ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ

Программное средство
для подготовки данных и запуска программ расчета тепловых и гидравлических схем Line-TPP (ПС «Line-TPP»)

МОСКВА

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие сведения 1
1.1. Полное наименование и условное обозначение объекта 1
1.2. Термины, сокращения и определения 1
1.3. Назначение и область применения ПС Line-ТРР 1
1.4. Описание ПС Line-ТРР 1
2. Описание расчетных схем и геометрических моделей 2
2.1. Канал 2
2.2. Элемент канала (элемент) 3
2.3. Поверхность теплообмена участка 3
2.4. Граничное условие - тепловой поток извне 4
2.5. Граничное условие - теплообмен через плоскую стенку 4
2.6. Граничное условие – тепловыделяющий элемент (твэл). 5
2.7. Узел 5
2.8. Компенсационный объем (КО) 6
2.9. Регулятор 7
2.10. Ротор 7
3. Математическая модель 10
3.1. Уравнение движения 11
3.2. Уравнение энергии для элементов и узлов 14
3.3. Замыкающие соотношения 15
3.4. Уравнение энергии для активных элементов 17
Уравнение для определения мощности, совершаемой сжимаемым теплоносителем в единицу времени 17
Уравнение для определения работы, совершаемой несжимаемым теплоносителем в единицу времени 18
3.5. Уравнение ротора 19
3.6. Уравнения для компенсационных объемов 20
3.7. Моделирование дыхательных баков, соединенных с атмосферой 24
3.8. Уравнение теплопроводности для расчета температуры в стенке 25
3.9. Уравнение теплопроводности для расчета температуры в твэле 26
3.9.1. Балансный метод 26
3.9.2. Сеточный метод 27
3.10. Уравнение концентрации пассивной примеси (борной кислоты) 30
3.11. Модель регуляторов ПС ТРР 31
3.12. Моделирование неконденсирующегося газа в КО 32
3.13. Моделирование мощности твэлов в управляющей программе 33
3.14. Моделирование теплообменных контуров с различными теплоносителями 33
4. Матрица верификации 35
5. Обоснование диапазона применимости таблиц свойств воды и водяного пара в ПС ТРР 36
6. Выполнение тестовых рачетов 42
6.1. ТЕСТОВАЯ ЗАДАЧА № 3 42
6.2. ТЕСТОВАЯ ЗАДАЧА № 7 44
6.3. ТЕСТОВАЯ ЗАДАЧА № 10 47
7. Требования к техническому обеспечению 50

ООО «Научно-производственный центр Приоритет»
115035, Москва, Садовническая ул., 15; тел./факс: (495) 995-27-33
prioritet@priortelecom.ru, www.priortelecom.ru

1. Общие сведения

1.1. Полное наименование и условное обозначение объекта

Наименование системы – программное средство для подготовки данных и запуска программ расчета тепловых и гидравлических схем Line-TPP.

Условное обозначение – ПК Line-TPP или Система.

1.2. Термины, сокращения и определения

В настоящем документе приняты следующие сокращения:

1. Таблица 1

Сокращение	Расшифровка
TPP	Termal Power Plant (теплоэлектростанция)
АЭС	Атомная электрическая станция
ГУ	Граничное условие
КО	Компенсатор объема
КПД	Коэффициент полезного действия
ПГ	Парогенератор
ПС	Программное средство
ПК	Программный комплекс
твэл	Тепловыделяющий элемент
ТЭС	Тепловая электрическая станция
ТО	Теплообменник
САР ПГ	Система аварийного расхолаживания парогенератора

1.3. Назначение и область применения ПС Line-TPP

Программное средство TPP (Thermal Power Plant) предназначено для моделирования нестационарных и установившихся процессов в разветвленных теплогидравлических сетях и теплообменном оборудовании, в том числе в первом и втором контуре АЭС с РУ ВВЭР и РБМК. В качестве рабочих сред могут использоваться вода, водяной пар и пароводяная смесь.

К аттестации ПС Line-TPP заявлено как ПС для выполнения проектных инженерных расчетов и обоснования безопасности АЭС с РУ ВВЭР и РБМК.

1.4. Описание ПС Line-TPP

Для численного моделирования динамических процессов в теплогидравлических сетях используется система нестационарных уравнений теплогидродинамики, а также система замыкающих соотношений и граничных условий.

При описании процессов тепломассопереноса в качестве исходных уравнений используются одномерные нестационарные уравнения сохранения массы, энергии и количества движения.

Теплогидравлическая модель течения теплоносителя реализована в приближении гомогенной несжимаемой жидкости. Уравнения состояния в устройствах типа парогенератор, конденсатор, гидроемкость, компенсатор объема (давления) решаются в приближении равновесной термодинамики. Система дифференциальных уравнений аппроксимируется системой конечно-разностных уравнений. Система уравнений движения решается полунеявным методом. Уравнение энергии - балансным методом. Уравнения теплопроводности решаются как балансным методом, так и методом конечных разностей.

2. Описание расчетных схем и геометрических моделей

Расчетная модель любой энергоустановки набирается из следующих элементарных блоков (расчетных элементов):

- КАНАЛ;
- УЗЕЛ;
- КОМПЕНСАЦИОННЫЙ ОБЪЕМ;
- РЕГУЛЯТОР;
- РОТОР (ТУРБИН И НАСОСОВ).

2.1. Канал

Канал является основной расчетной единицей программы.

Под расчетным каналом понимается часть трубопровода, прямоточного теплообменника, проточная часть турбины, насоса и т.д.

Канал характеризуется одинаковым по всей длине массовым расходом теплоносителя на каждом временном шаге.

Канал обязательно начинается и заканчивается узлом.

Канал состоит из расчетных элементов, количество элементов в канале может быть произвольным и определяется только особенностями расчетной схемы.

Кроме того, в каждом канале в произвольном элементе канала, в том числе и в одном и том же, может находиться одно регулируемое сопротивление (задвижка) и один насос.

2.2. Элемент канала (элемент)

Каждый элемент канала (контрольный объем) характеризуется следующими признаками: площадью проходного сечения; длиной; гидравлическим диаметром; местным гидравлическим сопротивлением; сопротивлением трения (рассчитывается автоматически по геометрическим характеристикам в зависимости от режима течения); поверхностью, ограждающей теплоноситель от внешней среды. В программе всегда рассчитывается теплообмен с ограждающей поверхностью (в дальнейшем - поверхностью теплообмена**;** коэффициенты теплоотдачи вычисляются в зависимости от режима течения).

Теплообменная поверхность характеризуется толщиной стенки, теплопроводностью и объемной теплоемкостью.

В программе предусмотрено моделирование так называемых активных элементов, когда течение в пределах элемента не является изоэнтальпийным. Признаком неизоэнтальпийного течения является принадлежность элемента к активному элементу, что указывается соответствующим признаком. Если совершаемая при течении теплоносителя через такой элемент работа положительна (теплоноситель совершает работу), то такой элемент считается ступенью турбины. Если работа отрицательна - насосом.

Последнее возможно только в том случае, если расчетный элемент действительно задан как насос.

В текущей версии программы не проведена верификация процесса течения теплоносителя через работающий насос в турбинном режиме и режиме гидротормоза.

Суммирование вырабатываемой в элементах механической мощности осуществляется в указанных пользователем активных элементах (к одному активному элементу может принадлежать произвольное число участков). Полученные суммарные характеристики используются в модуле ротор. На теплогидравлический расчет выбранный способ объединения активных участков в активные элементы не влияет.

2.3. Поверхность теплообмена участка

Поверхность теплообмена (тепловая структура) элемента канала (участка) всегда принадлежит конкретному элементу канала (участку). Каждый участок может одновременно содержать до 7 тепловых структур, причем каждая из тепловых структур может обладать индивидуальными характеристиками.

Поверхность теплообмена (тепловая структура) является плоской теплопередающей стенкой с указанной в исходных данных площадью. При расчете цилиндрических (или иных,

отличных от плоских) поверхностей теплообмена необходимо поверхность теплообмена или теплопроводность стенки задать как эквивалентную плоской стенке.

В случае необходимости аккуратно моделировать теплообмен именно через цилиндрическую стенку, следует в качестве тепловой структуры использовать модель цилиндрических тепловыделяющих элементов без внутренних источников энерговыделения, охлаждаемых изнутри и снаружи одновременно. В этом случае заметно снизится быстродействие программы.

Предусмотрено задание граничных условий теплообмена с поверхностью теплообмена принципиально двумя разными способами.

2.4. Граничное условие - тепловой поток извне

В этом случае расчет теплообмена со стенкой не выполняется. Количество передаваемого тепла к элементу определяется в соответствии с задаваемой в исходных данных плотностью теплового потока, умноженной на поверхность теплообмена элемента.

Расчет температуры теплопередающей стенки не выполняется, она полагается равной температуре теплоносителя в соответствующем элементе.

2.5. Граничное условие - теплообмен через плоскую стенку

Теплообмен с теплообменной поверхностью всегда рассчитывается с двух сторон.

В этом случае выполняется расчет теплообмена как с внутренней (со стороны элемента) так и с наружной стороны теплообменной поверхности (стенки). Коэффициент теплоотдачи с теплоносителем элемента вычисляется в зависимости от параметров теплоносителя и режима течения.

Предусмотрено задание теплообмена с внешней стороны стенки следующими тремя способами:

- теплообмен с внешней средой. Коэффициент теплоотдачи к наружной среде и температура наружной среды задаются в исходных данных. Если граничное условие теплообмена не задано, то полагается, что коэффициент теплоотдачи к внешней среде тождественно равен 0;

- теплообмен с теплообменной поверхностью другого элемента (принадлежащего произвольному каналу, в том числе и данному, но не “сам с собой”). При этом решаются уравнения нестационарного теплообмена через многослойную стенку. Пользователь обязан тщательно проверить, что в исходных данных теплообмен между элементами различных каналов задан взаимно. Тем не менее, текущая версия программы автоматически проверяет корректность задания взаимного теплообмена и выдает соответствующее предупреждение;

- теплообмен с одним из объемов какого-либо из компенсационных устройств (КО). При этом коэффициенты теплоотдачи к пространству внутри КО определяются из условия теплообмена в большом объеме. С одним и тем же объемом КО может обмениваться теплом произвольное число элементов, принадлежащих как к одному и тому же, так и разным каналам.

2.6. Граничное условие – тепловыделяющий элемент (твэл).

Предусмотрено моделирование цилиндрических тепловыделяющих элементов, омываемых снаружи, изнутри и с двух сторон (кольцевой твэл). При моделировании тепловыделяющих элементов уравнение теплопроводности для тепловой структуры решается в модели тепловыделяющего элемента.

2.7. Узел

Под узлом понимается соединительный объем (тройник, штуцер и т.д.), через который осуществляется подсоединение различных каналов между собой, подсоединение каналов к КО, а также подсоединение канала к внешней среде.

Теплоноситель, поступающий в узел, идеально перемешивается.

К узлу обязательно должен подсоединяться хотя бы один канал.

К узлу может подсоединяться произвольное число каналов.

Узел может подсоединяться к одному из объемов одного из КО.

Относительно узлов решаются уравнения гидродинамики. При решении уравнений гидродинамики определяется давление в каждом узле.

Если узел подсоединен к КО, то давление в данном узле принимается равным давлению в соответствующем КО.

Если узел подсоединен к внешней среде, то задаются в исходных данных граничные условия взаимодействия с внешней средой.

Граничным условием с внешней средой является энтальпия теплоносителя и давление либо расход (по выбору пользователя).

Если граничным условием с внешней средой является расход, давление в узле определяется при решении уравнений гидродинамики.

Узел характеризуется:

- объемом (равным произведению эффективного проходного сечения на длину, которые задаются в исходных данных);

- гидравлическим диаметром (только для расчета теплообмена с теплообменной поверхностью);

- теплообменной поверхностью.

Теплообменная поверхность характеризуется толщиной стенки, теплопроводностью и объемной теплоемкостью.

В отличие от элемента канала, теплообмен в узле допускается только с внешней средой через задаваемое в исходных данных граничное условие теплообмена. Если граничное условие теплообмена не задано, то полагается, что коэффициент теплоотдачи к внешней среде тождественно равен 0.

2.8. Компенсационный объем (КО)

Данный расчетный блок предназначен для расчета оборудования, в котором имеется разделение фаз теплоносителя.

Расчетная схема КО содержит три объема (рисунок 2.1): водяной объем в нижней части КО (V1); водяной объем, контактирующий с паровым объемом КО (V2); паровой объем (V3).

В КО решаются уравнения равновесной термодинамики для определения параметров теплоносителя в объемах КО и давления в КО. В паровом пространстве может присутствовать неконденсирующийся газ. При инициализации счета полагается термодинамическое равновесие между объемами 2 и 3. На рисунке 1 также указаны: 1 - канал с теплообменом с объемом V1 (теплообмен с объемом V1 осуществляется только если объем V2 равен 0, в остальных случаях теплообмен выполняется с объемом V2, даже если граничным условием для канала предусмотрен теплообмен с объемом V1), 2 - канал с теплообменом с объемом V2, 3 - канал с теплообменом с паровым пространством КО, Gкл - предохранительный клапан, A - узел подсоединения подводимого к паровому пространству КО теплоносителя, B - узел подсоединения забора пар из КО, C - узел подсоединения подводимого к объему V2 теплоносителя, D - узел подсоединения подводимого к объему V1 теплоносителя, E - узел забора теплоносителя из объема V1.

Моделью не предусмотрен забор теплоносителя из объема V2. При задании забора теплоносителя из объема V2, программа автоматически производит переподсоединение к объему V1.

Если КО содержит теплоносители, отличные от воды, то в модели предусмотрено задание одновременно двух теплоносителей, в верхней и нижней части КО. В этом случае 2-ой (промежуточный объем) не моделируется. В модели КО с теплоносителями, отличными от воды, также полагается, что теплоносители не могут смешиваться между собой.

