - внутренний диаметр кольца сальника	мм	50
H - высота сальниковой набивки	мм	70
m - коэффициент учитывающий вид среды	-	1,5
c - коэффициент зависящий от материала кольца затвора	-	35
k - коэффициент зависящий от материала кольца затвора	-	1

Таблица 1.2

Основной расчет

Наименование	Ед. изм.	Значение
Усилие от давления среды, усилие уплотнения		
$F = 0.25\pi \times D_{CP}^2$ – площадь действия давления среды	$мм^2$	89221,4
$B = 0.5(D_1 - D_2)$	мм	14
$F_y = \pi \times D_{CP} \times B$ – площадь уплотнения	$мм^2$	12491
$Q_{CP} = \Delta P \times F$ – усилие от давления среды	Н	399087,5
$q = Q_{CP} / F_y$ – удельное давление в уплотнение от среды	МПа	31,95
$q_{yo} = 0.316 m \times c / \sqrt{B}$ – необходимое удельное давление	МПа	4,43
$Q_{yo} = \pi \times q_{yo} \times D_{CP} \times B$ – усилие необходимое для уплотнения в затворе	Н	55383,4
Усилие необходимое для перемещения запорного органа		
$K_{CP} = \cos\gamma(tg\gamma + 2\mu_K - tg(arctg\mu_K + \gamma)$ – вспомогательный коэффициент	-	0,20
$K_{CP}^{'} = \cos\gamma(2\mu_K^{'} - tg\gamma - tg(arctg\mu_K^{'} - \gamma))$ – вспомогательный коэффициент	-	0,30
$K_y = K_{yo} = 2\cos\gamma(\mu_K + tg\gamma)$ – вспомогательный коэффициент	-	0,54
$K_y^{'} = K_{yo}^{'} = 2\cos\gamma(\mu_K^{'} + tg\gamma)$ – вспомогательный коэффициент	-	0,46
$Q_1 = K_{CP} \times Q_{CP} + K_{y0} \times Q_{y0} - Q_g$	Н	106826,6
$Q_1^{'} = K_{CP}^{'} \times Q_{CP} + K_{y0}^{'} \times Q_{y0} + Q_g$	Н	147811
Сила трения в сальнике		
Материал набивки	-	ТРГ
P_{OC} – осевое давление необходимое для затяга сальника	МПа	15
$K_{бд}$ – коэффициент бокового давления сальника	-	0,5
μ_c – коэффициент трения в сальниковой набивке	-	0,6

Таблица 1.2

Продолжение

Наименование	Ед. изм.	Значение
$T_C = \pi \times D_C \times H \times \mu_C \times P_{OC} \times K_{бд}$ – сила трения в сальнике	Н	49480,2
Усилие, выталкивающие шпиндель		
$Q_{ШП} = 0.25\pi \times P \times D_C^2$	Н	12370
Наибольшее усилие вдоль шпинделя		
$Q = Q_1 + Q_{ШП} + T_C$ – при закрытии	Н	168677
$Q^{'} = Q_1^{'} - Q_{ШП} + T_C$ – при открытии	Н	184921
Крутящий момент трения в резьбе		
Наличие смазки	-	Присутствует
Смазочный материал	-	ЦИАТИМ221
μ – коэффициент трения движения в резьбе	-	0,2
$\mu^{'} = 1.3\mu$ – коэффициент трения покоя в резьбе	-	0,26
$L_P = 0.5d_2 \times tg(\alpha + \rho)$- условное плечо в резьбе при закрытии	мм	5,94
$L_P^{'} = 0.5d_2 \times tg(\rho^{'} - \alpha)$- условное плечо в резьбе в начале открытия	мм	4,64
$M_P = Q \times L_P$- момент от сил трения в резьбе при закрытии	$Н \cdot м$	1001941
$M_{P1} = Q \times L_p^{'}$- момент от сил трения в резьбе в начале открытия	$Н \cdot м$	782661
$M_{P2} = Q^{'} \times L_p$- момент от сил трения в резьбе в начале подъема	$Н \cdot м$	1098432
Крутящий момент трения в бурте		
Наличие смазки	-	Присутствует
Смазочные материалы	-	ЦИАТИМ221
Наличие шарикоподшипника	-	Присутствует
$\mu_б$ – коэффициент трения движения в бурте	-	0,01
$\mu_б^{'}$ – коэффициент трения покоя в бурте	-	0,01

Таблица 1.2
Продолжение

Наименование	Ед. изм.	Значение
μ_{mid} – среднее значение коэффициента трения движения в резьбе	-	0,2
$L_P(при\ \mu_{mid})$- условное плечо в резьбе при закрытии	мм	5,94
$L_б = 0.5 \times D_б \times \mu_б$ - условное плечо в бурте при закрытии	мм	0,45
$Q_{OM} = M_{KP} / (L_P \times L_б)$ – max усилие вдоль шпинделя при расчете сверху	Н	30041
$R = Q_{OM} / (2\cos\gamma \times (tg\gamma + \mu_K))$ – max усилие в уплотнение при закрытии	Н	56424
$Q_{УМ} = R + Q_{CP}$ – max усилие в уплотнение при расчете сверху	Н	455512
$q_{УМ} = Q_{УМ} / F_У$ – максимальное удельное давление	МПа	36,5
$[q_n]$ – предельно допустимое удельное давление в уплотнении	МПа	80
Условие прочночсти $q_{УМ} \le [q_n]$	-	**Выполнено**
Оценка прочности подшипника		
№ подшипника	-	8216
ГОСТ	-	7872-89
Q_{CT} - допустимая статическая нагрузка на подшипник	Н	160000
Q_{OM} - максимальное усилие вдоль шпинделя при расчете сверху	Н	30041
$n_2 = Q_{CT} / Q_{OM}$ - коэффициент	-	5,3
Условие прочности $n_2 \ge 1{,}0$	-	**Выполнено**

Таблица 1.2
Продолжение

Наименование	Ед. изм.	Значение
Усилие на шпинделе необходимое для создания верхнего уплотнения		
$D_{CP} = D_Z + A \times tg\beta$ - средний диаметр верхнего уплотнения	мм	61
$Q_{CP} = 0.25 \times \pi \times D_{CP}^2 \times P$ – усилие от давления среды	Н	18412
$B = A / \cos\beta$	мм	2,8
$q_{y10} = 0.316 m \times c / \sqrt{B}$	МПа	9,86
$q_{y2} = m \times q_y^{'} / B$	МПа	15,91
$q_{y0} = \max(q_{y10}; q_{y2})$ – необходимое удельное давление	МПа	15,91
$n_1 = \sin\beta + \mu_K \times \cos\beta$	-	0,85
$Q_{y0} = \pi \times q_{y0} \times D_{CP} \times B \times n_1$ – усилие необходимое для уплотнения	Н	7316
X – эмпирический коэффициент	-	1,1
$Q_B = X \times (Q_{y0} + T_C)$ – усилие необходимое для уплотнения на шпинделе при $Q_y \le Q_{CP}$	Н	62476
Момент на маховике, необходимый для создания верхнего уплотнения		
$M_{рв} = Q_B \times L_P$	$Н \cdot мм$	371108
$M_{бв} = Q_B \times L_{б2}$	$Н \cdot мм$	28114
$M_B = M_{PB} + M_{БВ}$	$Н \cdot мм$	399222

Microsoft Excel позволяет сделать автоматизацию всех вычислений при помощи функции Макросы. При использовании Макросов можно сократить время расчетов, а также пользоваться готовым расчетным проектом при дальнейших расчетах задвижек подобного типа, но с другими исходными данными.