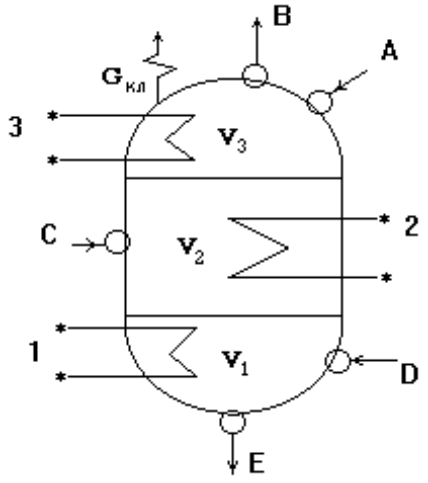

Рисунок 2.1 - Расчетная схема КО

2.9. Регулятор

Модель регулятора позволяет вместо задаваемых в исходных данных переменных во времени (напор насоса; сопротивление задвижки; давление в узле; расход в узел; коэффициент теплоотдачи и температуру внешней среды; тепловой поток к внешней среде) задавать зависимость данных параметров от суммы, разности, произведения или частного от деления двух любых вычисляемых в программе характеристик объекта по таблично заданному закону с транспортным запаздыванием и гистерезисом по входному параметру.

Количество регуляторов (или регулируемых параметров) задается пользователем для каждого подлежащего регулированию параметра индивидуально по своему закону.

2.10. Ротор

Возможно моделирование динамических процессов во вращающихся механических устройствах, входящих в набираемую расчетную схему, с учетом инерционных характеристик их роторов.

К таким устройствам относятся:

- турбины с электрогенераторами;
- насосы с электроприводом;
- насосы с турбоприводом;
- комбинация всех перечисленных устройств на одном валу.

Для определения частоты вращения ротора решается нестационарное уравнение сохранения количества вращательного движения. Для удобства пользователя в качестве переменной принята циклическая частота вращения ротора (а не угловая скорость).

Для описания общих характеристик механических устройств, находящихся на валу ротора, введено понятие механического активного элемента; в дальнейшем - активный элемент.

Активный элемент характеризуется:

- механическим моментом, действующим на вал ротора;
- механической мощностью.

Количество активных элементов на одном роторе не ограничено, так же как не ограничено количество различных устройств, описываемых одним и тем же активным элементом. Тем не менее, рекомендуется каждое устройство описывать отдельным активным элементом.

При моделировании насоса используется его четырехквадрантная характеристика.

Для турбин и насосов задается двумерная зависимость коэффициента полезного действия, гидравлического сопротивления ступени и статического движущего момента при малых оборотах ротора как функция частоты вращения ротора и расхода рабочего тела через ступень.

Движущий момент электродвигателя (строго говоря, это может быть любой внешний источник энергии, например, двигатель внутреннего сгорания) задается в зависимости от частоты вращения ротора и второго (свободного) параметра. В качестве свободного параметра может выступать изменяющееся во времени напряжение питания двигателя или частота сети.

Электрогенератор работает в режиме поддержания заданной частоты вращения ротора и “передает в сеть” такую мощность, которую вырабатывает турбина (или электродвигатель) за вычетом потерь на трение и на работу находящихся на одном с ним валу насосов.

Собственно ротор характеризуется моментом инерции (запрещается задавать нулевое значение момента инерции), моментом трения (в зависимости от оборотов ротора) и частотой вращения (для удобства пользователя используется циклическая частота вращения ротора, а не угловая скорость).

В модели не предусмотрен разгон и вращение ротора в обратную сторону. Если пользователь задаст отрицательное значение движущих моментов, после остановки ротора они будут восприниматься программой как сила трения.

Предусмотрено моделирование ротора во внешних программах (например, в программе ГЕНЕРАТОР [9]). В этом случае ПК ТРР передает сумму моментов сил, создаваемых на валу ротора подсоединенными к нему устройствами, за исключением не моделируемых в ПК ТРР. Из внешней программы в этом случае возвращается частота вращения ротора.

На рисунке 2.2 в качестве примера представлена расчетная схема турбоустановки Т-100.

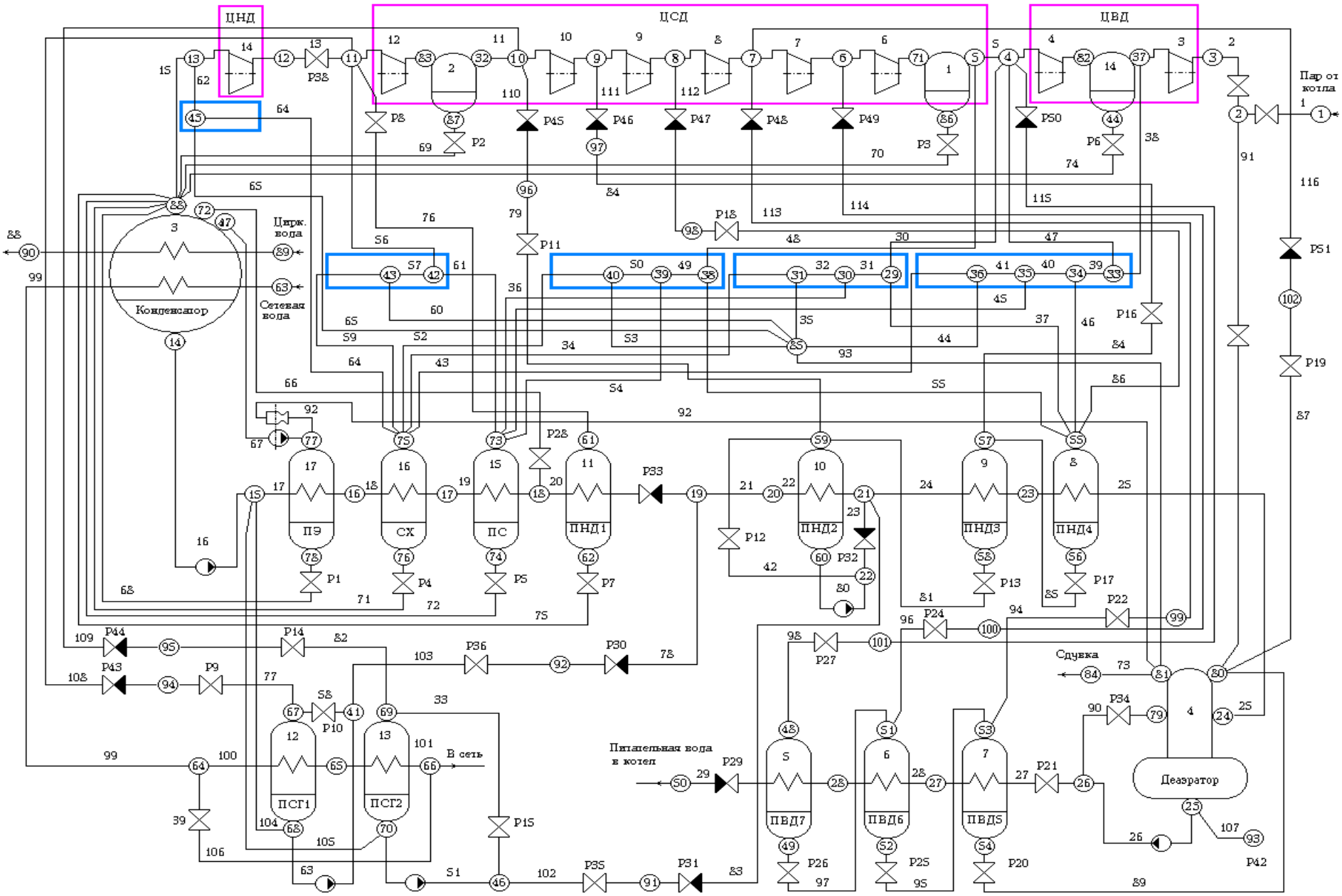

Рисунок 2.2 – Расчетная схема турбоустановки Т-100

3. Математическая модель

В основе математической модели ПС ТРР использованы приближения теплогидравлического модуля программного комплекса РАДУГА [10], аттестованного Госатомнадзором России.

Уравнения движения и энергии в каналах и узлах решаются в приближении гомогенной несжимаемой жидкости.

Теплофизические свойства воды и водяного пара определяются по программе ВОДА [11]. Таблицы свойств программы ВОДА расширены до параметров теплоносителя в закритической области вплоть до давления в 490 бар (точнее, до 500 технических атмосфер).

Для моделирования оборудования и систем с неводяными теплоносителями необходимо дополнительно задать свойства используемых теплоносителей в требуемом диапазоне изменения параметров оборудования.

Файл исходных данных теплофизических свойств дополнительных теплоносителей является текстовым. Он может быть создан как вручную, так и с помощью программы. Исходные данные задаются по правилам бесформатного ввода-вывода языка программирования ФОРТРАН (любого). Это означает, что числа должны разделяться пробелом. В файле исходных данных теплофизических свойств дополнительных теплоносителей не допускаются текстовые комментарии.

3.1. Уравнение движения

Воспользуемся физическим приближением течения гомогенной несжимаемой жидкости, применив неявную схему интегрирования уравнений. Исходная система уравнений для одномерного течения гомогенного сжимаемого теплоносителя приведена ниже.

Уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{d(\rho f)}{dt}+\frac{d(\rho wf)}{dx}=0. \qquad (3.1.1)$$

Закон сохранения импульса:

$$\frac{d(\rho wf)}{dt}+\frac{d(\rho fw^2)}{dx}=-\rho gf\frac{dh}{dx}-\tau_0\Pi-f\frac{dP}{dx}, \qquad (3.1.2)$$

где: w - линейная скорость теплоносителя вдоль оси канала;

ρ - плотность теплоносителя;

f - проходное сечение канала;

P - давление;

x - координата, совпадающая с осью канала;

h - высотная отметка;

g - напряженность гравитационного поля;

τ_o - касательное напряжение;

Π - периметр канала.

Решение уравнения производится при следующих допущениях:

- поток теплоносителя гомогенный;
- жидкость несжимаема;
- стенки жесткие, постоянного сечения.

Следовательно:

$$\frac{d(f)}{dt}=0; \qquad \frac{d(\rho f)}{dt}=0; \qquad \frac{df}{dx}=0, \qquad (3.1.3)$$

откуда из уравнения неразрывности следует:

$$\frac{d(\rho wf)}{dx}=0\Rightarrow\frac{dG}{dx}=0, \qquad (3.1.4)$$

где: $G = \rho wf$ - расход теплоносителя по каналу.

Проинтегрировав уравнение сохранения импульса вдоль оси канала и приняв в качестве аргумента расход, получим уравнение:

$$\sum_{i=1}^{n}\frac{l}{f}\frac{dG}{dt}=P_{вх}-P_{вых}+P_{нас}-\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi}{2\rho f^{2}}G|G|-\rho gh, \qquad (3.1.5)$$

где: N - число участков по длине канала;

$\sum_{i=1}^{n}\frac{l}{f}$ - сумма отношений длин участков канала к их проходным сечениям;

$P_{вх}$ - давление на входе в канал;

$P_{вых}$ - давление на выходе из канала;

$P_{нас}$ - напор насоса;

$\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi}{2\rho f^{2}}$ - сумма отношений местных сопротивлений участка канала к удвоенному произведению плотности теплоносителя по участкам канала на квадрат проходных сечений участков;

ρgh - гидростатический напор.

Для объяснения принципа, положенного в основу решения системы уравнений для произвольного контура циркуляции воспользуемся достаточно простой расчетной схемой с тремя расчетными узлами. Увеличение числа расчетных узлов увеличит размерность системы, но не изменит принципа решения уравнений движения. Простейшая расчетная схема, которая может моделироваться по данной методике, состоит из одного канала, начинающегося и заканчивающегося либо в одном и том же узле (замкнутый контур циркуляции с одним каналом) либо с двумя разными расчетными узлами (полностью разомкнутый контур, попросту - кусок трубы с граничными условиями с двух сторон). Степень сложности расчетной схемы по числу каналов, узлов и схемы их подсоединения ограничивается только ресурсами конкретной вычислительной техники.

В качестве примера на рисунке 3.1 изображена расчетная схема ЯЭУ типа ВВЭР. В соответствии с расчетной схемой, система уравнений движения будет иметь вид:

$$\sum_{i=1}^{n}\frac{l}{f}\frac{dG_Z}{dt}-P_2+P_3=-\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_Z}{2\rho f^2}G_Z\left|G_Z\right|-\rho gh;$$

$$\sum_{i=1}^{n}\frac{l}{f}\frac{dG_P}{dt}-P_1+P_2=-\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_P}{2\rho f^2}G_P\left|G_P\right|-\rho gh+P_{нас};$$

$$\sum_{i=1}^{n}\frac{l}{f}\frac{dG_O}{dt}-P_3+P_1=-\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_P}{2\rho f^2}G_O\left|G_O\right|-\rho gh;$$

$$\sum_{i=1}^{n_Z}G_Z=\sum_{i=1}^{n_P}G_P;$$

$$\sum_{i=1}^{n_Z}G_Z=G_O;$$

(3.1.6)

$$P_1=P_{KO},$$

где: P_{KO} - давление в компенсаторе объема;

индексы относятся:

z -к каналам активной зоны;

p - к петлям циркуляции;

o - к общему тяговому участку.

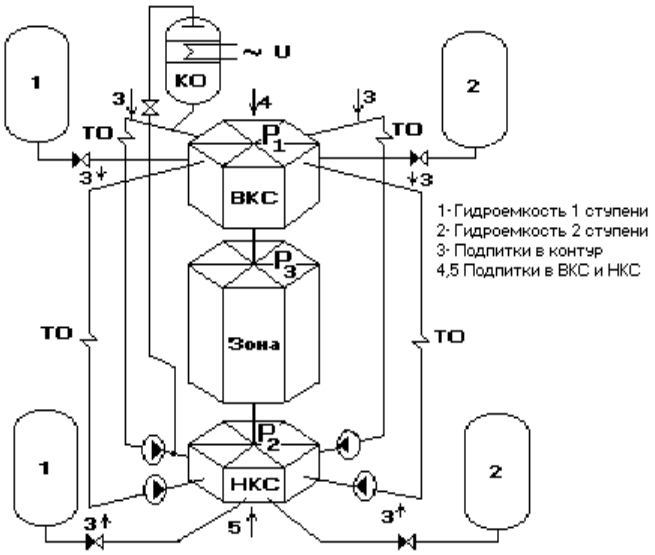

Рисунок 3.1

Данная система уравнений преобразуется в систему уравнений относительно давления P_2 и P_3. После преобразований система уравнений будет иметь вид:

$$\begin{aligned}A_{11}P_2+A_{12}P_3&=B_1;\\A_{21}P_2+A_{22}P_3&=B_2.\end{aligned}\qquad(3.1.7)$$

Для общего случая произвольного контура циркуляции размерность данной матрицы увеличивается до числа узлов соединения каналов.

Заменив производную расхода по времени разностным выражением:

$$\frac{dG}{dt} = \frac{3G_t - 4G_{t-1} + G_{t-2}}{2\Delta t}, \qquad (3.1.8)$$

получим разностное уравнение для канала:

$$G = \frac{\sum_{i=1}^{n} \frac{l}{f} \frac{4G_{t-1} - G_{t-2}}{2\Delta t} + P_{вх} + P_{вых} - \rho g h}{\sum_{i=1}^{n} \frac{l}{f} \frac{3}{2\Delta t} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\xi}{4\rho f^2} \left| G_{t-1} + G_{t-2} \right|}. \qquad (3.1.9)$$

Следует заметить, что опыт эксплуатации п/к ТРР показал, что вместо выражения $G|G_{t-1}|$ для существенного повышения численной устойчивости следует использовать выражение $G|G_{t-1}+ G_{t-2}|/2$, что отражено в записанном выше уравнении.

3.2. Уравнение энергии для элементов и узлов

Если пренебречь сжимаемостью жидкости и диссипацией энергии, то уравнение сохранения энергии для отдельного элемента или узла примет вид:

$$M \frac{dH}{dt} = \sum_{i=1}^{n} G_{вх} H_{вх} - \sum_{i=1}^{m} G_{вых} H_{вых} + Q;$$
$$\sum_{i=1}^{n} G_{вх} - \sum_{i=1}^{m} G_{вых} = 0, \qquad (3.2.1)$$

где: M - масса теплоносителя в узле;

H - средняя энтальпия теплоносителя в узле;

$G_{вх}$ - расход, входящий в узел;

$H_{вх}$ - энтальпия теплоносителя, входящего в узел;

$G_{вых}$ - расход на выходе из узла;

Q - мощность источника тепла;

Предполагается, что теплоноситель, входящий в узел (элемент), мгновенно перемешивается с теплоносителем в узле (элементе), следовательно, энтальпия вытекающего из узла (элемента) теплоносителя равна средней энтальпии узла (элемента).

Учитывая высокую консервативность данного уравнения, высокую тепловую инерционность и невырождение уравнения при увеличении шага интегрирования до бесконечности, производную энтальпии по времени можно расписать по двухточечному шаблону:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{H - H_{t-1}}{\Delta t}. \qquad (3.2.2)$$

Уравнение для энтальпии узла (элемента) примет вид:

(3.2.3)

3.3. Замыкающие соотношения

Коэффициенты теплоотдачи, величина запаса до кризиса теплообмена, а также сопротивление гидравлического трения для воды и водяного пара определяются по программе АЛЬФА [12].

Ниже приведены уравнения, используемые для определения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления для неводяных теплоносителей:

$Nu = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}43}$, при Re>$10^4$; (3.3.1)

$Nu = 3{,}66\left(\frac{\mathrm{Re}}{2300}\right)^{1{,}625+0{,}272\ln(\mathrm{Pr})}$, при $2{,}3\cdot10^3$<Re<10^4; (3.3.2)

$Nu = 3{,}66$, при Re<$2{,}3\cdot10^3$. (3.3.3)

Здесь $Nu = \frac{\alpha d_г}{\lambda}$ - число Нуссельта;

$\mathrm{Re} = \frac{V d_г}{\nu}$ - число Рейнольдса;

$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}$ - число Прандтля;

α - коэффициент теплоотдачи;

$d_г$ - гидравлический диаметр;

λ - коэффициент теплопроводности;

ν - коэффициент кинематической вязкости;

a - коэффициент температуропроводности;

V - скорость теплоносителя.

$\xi = (0{,}782\ln(\mathrm{Re}) - 1{,}64)^{-2}$, при Re>$4\cdot10^3$; (3.3.4)

$\xi = 10{,}0^{0{,}1815\ln(\mathrm{Re})-2{,}87}$, при $2\cdot10^3$<Re<$4\cdot10^3$; (3.3.5)

$\xi = \frac{64}{\mathrm{Re}}$, при Re<$2\cdot10^3$. (3.3.6)

Здесь ξ - коэффициент гидравлического сопротивления.

Ниже приведены уравнения, используемые для определения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах воздушных оребренных теплообменников:

$$Nu_0 = 0{,}2\,\mathrm{Re}^{a_1}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}\,a_2; \qquad (3.3.7)$$

$$Nu = Nu_0\left(\frac{F_r}{F_p}E(1-0{,}058\beta)(1+\mu_p\beta)+\frac{F_t}{F_p}\right). \qquad (3.3.8)$$

Здесь $Nu_0 = \dfrac{\alpha_0 l_0}{\lambda}$;

$Nu = \dfrac{\alpha l_0}{\lambda}$;

$a_1 = 0{,}65\varphi^{0{,}07}$;

$a_2 = \dfrac{c_z c_s}{\varphi^{0{,}7}}$;

$\beta = \sqrt{\dfrac{2\alpha_0}{\delta_m}}h_r$;

$\mu_p = 0{,}125\left(1-\sqrt{\dfrac{\delta_2}{\delta_1}}\right)$;

$$\varphi = \frac{\dfrac{d_r^2-d_t^2}{2}+d_r\delta_2+d_t(s_r-\delta_1)}{d_t s_r};$$

F_r - площадь теплообменной поверхности ребра;

F_t - площадь теплообменной поверхности трубки;

$F_p = F_r + F_t$ - площадь полной теплообменной поверхности;

$$\frac{F_r}{F_p} = \frac{F_r}{F_r+F_t} = \frac{1}{1+\dfrac{F_t}{F_r}};$$

$$\frac{F_t}{F_p} = 1-\frac{F_r}{F_p};$$

$$\frac{F_t}{F_r} = \frac{d_t(s_r-\delta_1)}{d_r\delta_2+(d_r+d_t)\sqrt{(d_r-d_t)^2+(\delta_1-\delta_2)^2}};$$

$l_0 = \left(1-\dfrac{F_r}{F_p}\right)d_t + \dfrac{F_r}{2F_p}\sqrt{\pi(d_r^2-d_t^2)}$ - эффективный гидравлический диаметр;

$\delta_m = \dfrac{\delta_1+\delta_2}{2}\lambda_r$ - средняя толщина ребра, умноженная на теплопроводность;

δ_1 - толщина ребра у основания;

δ_2 - толщина ребра у вершины;

$h_r = \dfrac{d_r-d_t}{2}$ - высота ребра;

d_t - внешний диаметр трубы теплообменника;

d_r - диаметр ребра;

s_r - шаг размещения ребер;

c_z, c_s, E - поправочные коэффициенты.

$$\xi = \psi \left(\frac{l_0}{d_r} \right)^{0,3} \mathrm{Re}^{-0,08} \; z.$$

Здесь $\psi = 0,52 c_{zz} \left(\frac{s_1 - d_t}{s_2 - d_t} \right)^{-0,68}$;

z - отношение числа рядов труб к числу расчетных узлов теплообменника;

s_1 - поперечный шаг между трубками;

s_2 - продольный шаг между трубками;

c_{zz} - поправочный коэффициент.

3.4. Уравнение энергии для активных элементов

При определении механической мощности в активном элементе приняты следующие допущения:

- давление и плотность теплоносителя меняются линейно в пределах элемента;
- если изменение плотности теплоносителя меньше 1%, то полагается, что теплоноситель несжимаем;
- изменение энтальпии элемента, совершающего механическую работу (турбина), связанное с выполнением механической работы, определяется выражением

$$\frac{dH}{dt} = -A_{мех} \eta \qquad (3.4.1)$$

где $A_{мех}$ – располагаемая мощность;

η - коэффициент полезного действия;

- изменение энтальпии элемента, над которым совершают механическую работу (насос), определяется выражением:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{A_{мех}}{\eta} \qquad (3.4.2)$$

Уравнение для определения мощности, совершаемой сжимаемым теплоносителем в единицу времени

$$dN = -GP(x) \frac{d\upsilon}{dx} dx; \qquad (3.4.3)$$

$$\frac{d\upsilon}{dx} = -\frac{1}{\rho}\frac{d\rho}{dx}; \qquad (3.4.4)$$

$$P(x)=ax+b,\ \rho(x)=cx+d; \qquad (3.4.5)$$

$$P(0)=P_{вх},\ P(X)=P_{вых}; \qquad (3.4.6)$$

$$\rho(0)=\rho_{вх},\ \rho(X)=\rho_{вых}. \qquad (3.4.7)$$

Откуда

$$P(x) = \frac{P_{вых} - P_{вх}}{X}x + P_{вх}; \qquad (3.4.8)$$

$$\rho(x) = \frac{\rho_{вых} - \rho_{вх}}{X}x + \rho_{вх}; \qquad (3.4.9)$$

$$a = \frac{P_{вых} - P_{вх}}{X},\ b=P_{вх},\ c = \frac{\rho_{вых} - \rho_{вх}}{X},\ d=\rho_{вх}. \qquad (3.4.10)$$

Тогда

$$dN = \frac{G(ax+b)c}{(cx+d)^2}dx; \qquad (3.4.11)$$

$$N = \int_0^X \frac{G(ax+b)}{(cx+d)^2}dx. \qquad (3.4.12)$$

После интегрирования получим выражение для механической мощности:

$$N = G\left(\frac{P_{вых} - P_{вх}}{\rho_{вых} - \rho_{вх}}\ln\frac{\rho_{вых}}{\rho_{вх}} + \frac{P_{вх}(\rho_{вых} - \rho_{вх}) - \rho_{вх}(P_{вых} - P_{вх})}{\rho_{вых}\rho_{вх}}\right), \qquad (3.4.13)$$

где $A_{мех} = -N$.

Уравнение для определения работы, совершаемой несжимаемым теплоносителем в единицу времени.

Данная формула является слишком приближенной, если давление на ступени меняется более чем на 30%, поэтому предусмотрено численное интегрирование уравнения работы в ступени:

$$dN = -GP(x)\frac{d\upsilon}{dx}dx, \qquad (3.4.14)$$

где υ - удельный объем.

Плотность теплоносителя вычисляется на каждом шаге интегрирования по длине.

Признаком численного интегрирования является ненулевое значение переменной **Iadiab.** При задании новых исходных данных значение **Iadiab** по умолчанию равно 1. Для использования формулы (4.4.13) **Iadiab** следует задать равным 0.

Особенности задания признака **Iadiab:**

Если: 0 < **Iadiab** <11 **Iadiab = 11**;

Если **Iadiab** <101 - **Iadiab** <11 не изменяется;

Если Iadiab >101 Iadiab = 101.

Для несжимаемого теплоносителя (программой выбирается автоматически при изменении плотности теплоносителя на ступени турбины или насоса менее 1%) выражение для работы имеет вид:

$$N = G\frac{2(P_{вых} - P_{вх})}{(\rho_{вых} + \rho_{вх})}. \qquad (3.4.15)$$

Погрешность определения работы для адиабатического расширения (сжатия) водяного пара при изменении давления на ступени в два раза по аналитической формуле (4.4.13) равна примерно 18.8 %. Для снижения погрешности ступень турбины следует разбивать минимум на три участка.

Ниже приведена примерная зависимость погрешности работы для адиабатического расширения для водяного пара при изменении давления на ступени турбины (насоса) в 2 раза от числа шагов интегрирования:

аналитическая формула - 18.8 %;

11 шагов - 3.03 %;

21 шаг - 1.55 %;

51 шаг - 0.58 %;

101 шаг - 0.27 %.

Как следует из этой таблицы, разбивать интервал интегрирования более чем на 100 шагов нет смысла (погрешность программы примерно равна 3 - 5%), поэтому для исключения потери расчетного времени максимальное число шагов интегрирования в программе ограничено 101.

3.5. Уравнение ротора

Уравнение закона сохранения момента количества движения (относительно циклической частоты вращения ротора) имеет вид:

$$2\pi I\frac{dn}{dt} = \sum_{i=1}^{m} M_i\,, \qquad (3.5.1)$$

где: I - момент инерции ротора;

n - частота вращения ротора;

M_i - моменты сил, действующих на ротор со стороны находящихся на валу устройств (турбин, насосов, электродвигателей, электрогенераторов и механического момента трения).

Для насосов и турбин момент силы, если частота вращения ротора и расход теплоносителя выше минимальных (задаваемых в исходных данных), определяется как отношение механической мощности и угловой скорости ротора: $M = \frac{A}{2\pi n}$. Если частота ротора ниже минимальной, момент силы определяется по таблице в зависимости от частоты вращения ротора и свободной (определяемой пользователем) переменной.