Исходные данные и коэффициенты	
P	6,3
ΔP	6,3
γ	4
D1	270
D2	298
Qg	1100
d x Ph	50 X 8
d2	46
$D_б$	90
$D_б$	90
$D_н$	69
D_c	50
H	70
m	1,5
c	35
k	1
Кбд	0,5
Рос	15
mc	0,6
n	1,25

Расчёт

Усилия от давления среды, усилия уплотнения						
F, мм^2	B, мм	Fy, мм2	Qср, Н	q, Мпа	q_{y0}, Мпа	Q_{y0}, Н

Расчет необходимого усилия на маховике	
QM	QM`

Усилия необходимые для перемещения запорного органа					
Кср	Кср'	Ку	Ку'	Q1 (Н)	Q1' (Н)

Необходимый крутящийся момент на маховике
Мкр

Сила трения в сальнике
Тс

Расчет макс.крут.момента на маховике								
$M_{кр}$	Lр	Lб	$Q_{ом}$	R	$Q_{ум}$	$q_{ум}$	[qn]	$q_{ум}$< [qn]

Усилия, выталкивающие шпиндель
Qшп

Крутящий момент трения в бурте					
$L_б$	$L_{б1}$	$L_{б2}$	$M_б$	$M_{б1}$	$M_{б2}$

Наибольшее усилие вдоль шпинделя	
Q	Q`

Наибольший крутящийся момент на шпинделе			
M	M1	M2	M`

Оценка прочности подшипника			
Qст	Qом	n_2	n_2>1,0

Крутящий момент трения в резьбе				
Lр (мм.)	Lр' (мм.)	Мр	Мр1	Мр1

Расчетный крутящийся момент на шпинделе
Мрасч

очистить

Рис 2.3.1.1 Первоначальный вид таблицы расчетов в Excel

Исходные данные и коэффициенты	
P	6,3
ΔP	6,3
γ	4
D1	270
D2	298
Qg	1100
d x Ph	50 X 8
d2	46
$D_б$	90
$D_б$	90
$D_н$	69
D_c	50
H	70
m	1,5
c	35
k	1
Кбд	0,5
Рос	15
mc	0,6
n	1,25

Расчёт

Усилия от давления среды, усилия уплотнения						
F, мм^2	B, мм	Fy, мм2	Qср, Н	q, Мпа	q_{y0}, Мпа	Q_{y0}, Н
89221,4	14	12491	399087,5	31,95	4,43	55383,4

Расчет необходимого усилия на маховике	
QM	QM`
4113	4727

Усилия необходимые для перемещения запорного органа					
Кср	Кср'	Ку	Ку'	Q1 (Н)	Q1' (Н)
0,2	0,3	0,54	0,46	106826,6	147811

Необходимый крутящийся момент на маховике
Мкр
1477058

Сила трения в сальнике
Тс
49480,2

Расчет макс.крут.момента на маховике								
$M_{кр}$	Lр	Lб	$Q_{ом}$	R	$Q_{ум}$	$q_{ум}$	[qn]	$q_{ум}$< [qn]
192000	5,94	0,45	30041	56424	455512	36,5	80	**Выполнено**

Усилия, выталкивающие шпиндель
Qшп
12370

Крутящий момент трения в бурте					
$L_б$	$L_{б1}$	$L_{б2}$	$M_б$	$M_{б1}$	$M_{б2}$
0,45	0,59	0,45	75905	98676	83215

Наибольшее усилие вдоль шпинделя	
Q	Q`
168677	184921

Наибольший крутящийся момент на шпинделе			
M	M1	M2	M`
1077845	881337	1181647	1181647

Оценка прочности подшипника			
Qст	Qом	n_2	n_2>1,0
160000	30041	5,3	**Выполнено**

Крутящий момент трения в резьбе				
Lр (мм.)	Lр' (мм.)	Мр	Мр1	Мр1
5,94	4,64	1001941	782661	1098432

Расчетный крутящийся момент на шпинделе
Мрасч
1181647

очистить

Рис 2.3.1.2 Выполненный расчет.

2.3.2 Расчет с помощью МКЭ

Сборка модели задвижки проводилась в КОМПАС 3D. Расчет на возникающие напряжения в конструкции делался в инженерной программе ANSYS Workbench. Workbench является одним из основных продуктов компании. Обычно пользователи Ansys разбивают большие сборки на маленькие компоненты, каждый из которых моделируется и тестируется индивидуально. Задав необходимые объекта, можно добавить вес, давление, температуру и другие физические свойства. Наконец, программное обеспечение Ansys моделирует и анализирует с течением времени движение, усталость, разрушения, поток жидкости, распределение температуры, электромагнитную эффективность и другие эффекты.

Поэтому ANSYS Workbench имеет следующие преимущества:

- быстро подготавливает геометрию для анализа потока без утомительной доработки;
- избегает дублирования исходных данных, которые являются общими для всего потока жидкости;
- легко рассчитывает несколько вариантов геометрии, сетки, физики процесса и автоматически получает новые результаты моделирования для этой серии расчетов;
- улучшает качества разрабатываемого изделия (процесса) за счет ясного понимания происходящих процессов с последующим корректным проектированием;

На Рис. 2.3.2.1 представлена конечно-элементная модель задвижки. В расчете не учитываются элементы, находящиеся выше крышки потому, что их влияние на прочность крышки будут незначительными.

Рис 2.3.2.1 Конечно-элементная модель задвижки.

В модели использованы квадратичные тетраэдрические элементы.

Граничные условия

К внутренней поверхности прикладывается давление. Поверхности отверстий для креплений фиксируются по всем степеням свободы. Крышка и корпус соединяются в местах креплений.