Момент силы электродвигателя определяется таблично в зависимости от частоты вращения ротора и свободной (определяемой пользователем) переменной.

Момент силы электрогенератора (во встроенной в ТРР модели генератора реализован режим поддержания постоянных оборотов ротора) вычисляется из условия равенства нулю суммы всех действующих на ротор моментов силы, включая момент силы трения, если частота ротора больше или равна номинальной. Если частота ротора меньше номинальной, то полагается, что электрогенератор отключен от сети и его момент силы равен нулю.

Мощность электродвигателя и электрогенератора вычисляется по формуле:

$$N = 2\pi n M \ . \qquad (3.5.2)$$

Потери внутри генератора и электродвигателя в программе не учитываются. Для определения реальной электрической мощности можно учесть внутренний кпд, например, путем обработки получаемой идеальной мощности в программе МВТУ.

Для детального моделирования собственно электрогенераторов и электродвигателей следует воспользоваться внешнми программами, подключаемыми к п/к ТРР. При этом электродвигатель должен быть описан как внешний генератор.

3.6. Уравнения для компенсационных объемов

Для определения параметров в оборудовании, в котором имеется разделение фаз пар-вода, применена методика расчета компенсатора объема и парогенераторов программного комплекса РАДУГА [10]. Результаты комплексной верификации данной методики показали применимость ее для моделирования широкого класса объектов, содержащих отсепарированную двухфазную среду, в которых сжимаемостью теплоносителя пренебречь нельзя. Приведем описание методики в соответствии с [10] без существенных изменений. В разработанной программе в дополнение к приведенной методике добавлено

энерговыделение во всех трех объемах, а также прямая подача теплоносителя в объем V2, что не отражается на физических допущениях методики [10]. Кроме того, в качестве неконденсирующегося газа может быть задан любой газообразный теплоноситель, теплофизические свойства которого описаны в файле теплофизических свойств дополнительных теплоносителей.

Расчетная схема компенсатора приведена на рисунке 3.2.

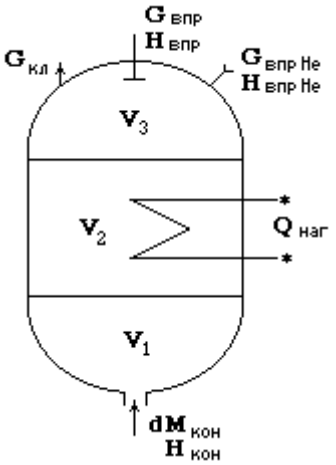

Рисунок 3.2

Обозначения:

V_1 - первый расчетный объем, непосредственно связанный с контуром;

V_2 - второй расчетный объем, в стационарном состоянии теплоноситель на линии насыщения;

V_3 – парогазовый объем, в стационарном состоянии пар находится на линии насыщения при парциальном давлении;

$dM_{кон}$ – изменение массы контура за шаг интегрирования;

$H_{кон}$ – энтальпия теплоносителя в элементе контура, непосредственно связанном с компенсатором объема;

$G_{кл}$ – расход через клапан;

$G_{впр}$ – расход теплоносителя, впрыскиваемого в компенсатор;

$G_{впрHe}$ – расход впрыска гелия;

$H_{впрHe}$ – энтальпия впрыскиваемого гелия;

Q - мощность электронагревателей.

При разработке модели компенсатора приняты следующие допущения:

- парциальное давление газов, входящих в третий расчетный объем, пропорционально мольной доле газов:

$$P_i = P_0 \mu_i, \qquad (3.6.1)$$

где: P_i - парциальное давление газа;

P_0 - полное давление смеси;

$$P_0 = \sum_{i=1}^{n} P_i; \qquad (3.6.2)$$

μ_i - мольная доля i-го газа:

$$\mu_i = \frac{\frac{M_i}{A_i}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{M_i}{A_i}}; \qquad (3.6.3)$$

M_i - масса i-го газа;

A_i - атомная масса.

- если энтальпия пара в паровом объеме ниже энтальпии насыщения при парциальном давлении пара, то "мгновенно" происходит конденсация:

$$M_{конд}=(1-X)M_{пара}, \qquad (3.6.4)$$

где: $X = \frac{H_i - h'}{h'' - h'}$ - массовое паросодержание;

- если энтальпия воды в любом из водяных (V_1 или V_2) объемов выше энтальпии насыщения, соответствующей P_0, то происходит “мгновенное” вскипание:

$$M_{вск}=XM_{воды}, \qquad (3.6.5)$$

где: $X = \frac{H_i - h'}{h'' - h'}$ - массовое паросодержание (i = 1, 2);

h' (h'') - энтальпия воды (пара) на линии насыщения;

- температура компонентов парогазовой среды одинакова;

- теплообмен между парогазовым V_3 и вторым V_2 объемами задается по закону:

$$Q=k(T_3-T_2), \qquad (3.6.6)$$

где: k - произведение эффективного коэффициента теплообмена на площадь зеркала, определяется на основании экспериментальных данных;

- процессы испарения, связанные с отличием влажности пара в парогазовом объеме от 1.0, не учитываются. Начальное распределение задается для влажности пара 1.0;

- поскольку используется приближение равновесной термодинамики, все уравнения записываются в виде полных дифференциалов.

Закон сохранения объема компенсатора раскроем в следующем виде:

$$dV=dV_1+dV_2+dV_3=0; \qquad (3.6.7)$$

$$dV = d\left(\frac{M}{\rho}\right) = \frac{dM}{\rho} - \frac{M}{\rho^2}\left(\left(\frac{d\rho}{dP}\right)_H dP + \left(\frac{d\rho}{dH}\right)_P dH\right), \qquad (3.6.8)$$

где: M - масса теплоносителя в объеме;

ρ - плотность теплоносителя в объеме;

H - полная энтальпия теплоносителя в объеме;

P - полное давление.

Откуда

$$dP = \frac{\sum_{i=1}^{3}\left(\frac{dM_i}{\rho} - \frac{dM_i}{\rho^2}\left(\frac{d\rho_i}{dH}\right)_P dH_i\right)}{\sum_{i=1}^{3}\left(\frac{M_i}{\rho^2}\left(\frac{d\rho_i}{dP}\right)_H\right)}. \qquad (3.6.9)$$

Уравнение массы для расчетных объемов:

$$\Delta M_1 = -\Delta M_{кон} X - M_{вск1}; \qquad (3.6.10)$$

$$\Delta M_2 = -\Delta M_{кон}(1-X) - M_{вск2} + M_{кон} + M_{впр}; \qquad (3.6.11)$$

$$\Delta M_{пара} = M_{вск1} + M_{вск2} - M_{кон} - \Delta M_{кл}; \qquad (3.6.12)$$

$$\Delta M_{He} = -\Delta M_{клHe} + M_{впрHe}, \qquad (3.6.13)$$

где: M_1 - изменение массы первого расчетного объема;

M_2 изменение массы второго расчетного объема;

$\Delta M_{пара}$ - изменение массы пара в третьем объеме;

ΔM_{He} - изменение массы гелия в третьем объеме;

X - доля воды, поступающая в компенсатор из первого контура в первый объем;

$M_{вск}$ - изменение массы объема за счет вскипания;

$M_{конд}$ - изменение массы пара за счет конденсации;

$\Delta M_{кл}=G_{кл}\Delta t$ - изменение массы за счет расхода через клапан;

$M_{впр}=G_{впр}\Delta t$.

Уравнение для энтальпии:

$$\Delta H_1 = \frac{|\Delta M_{кон}| - \Delta M_{кон}}{2} H_{кон} X - \frac{|\Delta M_{кон}| + \Delta M_{кон}}{2} H_1 - M_{вск1} h'' + V_1 \Delta P; \qquad (3.6.14)$$

$$\Delta H_2 = \frac{|\Delta M_{кон}| - \Delta M_{кон}}{2} H_{кон}(1-X) - M_{вск2}h'' + V_2\Delta P + \\ + Q_{наг} + (M_{впр} + M_{кон})h' + k(T_3 - T_2); \quad (3.6.15)$$

$$\Delta H_3 = (M_{вск1} + M_{вск2})h'' - M_{кон}h' - (H_{впр} - h')M_{впр} + V_3\mu_{пара}\Delta P; \quad (3.6.16)$$

$$\Delta H_4 = \Delta M_{клHe}H + M_{впрHe}H_{впрHe} + V_3\mu_{He}\Delta P, \quad (3.6.17)$$

где: $\mu_{пара}$ - мольная доля пара;

μ_{He} - мольная доля гелия.

Для H_3 и H_4 решаем итерационную задачу до выполнения условия:

$$H_3+H_4=const; \quad (3.6.18)$$

$$T_3=T_4. \quad (3.6.19)$$

Для обеспечения нерасходимости решения производится вариация полученного давления $P=P_{t-1}+\Delta P$ для выполнения условия:

$$V_1+V_2+V_3=V_0=const. \quad (3.6.20)$$

Опыт эксплуатации модели пароводяного компенсатора объема показал высокую точность совпадения результатов с тестовыми задачами, поддающимися аналитическому решению в диапазоне изменения мольной доли гелия в качестве неконденсирующегося газа от 0 до 0.95.

Для определения параметров в оборудовании, в объеме которого имеется два несмешивающихся неводяных теплоносителя, применена методика двухобъемного КО, являющаяся упрощенной методикой пароводяного компенсационного объема. В этом случае, каждый из двух теплоносителей занимает свой объем, который гидравлически не связан с другим объемом:

$$\Delta M_1 = -\Delta M_{кон}; \quad (3.6.21)$$

$$\Delta M_2 = M_{впр} - \Delta M_{кл}; \quad (3.6.22)$$

$$\Delta H_1 = \frac{|\Delta M_{кон}| - \Delta M_{кон}}{2} H_{кон} - \frac{|\Delta M_{кон}| + \Delta M_{кон}}{2} H_1 + V_1\Delta P + Q_{наг} + k(T_2 - T_1); \quad (3.6.23)$$

$$\Delta H_2 = M_{впр}H_{впр} + V_2\Delta P - M_{кл}H_2 - k(T_2 - T_1). \quad (3.6.24)$$

3.7. Моделирование дыхательных баков, соединенных с атмосферой

При моделировании дыхательных баков, соединенных с атмосферой, используется описанная выше модель КО, однако ряд особенностей модели КО в этом случае требует дополнительного пояснения.

Для моделирования дыхательного бака, соединенного с атмосферой, необходимо указать следующие исходные данные, характеризующие бак:

- номинальный объем воды и воздуха в дыхательном баке;

- парциальное давление воздуха в газовом пространстве дыхательного бака (по нему, в частности, будет определена температура в газовом пространстве и в объеме №2 дыхательного бака). Задавать мольную долю газа более 0,97 не рекомендуется (это и так соответствует парциальному давлению пара 0,03 бар и температуре 23,15^{o}C);

- если не устраивает гелий в качестве атмосферного газа - указать соответствующий газ, не забыв задать его теплофизические свойства по правилам задания дополнительных теплоносителей;

- задать проходное сечение предохранительного клапана, равное проходному сечению воздушника. Если проходное сечение воздушника слишком велико, будет наблюдаться численный дребезг давления в дыхательном баке вследствие обмена парогазовой смесью с внешней средой. Для снижения дребезга до приемлемого уровня снизить проходное сечение предохранительного клапана;

- задать давление открытия и закрытия предохранительного клапана, равное 0.

При моделировании дыхательного бака в дальнейшем будет полагаться:

- давление атмосферного воздуха всегда равно 1 бар;

- температура воздуха равна температуре в дыхательном баке перед началом переходных процессов в моделируемом объекте (после прекращения переходных процессов температура в газовом объеме КО установится равной исходной при условии, что в КО не подавался пар или вода с температурой более 100 ^{o}C);

- соотношение пара и газа в КО является неизменным (если не будет в КО подан пар или вода с температурой более 100 ^{o}C);

- атмосферный газ задается пользователем и в ходе переходных процессов не изменяется.

3.8. Уравнение теплопроводности для расчета температуры в стенке

Уравнение теплопроводности для плоской стенки, омываемой с двух сторон теплоносителем, имеет вид:

$$\rho c_P \frac{dT}{dt} = \frac{1}{\delta}(k_1(T_1 - T) + k_2(T_2 - T)), \qquad (3.8.1)$$

где T - температура в центре теплопередающей стенки;

δ - толщина стенки;

k_1, k_2 - определяются по формулам:

$$k_1 = \frac{2\alpha_1\lambda}{2\lambda + \delta\alpha_1}; \qquad k_1 = \frac{2\alpha_2\lambda}{2\lambda + \delta\alpha_2}; \tag{3.8.2}$$

λ - теплопроводность;

α_1 – коэффициент теплоотдачи со стороны внутренней поверхности;

α_2 – коэффициент теплоотдачи со стороны наружной поверхности.

3.9. Уравнение теплопроводности для расчета температуры в твэле

Уравнение теплопроводности для расчета температуры в тепловыделяющем элементе имеет вид:

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = div(\lambda \cdot grad(T)) + Q_v, \tag{3.9.1}$$

где: ρ - плотность;

c_p - теплоемкость;

T - температура;

λ - теплопроводность;

Q_v - объемное энерговыделение.