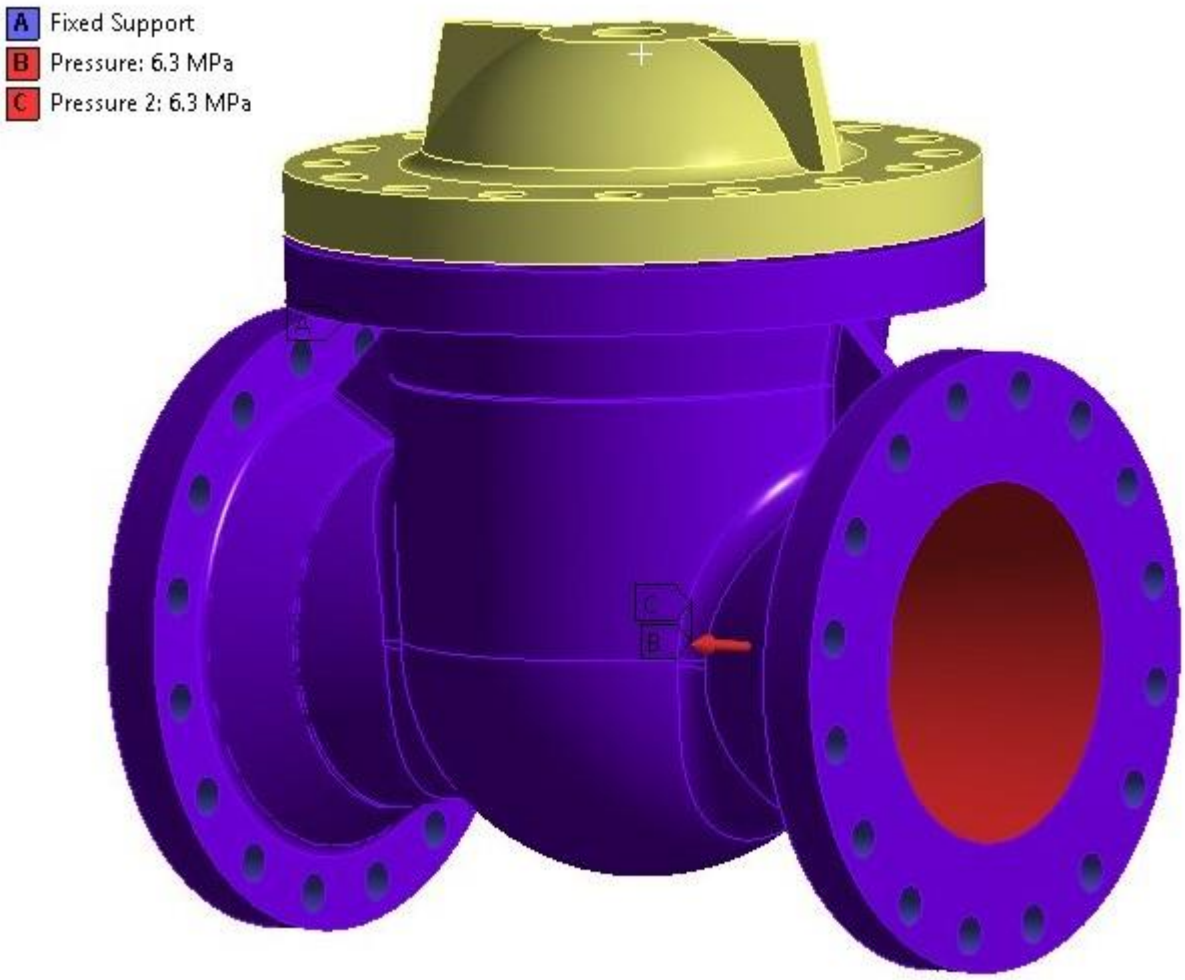


Рис 2.3.2.2 Модель задвижки с граничными условиями

Механические свойства стали 12Х18Н10ТЛ:

$$R_m^T = 370 \text{ МПа}, \quad R_{p0.2}^T = 195 \text{МПа} – \text{при } t = 350°C;$$

Номинальные допускаемые напряжения для стали 12Х18Н10ТЛ

$$[\sigma] = \min\left\{\frac{R_m^T}{n_m}; \frac{R_{p0.2}^T}{n_{0.2}}; \frac{R_{mt}^T}{n_{mt}}\right\}$$

$$[\sigma] = \min\left\{\frac{370}{2.6} = 142; \frac{195}{1,5} = 130\right\} = 130 \text{ МПа};$$

Номинальные допускаемые напряжения для стали 12Х18Н10ТЛ при гидравлических испытаниях : $[\sigma] = \frac{195}{1.1} = 177$ МПа;

В процессе проектирования деталей сложной конфигурации, таких как корпус, их окончательный облик является результатом совместной работы конструктора и специалиста, выполняющего прочностные расчеты.

Первое приближение конструктивного оформления детали определяется с учетом массо-габаритных требований изделия, принимая во внимание рекомендации нормативных документов по минимальной толщине стенки в зависимости от параметров рабочей среды.

Затем проводится прочностной расчет, результаты которого анализируются, и в случае, если условия прочности не выполняются, принимается решение о введении в конструкцию дополнительных подкрепляющих элементов типа ребер, локальном увеличении толщины стенки или др. Проводится расчет измененной конструкции, итерации повторяются до тех пор, пока не будут выполнены условия прочности при рабочих условиях и в условиях гидравлических испытаний.

При проектировании корпуса задвижки понадобилось выполнить 4 итерации:

1. Первое приближение с одним внутренним ребром;
2. С крестообразными ребрами;
3. Без ребер

4. Без рёбер с уменьшенными радиусами и увеличенной толщиной стенки цилиндрической части.

Расчет последнего варианта показал, что для данной конфигурации корпуса условия прочности выполняются в рабочих условиях и при гидравлических испытаниях.

Ниже представлены результаты промежуточных итераций (1-3) и расчет окончательной конфигурации.

Итерация 1 (первое приближение)

Расчет при номинальном внутреннем давлении P=6.3 МПа (с одним ребром жесткости)

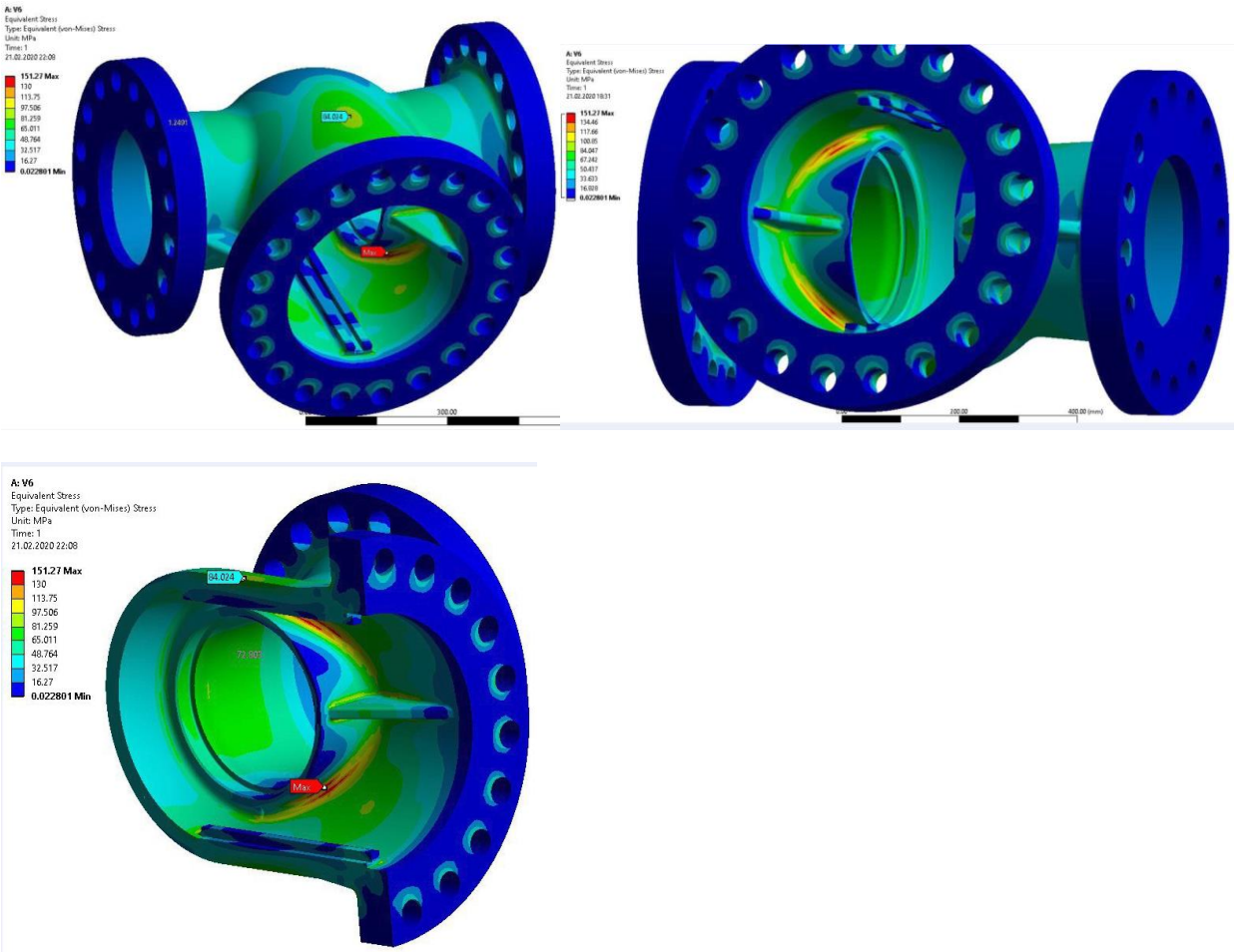


Рис 2.3.2.1 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в модели с одним ребром жесткости, МПа

Как видно, максимальные напряжения превышают допускаемые 130 МПа

Расчет в условиях гидравлических испытаний, P=9.6 МПа (с одним внутренним ребром)

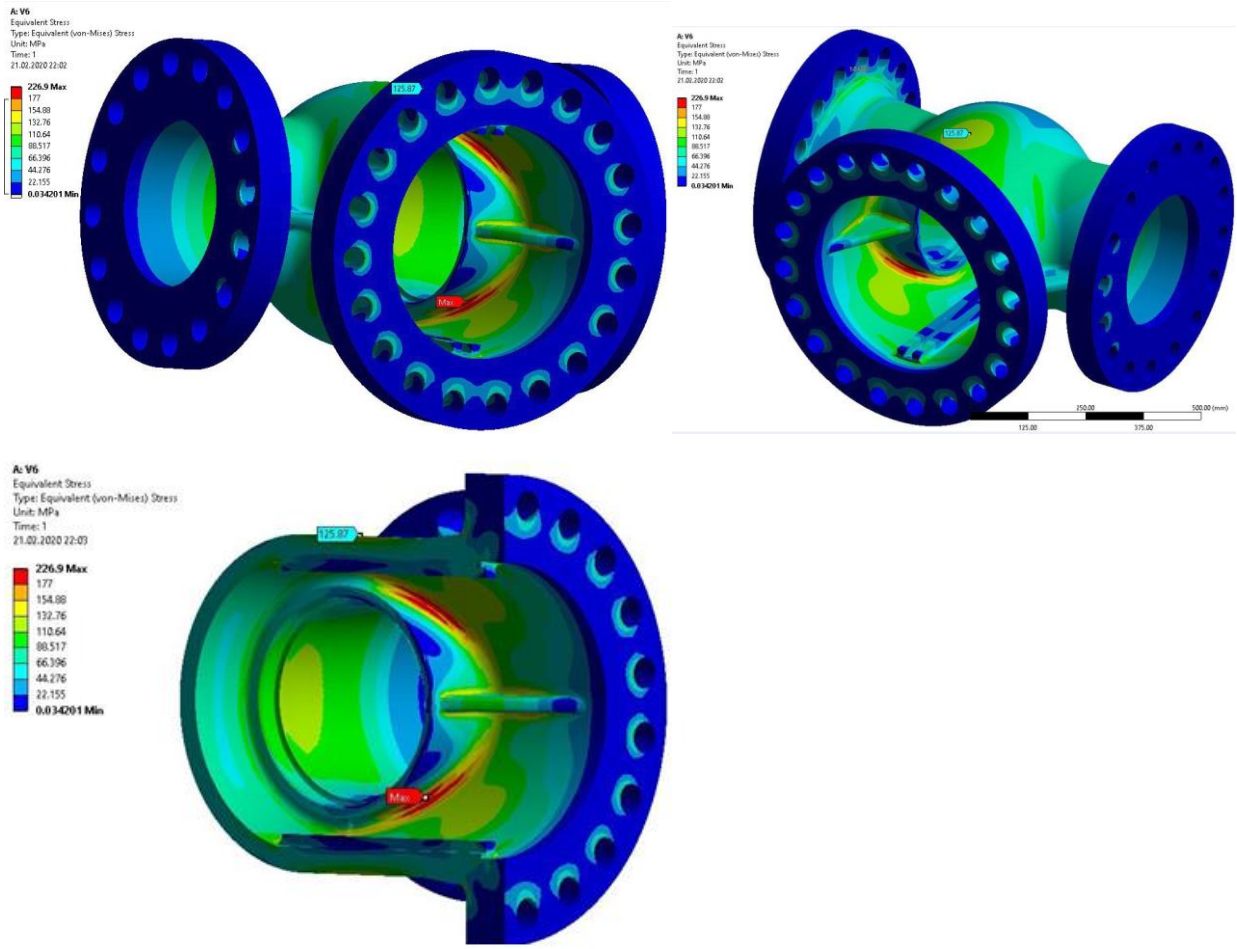


Рис 2.3.2.2 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в модели с одним ребром жесткости, МПа

Как видно, максимальные напряжения везде превышают допускаемые 177 МПа.