3.9.1. Балансный метод

Уравнение теплопроводности будем решать для температуры в центре цилиндрического слоя. Проинтегрировав уравнение теплопроводности по объему слоя, получим:

$$\rho c_P \frac{dT}{dt} = \frac{1}{V}(F_1 k_1 (T_1 - T) + F_2 k_2 (T_2 - T)) + Q_v, \tag{3.9.2}$$

где T - температура в центре рассматриваемого слоя;

T_1 - температура внутреннего слоя;

T_2 - температура внешнего слоя;

V - объем рассматриваемого слоя;

$F_{1,2}$ - поверхности теплообмена с соседними слоями;

k_1, k_2 - определяются из выражений:

- для центральных слоев

$$k_1 = \frac{1}{\frac{r_{1Г}}{\lambda_1}\ln\left(\frac{r_{1Г}}{r_1}\right) + \frac{r_{1Г}}{\lambda}\ln\left(\frac{r}{r_{1Г}}\right)}; \tag{3.9.3}$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{r_{2Г}}{\lambda}\ln\left(\frac{r_{2Г}}{r}\right) + \frac{r_{2Г}}{\lambda_2}\ln\left(\frac{r_2}{r_{2Г}}\right)}; \qquad (3.9.4)$$

- для внутреннего граничного слоя

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_{1Г}}{\lambda_1}\ln\left(\frac{r}{r_{1Г}}\right)}; \qquad (3.9.5)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{r_{2Г}}{\lambda}\ln\left(\frac{r_{2Г}}{r}\right) + \frac{r_{2Г}}{\lambda_2}\ln\left(\frac{r_2}{r_{2Г}}\right)}; \qquad (3.9.6)$$

- для внешнего граничного слоя

$$k_1 = \frac{1}{\frac{r_{1Г}}{\lambda_1}\ln\left(\frac{r_{1Г}}{r_1}\right) + \frac{r_{1Г}}{\lambda}\ln\left(\frac{r}{r_{1Г}}\right)}; \qquad (3.9.7)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{r_{2Г}}{\lambda_2}\ln\left(\frac{r_{2Г}}{r}\right) + \frac{1}{\alpha_2}}; \qquad (3.9.8)$$

$r_{1,2}$ – центральные радиусы внутреннего и внешнего слоев;

$r_{1Г,2Г}$ –радиусы границ с внутренним и с внешним слоями;

λ - средняя теплопроводность слоя;

λ_1 - средняя теплопроводность внутреннего слоя;

λ_2 - средняя теплопроводность внешнего слоя;

$\alpha_{1,2}$ - коэффициенты теплоотдачи.

После разбивки твэла по радиусу на цилиндрические слои получаем систему нелинейных алгебраических уравнений относительно температуры.

3.9.2. Сеточный метод

Для подробного расчета поля температуры в твэлах с учетом запаса до кризиса теплообмена целесообразно производить одномерное решение уравнения теплопроводности в общем виде методом сеток, т.к. по сравнению с методом элементарных балансов метод сеток позволяет получить более корректное решение. Одномерное по радиусу уравнение теплопроводности имеет вид:

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \lambda \frac{d^2T}{dr^2} + \frac{\lambda}{r}\frac{dT}{dr} + \frac{d\lambda}{dr}\frac{dT}{dr} + Q_v. \qquad (3.9.9)$$

Начало разностной сетки поместим в центр топливного сердечника. Запишем конечно-разностное уравнение для уравнения теплопроводности в цилиндрической системе координат для внутреннего узла (не центрального и не пограничного по любой из осей координат).

Заменив производные их конечно-разностным аналогом, для узла с индексом i получим конечно-разностное алгебраическое уравнение:

$$\frac{\rho c_p}{\lambda}\frac{T_t - T_{t-1}}{\Delta t} = \left(\frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta r^2} + \frac{1}{2r\Delta r}\left(T_{i+1} - T_{i-1}\right)\right) + \frac{\lambda_{i+1} - \lambda_{i-1}}{2\lambda\Delta r}\frac{T_{i+1} - T_{i-1}}{2\Delta r} + Q_v. \qquad (3.9.10)$$

Граничное условие второго рода в центре топливного сердечника:

$$\frac{dT}{dr} = 0. \qquad (3.9.11)$$

Неопределенность типа $\frac{0}{0}$ в центре топлива при r=0 раскроем следующим образом:

$$\lim_{r\to 0}\left(\frac{1}{r}\frac{dT}{dr}\right) = \frac{d^2T}{dr^2}. \qquad (3.9.12)$$

Поскольку

$$\frac{dT}{dr} = 0 \Rightarrow \frac{d\lambda}{dr} = 0. \qquad (3.9.13)$$

Тогда дифференциальное уравнение в центре топливной таблетки примет вид:

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = 2\lambda\frac{d^2T}{dr^2} + Q_v. \qquad (3.9.14)$$

Заменив дифференциальный оператор второго порядка, получим:

$$\frac{d^2T}{dr^2} = \frac{d}{dr}\left(\frac{-3T_1 + 4T_2 - T_3}{2\Delta r}\right) = \frac{T_3 - T_1}{r^2} - \frac{T_4 - T_2}{4\Delta r^2}. \qquad (3.9.15)$$

Сеточное уравнение для центрального узла будет иметь вид:

$$\frac{\rho c_p}{\lambda}\frac{T_t - T_{t-1}}{\Delta t} = \frac{-4T_1 + T_2 + 4T_3 - T_4}{4\Delta r^2} + Q_v. \qquad (3.9.16)$$

Граничное условие третьего рода на границе с теплоносителем имеет вид:

$$\lambda\frac{dT}{dr} = \alpha(T_f - T_r). \qquad (3.9.17)$$

Для сокращения объема выкладок обозначим:

$$\frac{d\lambda}{dr} = \frac{3\lambda_n - 4\lambda_{n-1} + \lambda_{n-2}}{2\Delta r}. \qquad (3.9.18)$$

Оператор Лапласа для граничной точки будет иметь вид:

$$\frac{d^2T}{dr^2}=\frac{d}{dr}\left(\frac{3T_n-4T_{n-1}+T_{n-2}}{2\Delta r}\right)=\frac{T_n-T_{n-2}}{\Delta r^2}-\frac{T_{n-3}-T_{n-1}}{4\Delta r^2}+\frac{3\alpha}{2\Delta r\lambda}(T_f-T_n). \qquad (3.9.19)$$

Сеточное уравнение в окончательном виде для внешней границы:

$$T_n=\frac{\frac{T_{n-1}+4T_{n-2}-T_{n-3}}{4\Delta r2}+T_f\frac{\alpha}{\lambda}\left(\frac{3}{2\Delta r}+\frac{1}{r}+\frac{\Delta\lambda}{\Delta r}\right)}{\frac{1}{\Delta r^2}+T_f\frac{\alpha}{\lambda}\left(\frac{3}{2\Delta r}+\frac{1}{r}+\frac{\Delta\lambda}{\Delta r}\right)}. \qquad (3.9.20)$$

Граничное условие четвертого рода для внутренней границы получим путем перекрестной подстановки производных по температуре с учетом того, что $T_{слева}=T_{справа}$.

Сеточный шаблон для границы имеет вид, представленный на рисунке 3.3.

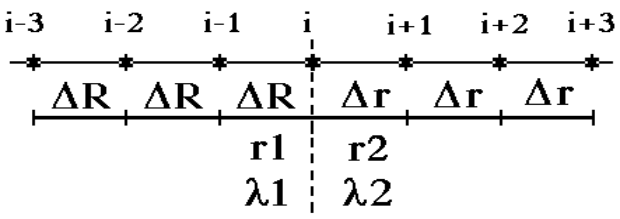

Рисунок 3.3

При использовании одного узла на границе разностное уравнение записывается для границы слева, затем для границы справа, а полученные разностные уравнения складываются.

Поскольку для границы с левой и с правой стороны формулы симметричны, выведем сеточное уравнение только для границы справа:

$$\left.\frac{dT}{dr}\right|_{r=r_2}=\frac{-3T_i+4T_{i+1}-T_{i+2}}{2\Delta r}. \qquad (3.9.21)$$

Подставим в оператор Лапласа для узла i граничное условие второго рода и получим:

$$\frac{d^2T}{dr^2}=\frac{d}{dr}\left(\frac{3T_i-4T_{i-1}+T_{i-2}}{2\Delta r}\right)=\frac{3\lambda_2}{2\Delta r\lambda_1}\left(\frac{-3T_i+4T_{i+1}-T_{i+2}}{2\Delta r}\right)+\frac{T_i-T_{i-2}}{\Delta r^2}-\frac{T_{i-3}-T_{i-1}}{4\Delta r^2};$$

Ошибка!

Ошибка! *(3.9.22)*

Уравнение для граничного условия слева от узла полностью симметрично. Индексы в уравнениях в зависимости от удаленности от узла симметрично меняются местами:

Ошибка!

Ошибка! (3.9.23)

Подставив полученные формулы в уравнение теплопроводности и сложив два получившихся выражения, получим окончательное конечно-разностное уравнение для граничного условия четвертого рода:

Ошибка!

Ошибка! (3.9.23)

Ошибка!

Ошибка!

Ошибка!

Численное решение уравнения производится итерационно с использованием метода верхней релаксации.

3.10. Уравнение концентрации пассивной примеси (борной кислоты)

По сравнению с предыдущей версией п/к ТРР [13] данное уравнение дополнено моделью радиоактивного распада пассивной примеси:

$$M\frac{dC}{dt}=\sum_{i=1}^{n}G_{\text{âõ}}C_{\text{âõ}}-\sum_{i=1}^{m}G_{\text{âûõ}}C+G_{\text{ïïä}}\,C_{\text{ïïä}}\;-\lambda MC, \qquad (3.10.1)$$

где: C - концентрация бора;

$G_{под}$ - расход подпитки;

$C_{под}$ - концентрация бора в теплоносителе подпитки;

λ - постоянная распада [1/с] пассивной примеси. По умолчанию $\lambda = 0$.

Разностное уравнение для концентрации бора будет иметь вид:

$$C=\frac{\dfrac{MC_{t-1}}{\Delta t}+\sum_{i=1}^{n}G_{\text{âõ}}C_{\text{âõ}}+G_{\text{ïïä}}\,C_{\text{ïïä}}}{\sum_{i=1}^{m}G_{\text{âûõ}}+\dfrac{M}{\Delta t}+\lambda M}. \qquad (3.10.2)$$

Кроме того, внесено изменение в характер переноса пассивной примеси при сепарации и испарении в компенсационных объемах. В базовой версии ПС ТРР [13] полагалось, что пассивная примесь всегда концентрируется в жидкой фазе и в паровую фазу при сепарации или испарении пароводяной смеси не попадает. Если исходные данные подготовлены в «базовом» виде, данная характеристика пассивной примеси сохраняется.

При необходимости учета транспорта летучей пассивной примеси, или пассивной примеси, частично растворяющейся как в воде, так и в паре, предусмотрено задание зависимости коэффициента растворимости от двух независимых параметров, например,

давления и температуры. Следует подчеркнуть, что таблица растворимости может быть задана для каждого компенсационного объема индивидуально.

3.11. Модель регуляторов ПС ТРР

Следует заметить, что применение встроенных регуляторов, в силу их ограниченных возможностей, следует применять только в следующих случаях:

- ПС ТРР используется в автономном режиме работы, и других способов задания регуляторов нет;

- моделируются устройства прямого действия с простым алгоритмом функционирования.

В п/к ТРР реализована достаточно простая модель регулятора, включающая возможность задать комбинацию из двух управляющих сигналов. При этом управляющие сигналы могут складываться, вычитаться, умножаться и делиться один на другой. Уменьшаемое или делимое - первый сигнал, вычитаемое или делитель - соответственно второй. На ноль делить нельзя, точнее операция выполнена не будет. Выходным параметром в этом случае будет значение первого сигнала.

После вычисления выходного сигнала, вычисляется значение управляющего сигнала по следующему алгоритму:

1. Вычисляется управляющий сигнал с учетом постоянной запаздывания (инерционное звено):

$U_{out}=(U_{out}/dtau +U_{in}*Tzap)/(1/dtau+ Tzap)$,

где U_{out} - текущий выходной сигнал;

U_{out} в правой части - значение выходного сигнала в предыдущий момент времени;

U_{in}- текущий входной сигнал;

dtau - шаг интегрирования;

Tzap - постоянная запаздывания (стабилизации) (1/с).

2. Вычисляется текущий управляющий сигнал с учетом гистерезиса по следующему алгоритму:

а: если выходной управляющий сигнал не выходит за коридор нечувствительности ($U_{out}\pm\Delta U/2$), где ΔU- ширина диапазона нечувствительности, значение выходного управляющего сигнала не изменяется;

b: в противном случае, выходной управляющий сигнал становится равным граничному значению: $U_{out}+\Delta U/2$ если он больше $U_{out}+\Delta U/2$ и $U_{out}-\Delta U/2$, если он меньше $U_{out}-\Delta U/2$.

3. Если выходной сигнал вычисляется явно, он больше не изменяется.

4. Если выходной сигнал вычисляется через производную, то полученное на шаге 2 значение является производной управляющего сигнала и производится вычисление управляющего сигнала путем интегрирования $U_{vyh}= U_{vyh} + U_{out}*dtau$.

5. По выходному управляющемому сигналу вычисляется положение регулируемого параметра путем линейного интерполирования по приведенной таблице.

В качестве аргумента (или аргументов) могут использоваться таблицы двумерной интерполяции. В этом случае имеется возможность с использованием модели регулятора, например, сымитировать критическое истечение через разрыв по таблицам истечения двухфазного или однофазного теплоносителя.

Наиболее часто моделируемым по встроенному в п/к ТРР регулятору является управление обратными и предохранительными клапанами.

3.12. Моделирование неконденсирующегося газа в КО

По умолчанию в качестве неконденсирующегося газа в компенсационных объемах принят гелий, однако пользователь может задать другой газ, при условии, что его таблицы теплофизических свойств подключены к исходным данным программы.

В этом случае в исходных данных указывается номер дополнительного теплоносителя и молярная масса газа. Если молярную массу газа не указать (и это не гелий), она будет рассчитана по следующей формуле:

$$P \cdot v = \mu \cdot R \cdot T, \qquad (3.12.1)$$

P - парциальное давление газа (из исходных данных);

v - удельный объем газа (получается по заданным пользователем исходным данным для КО);

μ - молярная масса;

R - универсальная газовая постоянная (8314.41 Дж/(К*кмоль));

T - температура газа (получается по заданным пользователем исходным данным для КО).

Величина молярной массы выводится в файл контрольной печати, и если она не устраивает пользователя, ему следует задать указанную величину в исходных данных.

3.13. Моделирование мощности твэлов в управляющей программе

Имеется возможность расчета относительной мощности твэлов в управляющей программе (например, ПС Line или ПС МВТУ). Признаком работы программы в данном режиме является задание величины **Nntqvv** отрицательной. В этом случае должны быть описаны имена массивов обмена данными между п/к TPP и внешней программой в файле ###GO.

```
2000 21 Qv
2000 22 Tu
2000 23 Tf
2000 24 Ro
2000 25 Cb
```

Причем файл Qv - это файл относительных энерговыделений в твэлах. Передается в п/к TPP.

Файлы Tu, Tf, Ro и Cb - это, соответственно, поля средней температуры топлива, температуры теплоносителя, плотности теплоносителя и концентрации пассивной примеси, рассчитываемые в программе TPP и передаваемые во внешнюю программу.

Если ПС TPP работает в автономном режиме, поля энерговыделения в твэлах принимаются из исходных данных и внешние файлы 21 - 25 не читаются и не пишутся.

Тем не менее, для формирования полей Tu, Tf, Ro и Cb должны быть описаны группы каналов, соответствующие каналам активной зоны.

3.14. Моделирование теплообменных контуров с различными теплоносителями

С точки зрения задания исходных данных, моделирование теплообмена между контурами с различным теплоносителем не отличается от задания исходных данных для моделирования теплообменников с водяным теплоносителем. Следует только контролировать, чтобы контуры с различным теплоносителем не имели между собой общих узлов и КО. Теплообмен и сопротивление трения в неводяных контурах рассчитываются по формулам для однофазной жидкости. Если таблицы свойств теплоносителя, тем не менее, учитывают возможный фазовый переход, формулы теплообмена при кипении или конденсация в таких теплоносителях использоваться не будут.

По желанию Заказчика стандартные формулы теплообмена могут быть дополнены (например, формулами теплообмена для жидких металлов) с указанием в исходных данных номера такой формулы.

Особняком стоит теплообмен с воздушным оребренным теплообменником. Данная опция не описана в методике [13].

Для активации данной опции необходимо указать, что номер теплоносителя в данном канале отрицателен, при этом номер теплоносителя по модулю обязательно должен совпадать с номером теплоносителя, содержащего свойства воздуха. Данная опция не верифицирована и не аттестуется.

4. Матрица верификации

Матрица верификации математической модели ПС ТРР и результаты ее верификации приведены в [2]. В таблице 4.1 представлена матрица верификации ПС Line-ТРР (ПС ТРР), составленная по результатам верификации на тестовых задачах, кроссверификационных расчетах, аналитических решениях и экспериментальных данных, приведенных в [1].

Таблица 4.1 – Матрица верификации ПС Line-ТРР.

Явления	Измерения на действующих АЭС			Кроссверификация с аттестованными ПС и аналитическими решениями		
	БАЛ АЭС	КУР АЭС	АЭС "Куданкулам"	GAMBIT-06	PSFF	Аналитич. решения
Обоснование диапазона применимости свойств воды и водяного пара	–	–	–	–	–	+
Гидродинамика течения воды в каналах. Решение тестовых задач	–	–	–	+	+	+
Гидродинамика течения пара в паропроводах	+	+	–	+	–	–
Гидродинамика течения воды в разветвленных гидравлических сетях (система продувки и дренажей НВО АЭС-2)	–	–	–	+	–	+
Гидродинамические процессы в гидравлических сетях	–	–	+	–	–	–
Гидродинамика пароконденсатного тракта и теплообмен в теплообменнике САР ПГ АЭС "Куданкулам"	–	–	–	+	–	–
Примечание: "–" – результатов нет; "+" – имеются результаты.						

Согласно аттестационному паспорту ПС Piping Systems FluidFlow методическая погрешность расчета давления и расхода в результате решения уравнений гидравлики, не превышает 3%. Погрешность расчета давления и расхода по ПС Gambit-06, оцененная путем сопоставления с результатами экспериментов, не превышает 6 %.

5. Обоснование диапазона применимости таблиц свойств воды и водяного пара в ПС ТРР

Для обоснования диапазона применимости таблиц свойств воды и водяного пара в ПС ТРР выполнено моделирование процесса сжатия пара в паровом пространстве КО с последующим возвратом в исходное состояние. Следует специально заметить, что в ПС ТРР не используется энтропия при расчете процесса сжатия или расширения теплоносителя, поэтому приведенный ниже расчет является и аналитической верификацией модели решения уравнений состояния в КО (давления, массы и энергии). Исходные данные, принятые при расчете, приведены в таблице 5.1

Таблица 5.1

Параметр	Значение
Исходный объем пара в КО	60 $м^3$
Объем воды в КО	0,02 $м^3$
Исходное давление КО	10,0 МПа
Параметры пара и воды в объеме 2	на линии насыщения
Поперечное сечение КО (для упрощения расчетов)	6 $м^2$
Исходный уровень воды в КО	0 м
Параметры линии подачи воды	
Диаметр трубопровода	0,1 м
Длина трубопровода	1 м
Гидравлическое сопротивление	1,0
Энтальпия подаваемой воды	83,8 кДж/кг
Расход подачи воды (подобран для достижения конечного давления в КО 48,0 МПа)	425,77 кг/с
Время подачи и отбора воды из КО	100 с
Время выдержки	100 с
Общее время счета	300 с

Моделирование процесса выполнялось в течении 300 с:

− с 0.0 до 100.0 с - подача холодной воды в нижний объем КО;

− 100,0 с - 200,0 с - выдержка при давлении в КО 48,0 МПа;

− 200,0 с - 300,0 с - обратный забор воды с исходным расходом.

Паровое пространство в КО полностью теплоизолированное. Теплообмен с корпусом КО не выполнялся, т.к. в противном случае нельзя было провести верификацию правильности определения конечного термодинамического состояния КО при давлении 48,0 МПа.

Расчетная схема для ПС ТРР представлена на рис. 5.1.

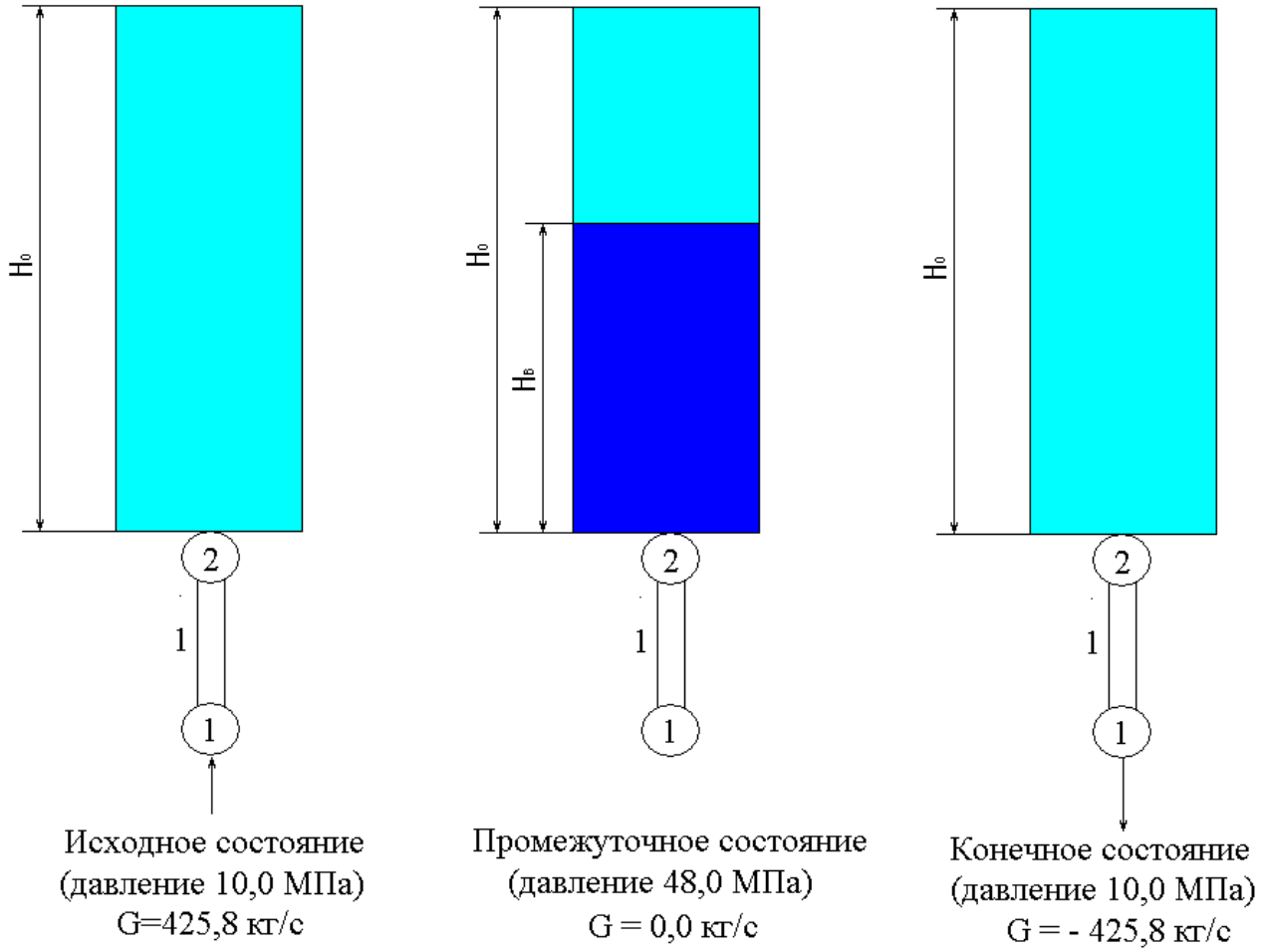

Рис. 5.1 − Расчетная схема КО и канала подачи воды

На рис.5.1 представлена расчетная схема для ПС ТРР, содержащая компенсационный объем (в исходном состоянии полностью заполненный паром), канал подачи и забора воды 1 и узлы 1 и 2. (Нумерация канала справа от канала, нумерация

узлов - в центре узлов). Узел 2 - узел подключения канала к КО, узел 1 - граничный. В него подается и из него забирается вода.

Изменение расхода воды в ходе переходного процесса представлено на рис. 5.2. Изменение давления - на рис. 5.3, изменение уровня воды в КО - на рис. 5.4, изменение массы воды в КО (холодной, горячей нет) - на рис. 5.5, изменение температуры пара в КО - на рис. 5.6 (по оси абсцисс на всех приведенных ниже рисунках - время).

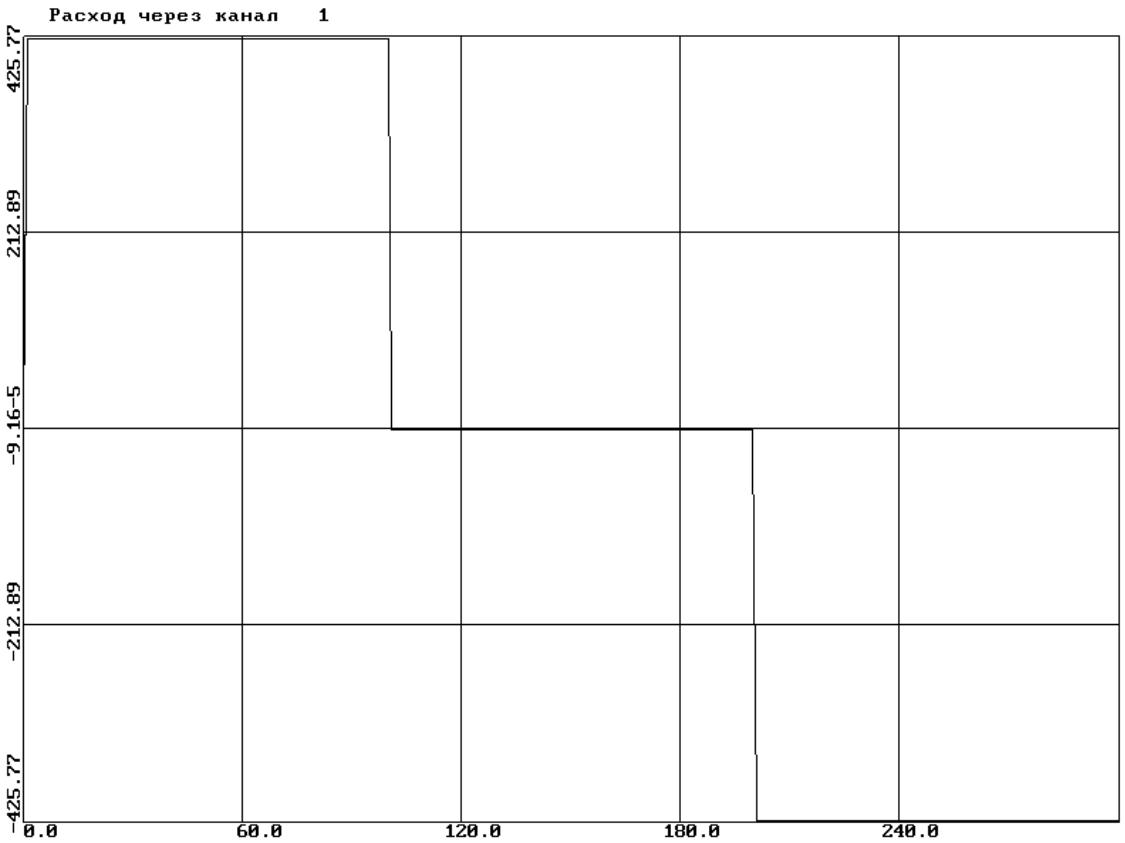

Рисунок 5.2 − Расход воды через канал 1 (кг/с)