Итерация 2

Расчет при номинальном внутреннем давлении P=6.3 МПа (с ребрами жесткости, расположенными крестом)

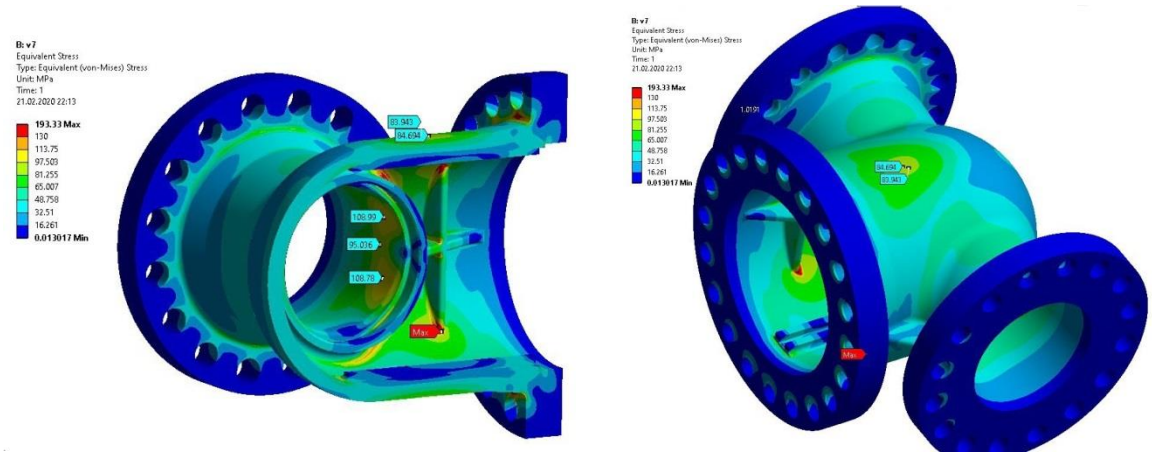
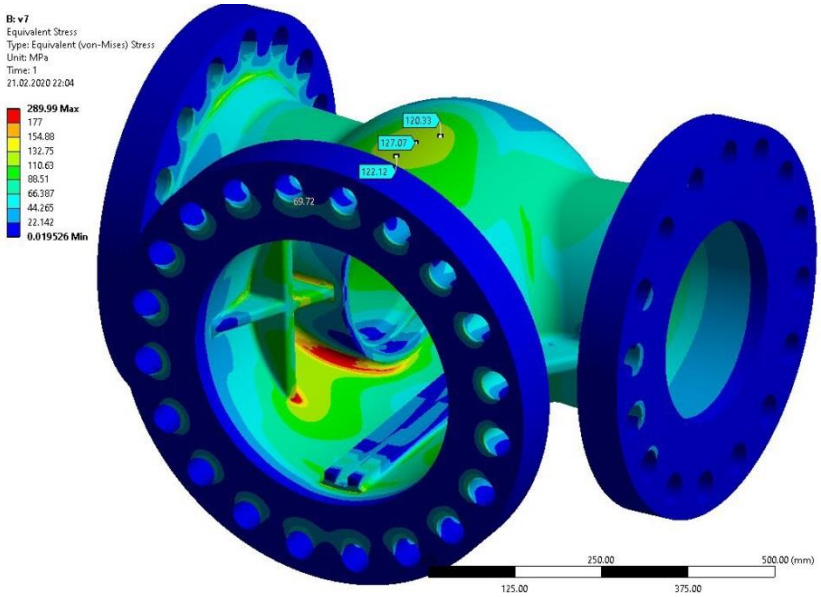


Рис 2.3.2.3 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в модели с ребрами жесткости, расположенными крестом, МПа

Как видно, максимальные напряжения превышают допускаемые 130 МПа

Расчет в условиях гидравлических испытаний, P=9.6 МПа (с ребрами жесткости, расположенными крестом)



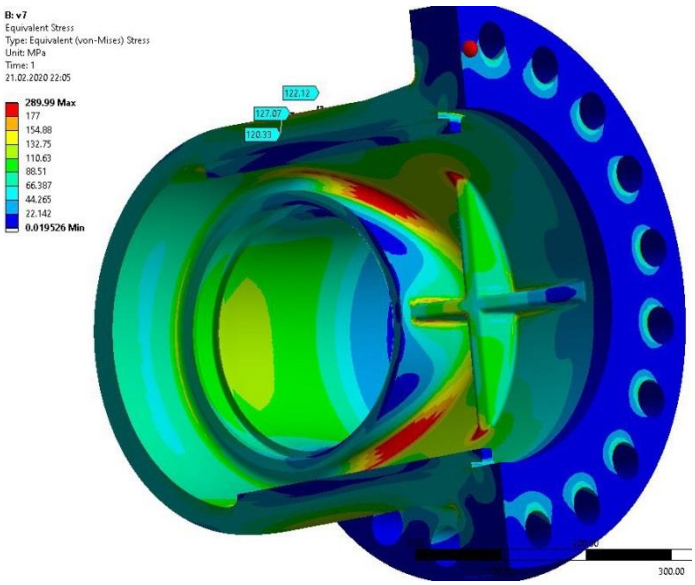
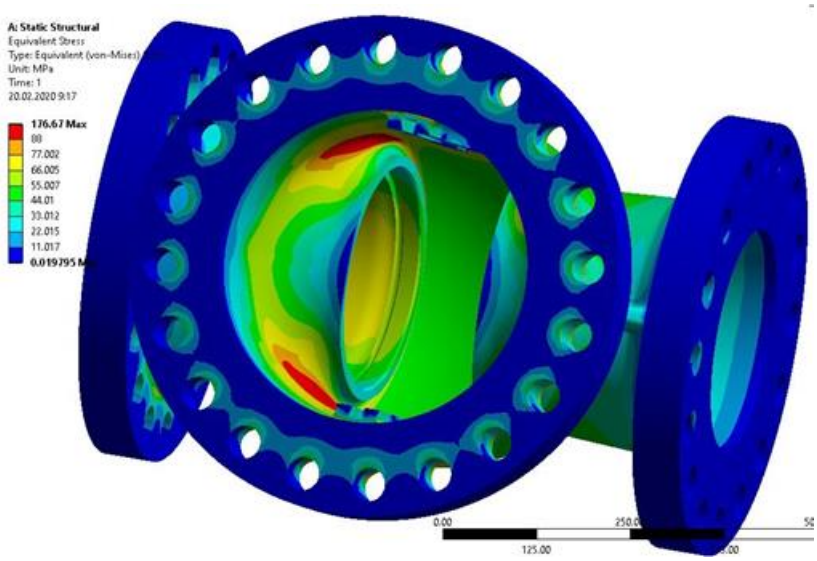


Рис 2.3.2.4 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в модели с ребрами жесткости, расположенными крестом, МПа

Как видно, максимальные напряжения везде превышают допускаемые 177 МПа.