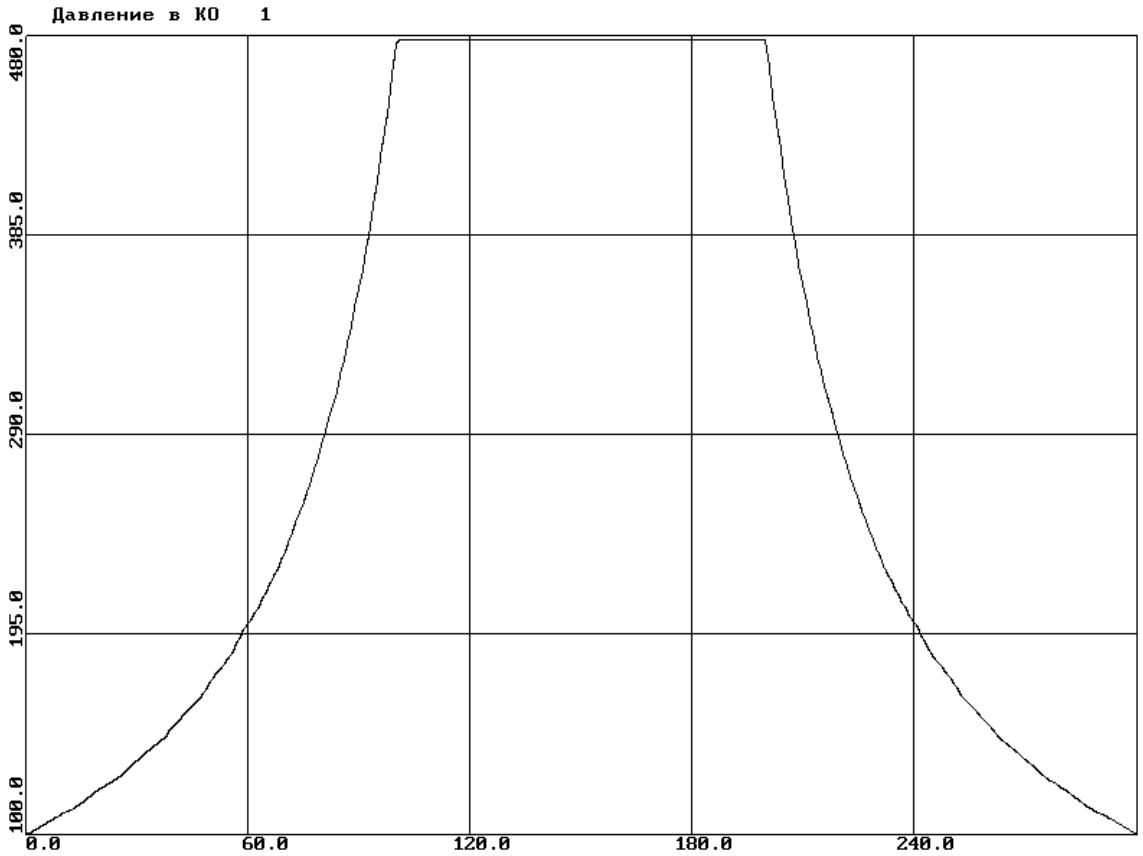

Рисунок 5.3 − Изменение давления в КО (бар)

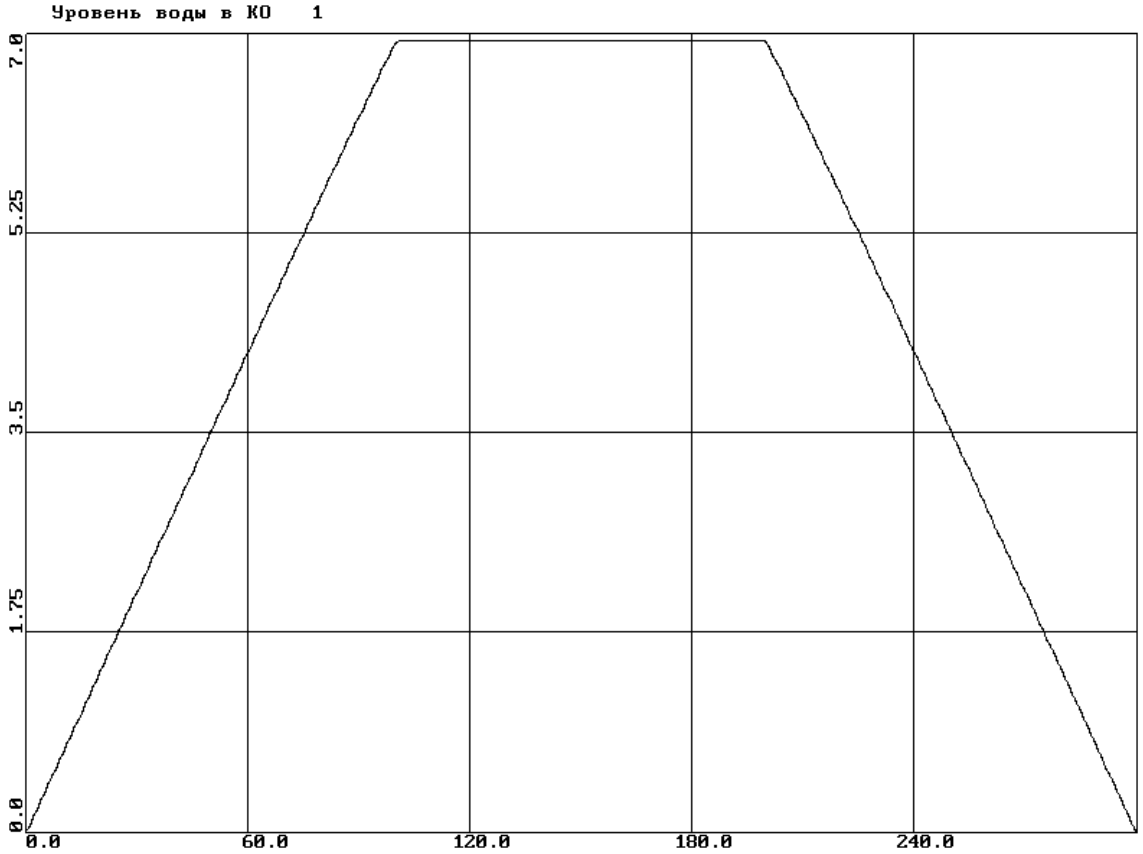

Рисунок 5.4 – Изменение уровня воды в КО (м)

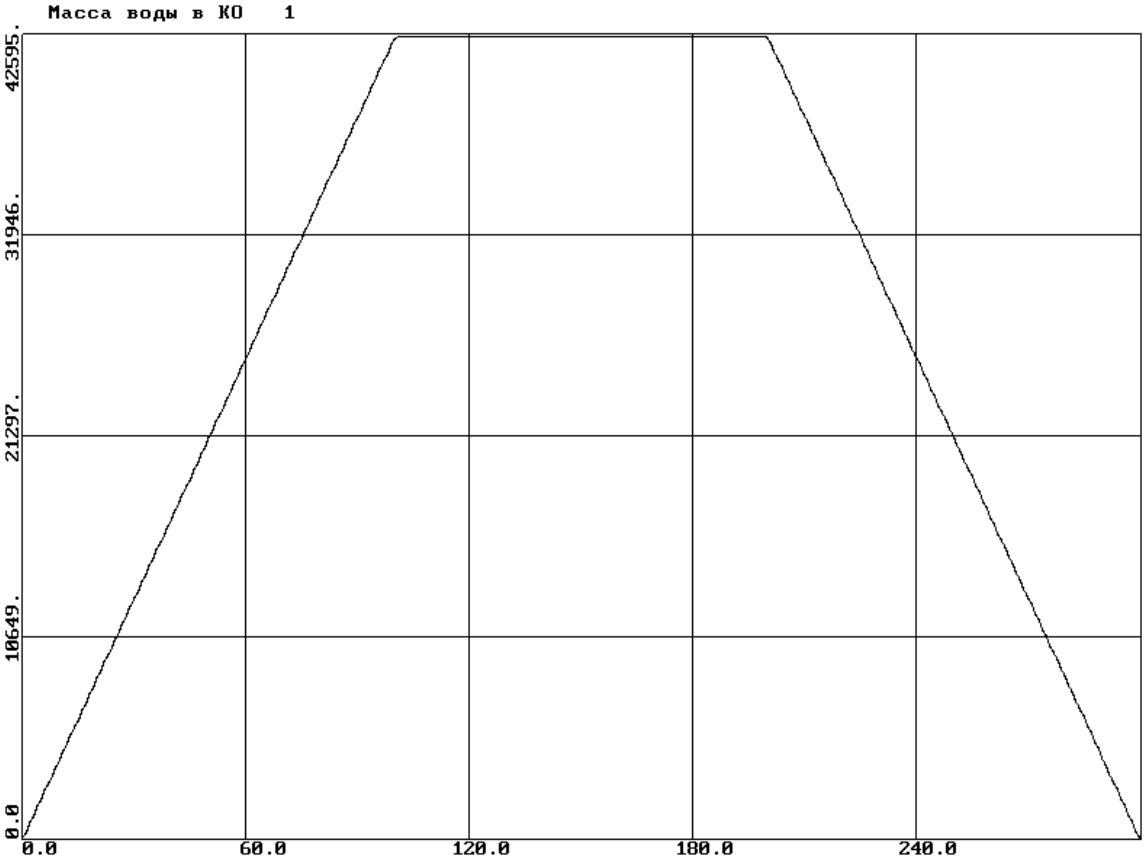

Рисунок 5.5 – Масса воды в КО (кг)

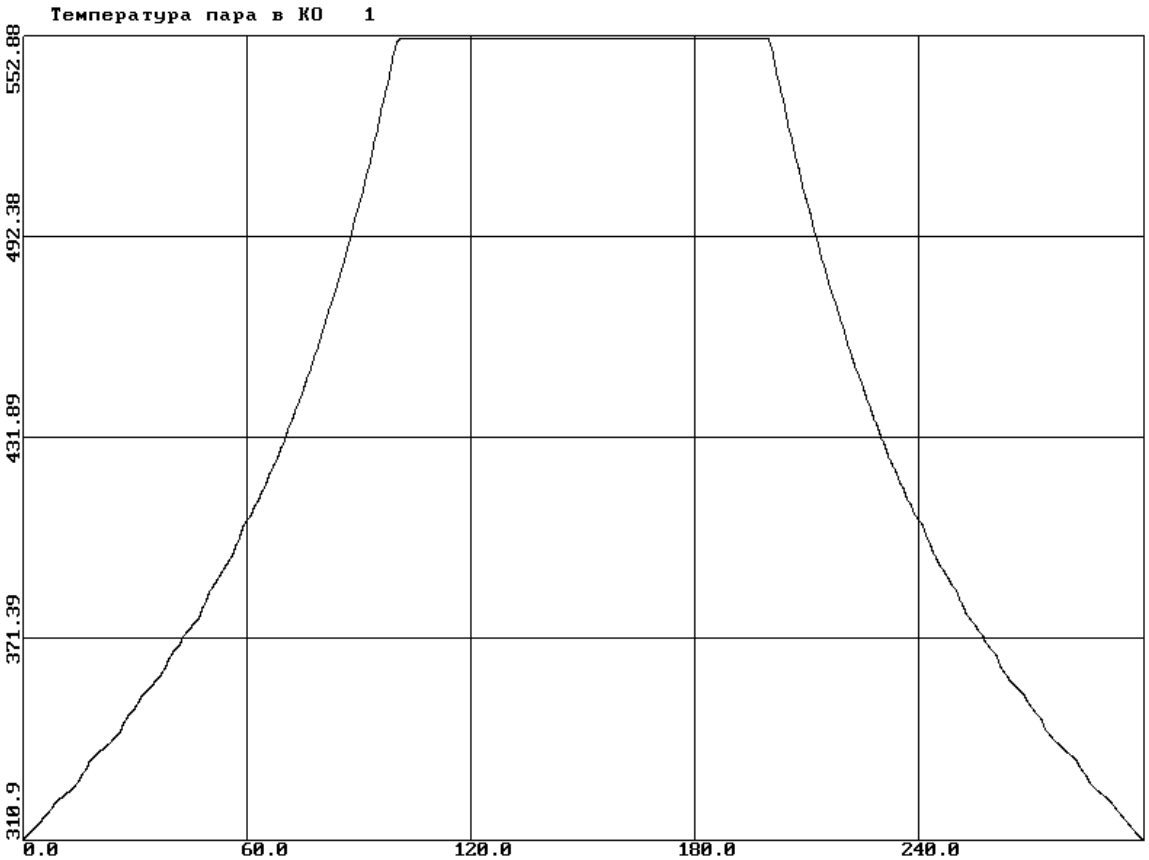

Рисунок 5.6 − Температура пара в КО (^{o}C)

Процесс сжатия и расширения пара в КО при заданных граничных условиях выполнялся адиабатически, поэтому имеется возможность проверить корректность моделирования и определить погрешность с использованием таблиц свойств воды и водяного пара [18].

Исходное состояние пара - на линии насыщения при давлении 10,0 МПа. В соответствии с [18] энтропия пара в исходном состоянии - 5,6159 кДж/(кг*К).