Итерация 3

Расчет при номинальном внутреннем давлении 6.3 МПа без ребер



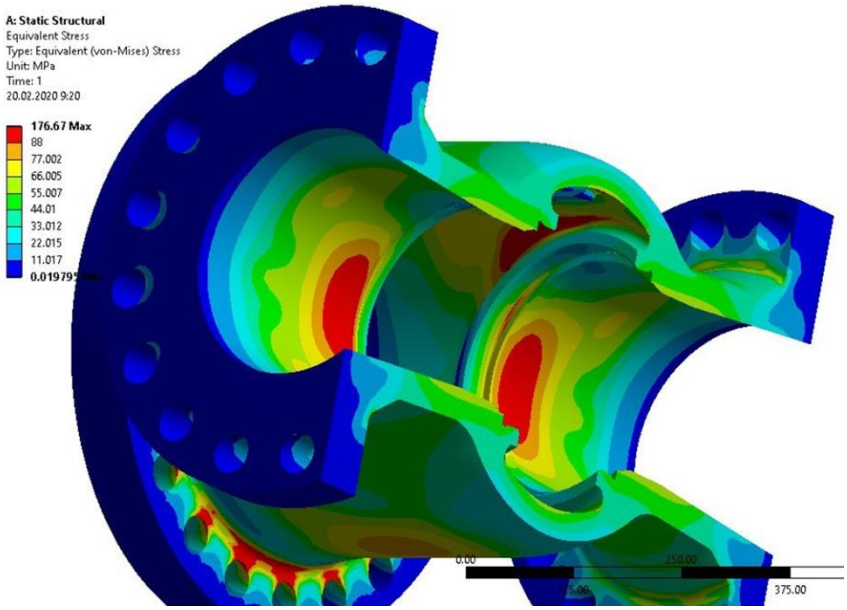


Рис 2.3.2.5 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в модели без ребер, МПа

Как видно, максимальные напряжения превышают допускаемые 130 МПа

Расчет в условиях гидравлических испытаний, P=9,6 МПа (без ребер)

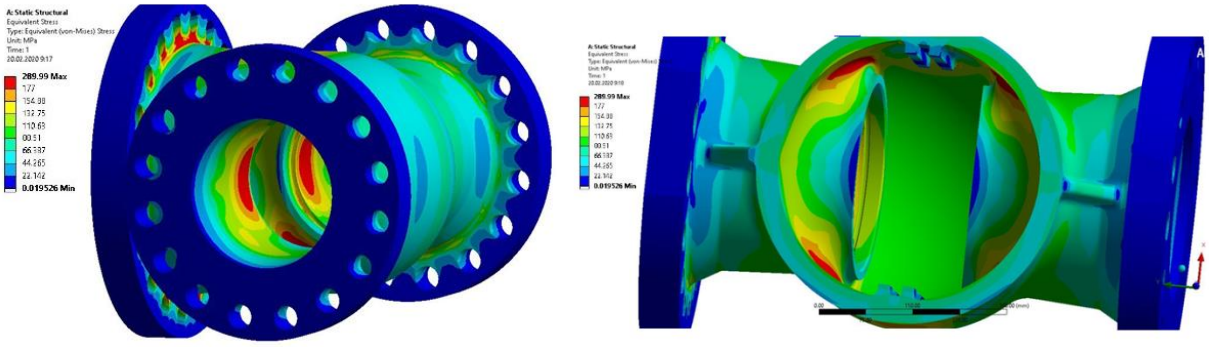


Рис 2.3.2.6 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в модели с большими радиусами прохода, МПа

Как видно, максимальные напряжения везде превышают допускаемые 177 Мпа.

Итерация 4 Окончательная конфигурация без рёбер с уменьшенными радиусами перехода и увеличенной толщиной стенки цилиндрической части

Расчет при номинальном внутреннем давлении 6.3 МПа

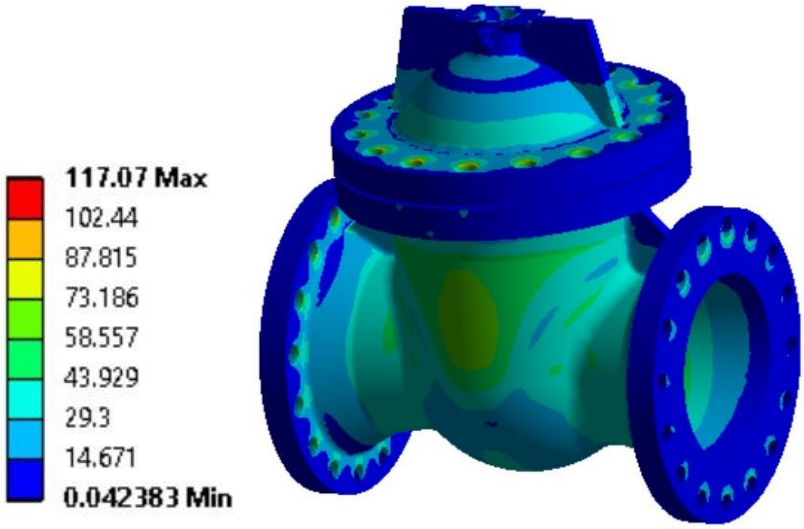


Рис 2.3.2.7 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений во всей модели, МПа

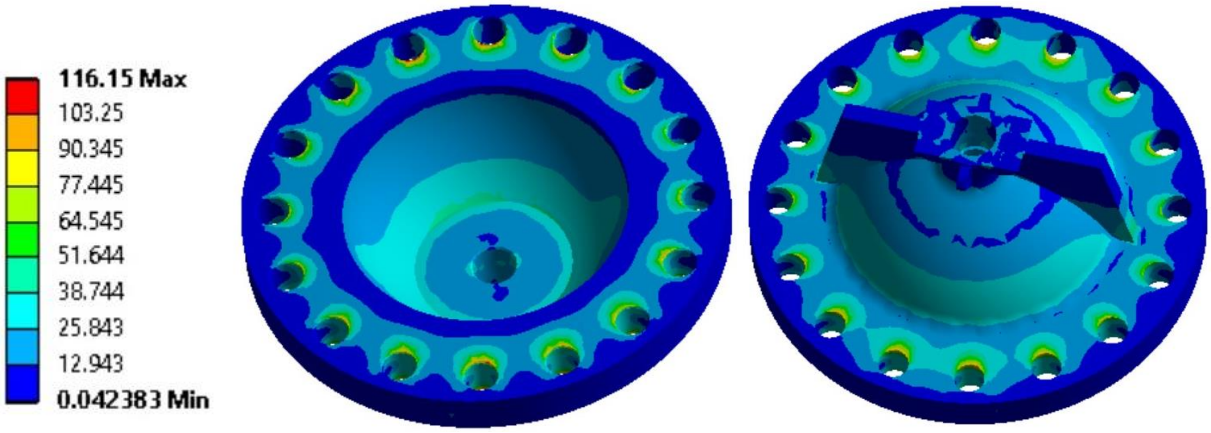


Рис 2.3.2.8 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в крышке, МПа

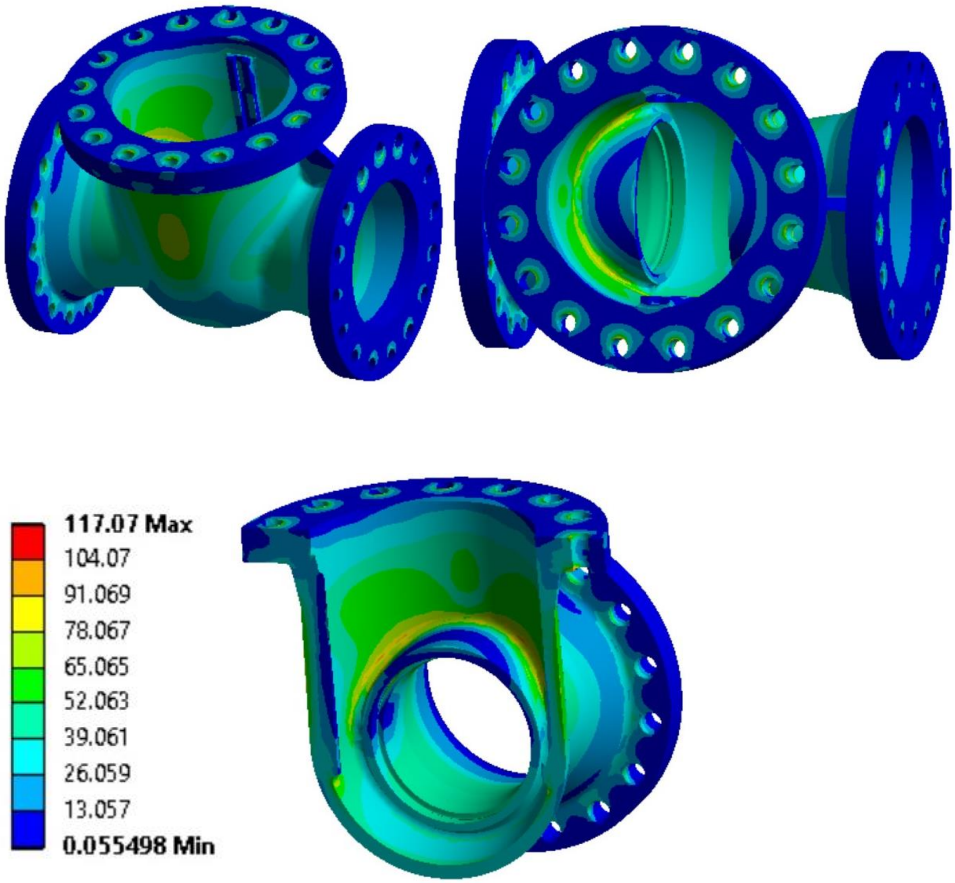


Рис 2.3.2.9 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в корпусе, МПа

Как видно, максимальные напряжения не превышают допускаемые 130 МПа

Расчет в условиях гидравлических испытаний, P=9.6 МПа (без рёбер жесткости)

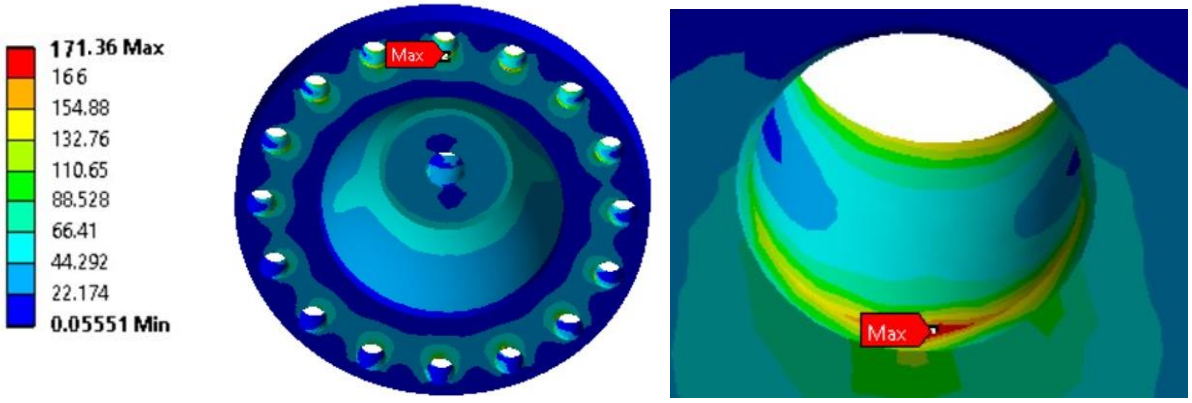


Рис 2.3.2.10 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в крышке, МПа

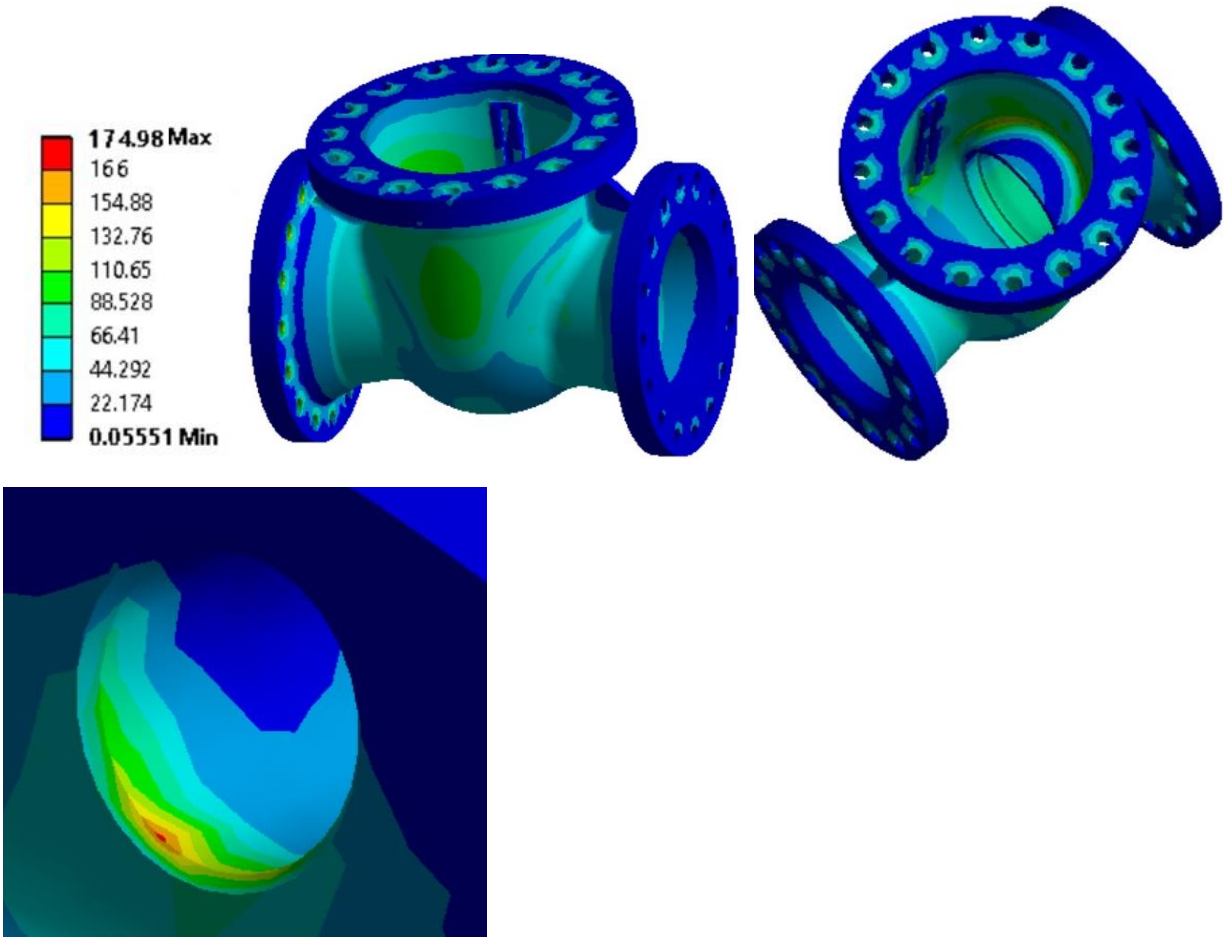


Рис 2.3.2.11 Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в корпусе, Мпа

Как видно, максимальные напряжения везде не превышают допускаемые 177 МПа.

По результатам расчетов на прочность, задвижка с корпусом без рёбер жесткости удовлетворяет всем условиям прочности при номинальном давлении и давлении гидравлических испытаний.

Заключение

Основная задача данной работы – выполнение прочностных расчетов нагруженных давлением рабочей среды деталей задвижки, а также автоматизация стандартизованного в СТ ЦКБА 002-2003 алгоритма силового расчета задвижек применительно к проектируемой задвижке ПВИЕ. 491665.1001.

При реализации алгоритма силового расчета была введена возможность выбора различных уплотнительных материалов с автоподстановкой их свойств, ранее выбираемых по отдельным справочникам и стандартам, в том числе и терморасширенного графита. Расчет арматуры с применением такого типа уплотнительного материала применительно к изделиям разработки АО «Балтийский завод» проводился впервые.

Весь силовой расчет был проведен в Excel при помощи функции Макросы, что помогло оптимизировать и автоматизировать вычисления для дальнейшего использования.

Расчет на прочность был произведен в Ansys Workbench для четырех конфигураций задвижки с разным расположением рёбер жесткости и радиусами перехода. Ansys Workbench был выбран потому, что набор функций данной программы позволяет решать широчайший спектр задач практически из любых областей, учитывая все отечественные и зарубежные нормы проектирования, а также вносить изменения в проекты на любом этапе проектирования и решать задачи оптимизации.

Выполненный мной прочностной расчет в составе комплекта конструкторской документации на задвижку ПВИЕ.491665.1001 прошел процедуру одобрения Российским Морским Регистром Судоходства. По одобренной документации и под техническим наблюдением Регистра в заводом был изготовлен Головной образец, который прошел в полном объеме приемо-

сдаточные и циклические испытания в соответствии с требованиями ГОСТ Р 15.301-2016 «Система разработки и постановки продукции на производство (СРПП). Продукция производственно-технического назначения. Порядок разработки и постановки продукции на производство». С учетом положительных результатов всех видов испытаний было оформлено техническое решение о допуске задвижки к эксплуатации в системе главного пара ледокола

УТВЕРЖДАЮ
ФГУП «Атомфлот»
Представительство
в г.Санкт-Петербурге
Заместитель Генерального директора
по строительству флота-Руководитель
Представительства в г.Санкт-Петербург

_____К.Ю.Князевский
«12» 02 2020 г.

УТВЕРЖДАЮ

Технический директор
АО «Балтийский завод»

_____А.Ю.Софронов
«____» _____ 2020г.

СОГЛАСОВАНО
Директор Филиала по атомным судам
ФАУ «РМРС»

_____К.М.Пономарев
«14» 02 2020г.

УТВЕРЖДАЮ
Главный конструктор проекта 22220
АО «ЦКБ «ОСК-Айсберг»

_____В.М.Воробьев
«____» _____ 2020г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ №408-02/ 023(22220)-20ТР
О комплектации системы главного пара черт.22220.362451.3004.05
заказов проекта 22220 задвижкой стальной DN350 PN63
ПВИЕ.491665.1001

12.02.2020 г. г. С-Петербург

Для комплектации системы главного пара заказов проекта 22220 в соответствии с черт.22220.362451.3004.05 были поставлены задвижки 22220 PTU-011, не прошедшие входной контроль по причине негерметичности относительно внешней среды и не подлежащие ремонту. Во исполнение Решения №264-12/7.294(22220)-19ТР от 27.08.2019 г. об изготовлении силами АО «Балтийский завод» задвижки с аналогичными параметрами взамен негодной, были изготовлены опытный (зав.№101) и головной (зав.№102) образцы задвижки стальной DN350 PN63 ПВИЕ.491665.1001.

С учетом положительных результатов всех испытаний, предусмотренных одобренной РС конструкторской документацией, - на прочность и плотность относительно окружающей среды, испытаний на герметичность затвора, испытаний на работоспособность, головной образец задвижки стальной DN350 PN63 ПВИЕ.491665.1001 допущен к установке на заказ 05706 Решением №264-12/7.417(22220)-19ТР от 15.11.2019.

В соответствии с ГОСТ Р 15.301-2016, головной образец задвижки прошел приемо-сдаточные испытания в полном объеме (Протокол №264-12/7-023 от 11.02.2020, Акт №264-12/7-024 от 11.02.2020).

Комиссия, рассмотрев положительные результаты испытаний на прочность и

Список использованной литературы

1) ГОСТ 12.2.003-91 Оборудование производственное. Общие требования безопасности., 1992

2) Гуревич Д.Ф.. Трубопроводная арматура: справочное пособие, М, 1981

3) Котов Ю.В., Кротов В.В., Оборудование атомных электростанций.- М.: Машиностроение, 1982.

4) Ракицкий Б.В. Судовые ядерные энергетические установки. Учебник. Л., Судостроение, 1976.

5) СТ ЦКБА 002-2003 Арматура трубопроводная, задвижки. М., 2017

6) СТ ЦКБА 004-2003 Болты и шпильки нормирование статической прочности

7) СТ ЦКБА 003-2003 Корпуса и крышки Нормирование статической прочности

8) СТ ЦКБА 005.1-2003 Металлы Основные требования к выбору материала

9) СТ ЦКБА 005.2-2003 ---

10) СТ ЦКБА 019-2012 Уплотнения на основе ТРГ Технические требования

11) СТ ЦКБА 057-2008 Коэффициенты трения в узлах арматуры

12) ПНАЭ Г-7-002-86 Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок, 1987

13) Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 17

14) http://www.rosatomflot.ru/

15) http://www.ilma-sealing.com/