Поскольку процесс сжатия происходил адиабатически до давления 48,0 МПа (расход подачи воды специально подобран для упрощения интерполяции таблиц свойств перегретого пара), основные параметры конечного состояния, полученные путем линейной интерполяции [18] и рассчитанные по ПС ТРР представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

Параметр	Таблицы [18]	Расчет	Отклонение (абс. значение)	Отклонение %
Давление, МПа	48,0	48,0	-	-
Температура пара, ^{o}C	552,616	552,88	+0,264	0,048

Удельный объем пара, $м^3$/кг	$5,48003 \cdot 10^{-3}$	$5,4862 8 \cdot 10^{-3}$	$0,00625 \cdot 1 0^{-3}$	0,11
Плотность пара, кг/ $м^3$	182,481	182,27 3	-0,208	-0,11
Удельная энтальпия пара, ккал/кг	731,2	731,7	0,5	0,0684

Кроме того, поскольку в ПС ТРР в качестве единицы энергии принята килокалория, табличные результаты энтальпии были переведены в соответствующую систему единиц.

Таким образом, проведена демонстрация работы ПС ТРР при изменении параметров до границ таблиц термодинамических свойств воды, заложенных в ПС, а также показано, что при адиабатическом сжатии чистого пара от 10,0 МПа до 48,0 МПа погрешность изменения параметров пара в КО менее 1 %. Следует заметить, что верхняя граница таблиц свойств воды и водяного пара по давлению 49,0 МПа (точнее 500,0 технических атмосфер). По температуре - до 800 ^{o}C.

Кроме того, путем моделирования выдержки системы при максимальном значении давления в течение 100 с, а также последующий возврат к исходному состоянию продемонстрирована устойчивость и корректность программы при моделировании обратимых процессов.

6. Выполнение тестовых рачетов

В настоящем разделе представлены результаты расчета тестовых задач, выполненных по ПК Line-ТРР, ПС GAMBIT-06 [14] и ПС Piping Systems FluidFlow [15]. В качестве тестовых задач взяты тесты № 3, № 7 и № 10, приведенные в отчете по верификации программного средства Piping Systems FluidFlow [16].

6.1. ТЕСТОВАЯ ЗАДАЧА № 3

На рисунке 6.1 показана гидравлическая сеть, используемая в качестве теста № 3 в отчете по верификации программного средства Piping Systems FluidFlow [16].

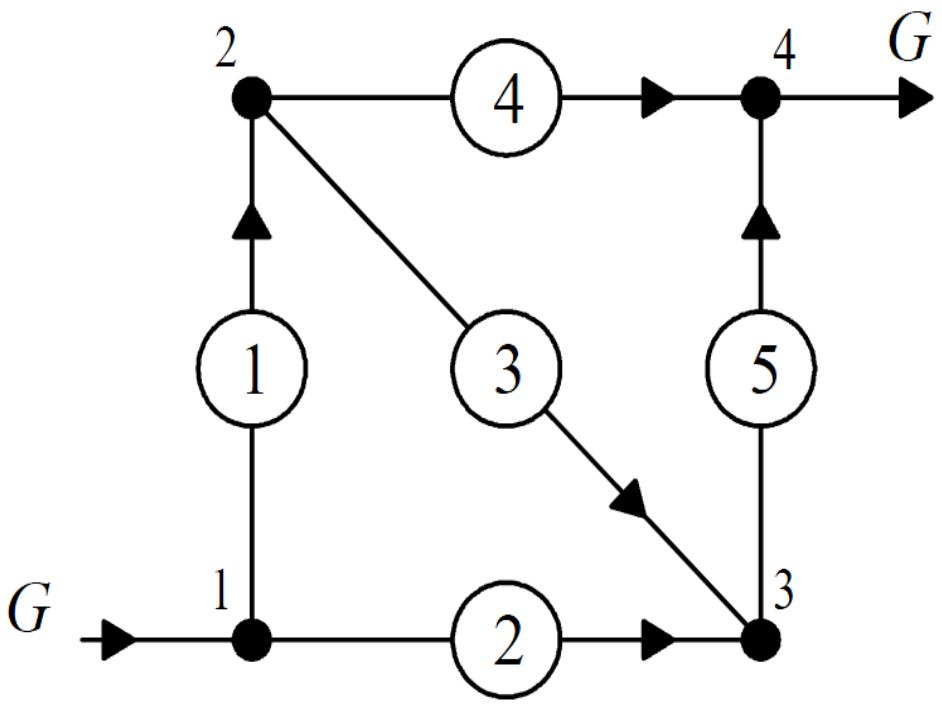

Рисунок 6.1 – Гидравлическая сеть, приведенная в отчете по верификации программного средства «Piping Systems FluidFlow» в качестве теста №3

Расход подводимой и отводимой воды равен 10 кг/с. Гидравлическое сопротивление веток задано в виде характеристик:

$$\Delta P = aG^2 \qquad (6.1.1)$$

Коэффициенты a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 равны соответственно 10, 20, 30, 40 и 50 Па·с^2·кг$^{-2}$. Цель расчета: определить распределение расходов воды по каналам гидравлической сети. Задача имеет аналитическое решение, которое приведено в [16]. Исходные данные для ПС Line-TPP и ПС GAMBIT-06 задавалось так, чтобы сопротивление канала удовлетворяло условию (7.1.1). Расчет проводился для гладких каналов длиной 1 м диаметром 0,5 м. Коэффициенты местных сопротивлений ξ_i для каждого канала рассчитывались по соответствующим значениям a_i. В таблице 6.1.1 приведены результаты аналитического расчета и результаты расчет по ПС Piping Systems Fluid Flow, GAMBIT-06, ПС Line-TPP.

Таблица 6.1.1

Номер участка	Значения расходов G, кг/с			
	Аналитический расчет	Piping Systems FluidFlow	GAMBIT-06	Line-TPP
1	5,827	5,823	5,828	5,824
2	4,173	4,177	4,175	4,170
3	0,539	0,535	0,540	0,539
4	5,288	5,288	5,289	5,285
5	4,712	4,712	4,714	4,709

Различие результатов расчета расхода по ПК Line-TPP, ПС GAMBIT-06, ПС Piping Systems FluidFlow и аналитическим решением не превышает 0,08 %.

6.2. ТЕСТОВАЯ ЗАДАЧА № 7

На рисунке 6.2 показана гидравлическая сеть, используемая в качестве теста № 7 в [16]. В связи с тем, что в [16] расчет выполнен для жидкости с абстрактными свойствами, расчет для воды был выполнен авторами [16] по просьбе заявителей.

Каждый участок, кроме участка 31, представляет собой трубу со следующими параметрами:

- длина 10 м;
- диаметр 0,02 м;
- шероховатость 10 мкм;
- температура воды 15 °C.

На участке 31 расположен только насос с напором 1,223 м, гидравлические потери на этом участке равны нулю. Давление на всасе насоса равно 0,2 МПа.

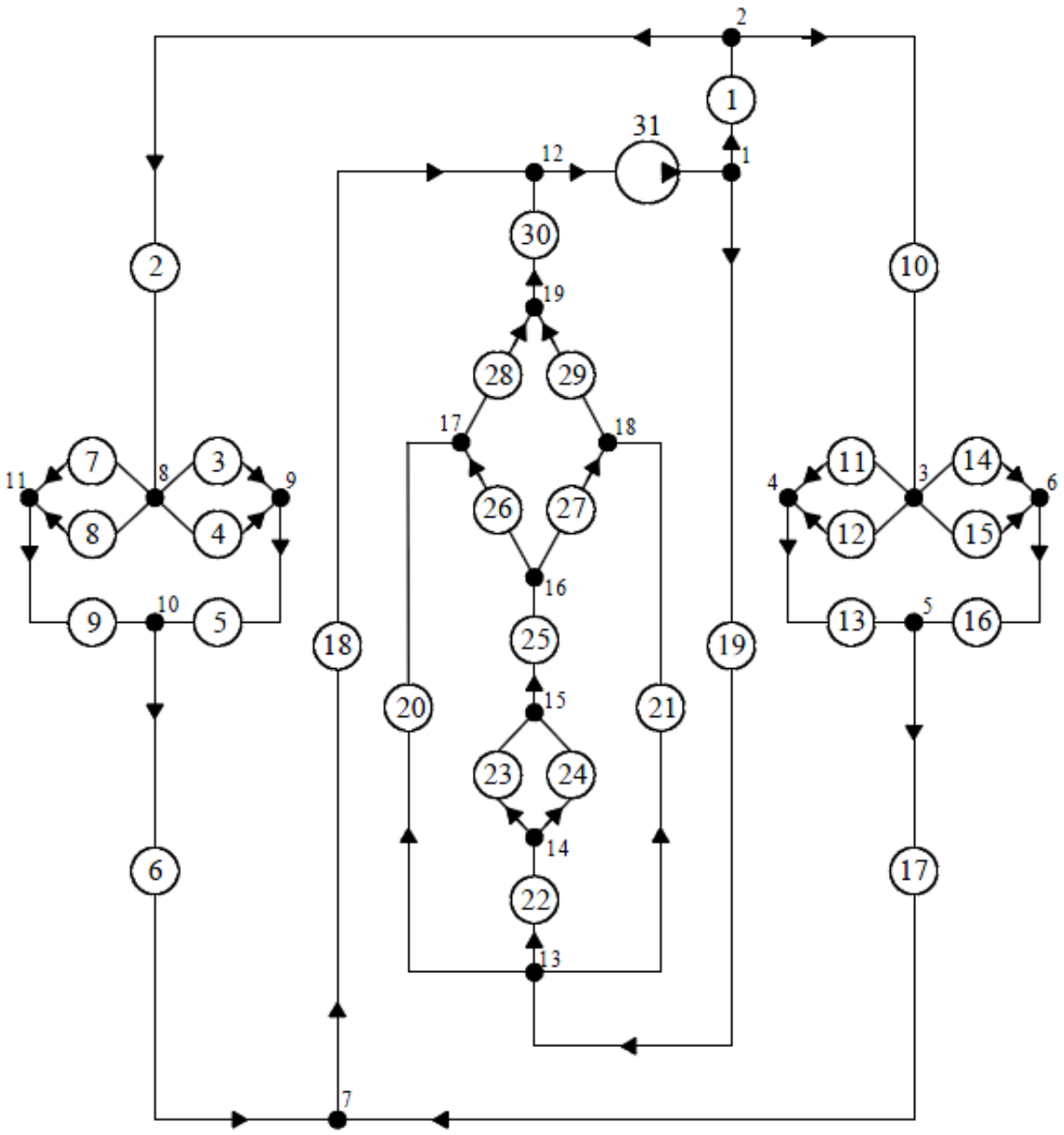

Рисунок 6.2 – Гидравлическая сеть, приведенная в отчете по верификации программного средства "Piping Systems FluidFlow" в качестве теста № 7

Сравнение результатов расчета теста № 7 по ПС Piping Systems FluidFlow, GAMBIT-06 и ПК Line-TPP приведены в таблице 6.2.1.

Таблица 6.2.1

Каналы схемы	Значения расхода G, кг/с		
	Piping Systems FluidFlow	GAMBIT-06	ПК Line2000-ТРР
1	0,245	0,244	0,241
2	0,122	0,122	0,121
3	0,0306	0,0305	0,0301
4	0,0306	0,0305	0,0301
5	0,0612	0,0609	0,0603
6	0,122	0,122	0,121
7	0,0306	0,0305	0,0301
8	0,0306	0,0305	0,0301
9	0,0612	0,0609	0,0603
10	0,122	0,122	0,121
11	0,0306	0,0305	0,0301
12	0,0306	0,0305	0,0301
13	0,0612	0,0609	0,0603
14	0,0306	0,0305	0,0301
15	0,0306	0,0305	0,0301
16	0,0612	0,0609	0,0603
17	0,122	0,122	0,121
18	0,245	0,244	0,241
19	0,249	0,258	0,253
20	0,0962	0,0982	0,0966
21	0,0962	0,0982	0,0966
22	0,0566	0,0610	0,0597
23	0,0283	0,0305	0,0298
24	0,0283	0,0305	0,0298
25	0,0566	0,0610	0,0597
26	0,0283	0,0305	0,0298
27	0,0283	0,0305	0,0298

Максимальное отклонение результата расчета расхода по ПК Line-TPP от тестового варианта расчета по программе Piping Systems FluidFlow не превышает 5,5 % (для каналов схемы 22 - 27) и 1,6 % (для остальных каналов схемы).

Максимальное отличие результатов расчета расхода по ПК Line-TPP от результатов расчета по программе GAMBIT-06 для всех каналов не превышает 2,3 %.

6.3. ТЕСТОВАЯ ЗАДАЧА № 10

На рисунке 6.3 приведена аксонометрическая схема гидравлической трассы стенда для проливки дросселей, используемая в качестве теста №10, приведенного в отчете по верификации программного средства "Piping Systems FluidFlow" [16].

Вода сливается в воздушную полость частично заполненного водой бака. Воздушная полость сообщается с атмосферой.

Внутренний диаметр трубопровода равен 0,025 мм. Пропускная способность регулирующего клапана ВН6 равна 10 $м^3$/ч. Значения коэффициентов гидравлического сопротивления запорных клапанов ВН16 и ВН21 не более 7,5. Радиус гиба отвода на входе в бак равен 0,013 м, для остальных отводов 0,11 м.

Измеренные параметры (с указанием погрешности измерения):

- избыточное давление на входе в участок 125,1 ± 2,2 кПа;
- расход воды на участке (0,985 ± 0,019) ·10-3 $м^3$/с;
- температура воды 55 ± 1 °С.

На рисунке 6.4 приведена расчетная схема теста № 10 в ПС "Piping Systems FluidFlow" .

Сравнение результатов расчета теста № 10 по ПС Piping Systems FluidFlow, GAMBIT-06 и ПК Line-TPP приведены в таблице 6.3.1.

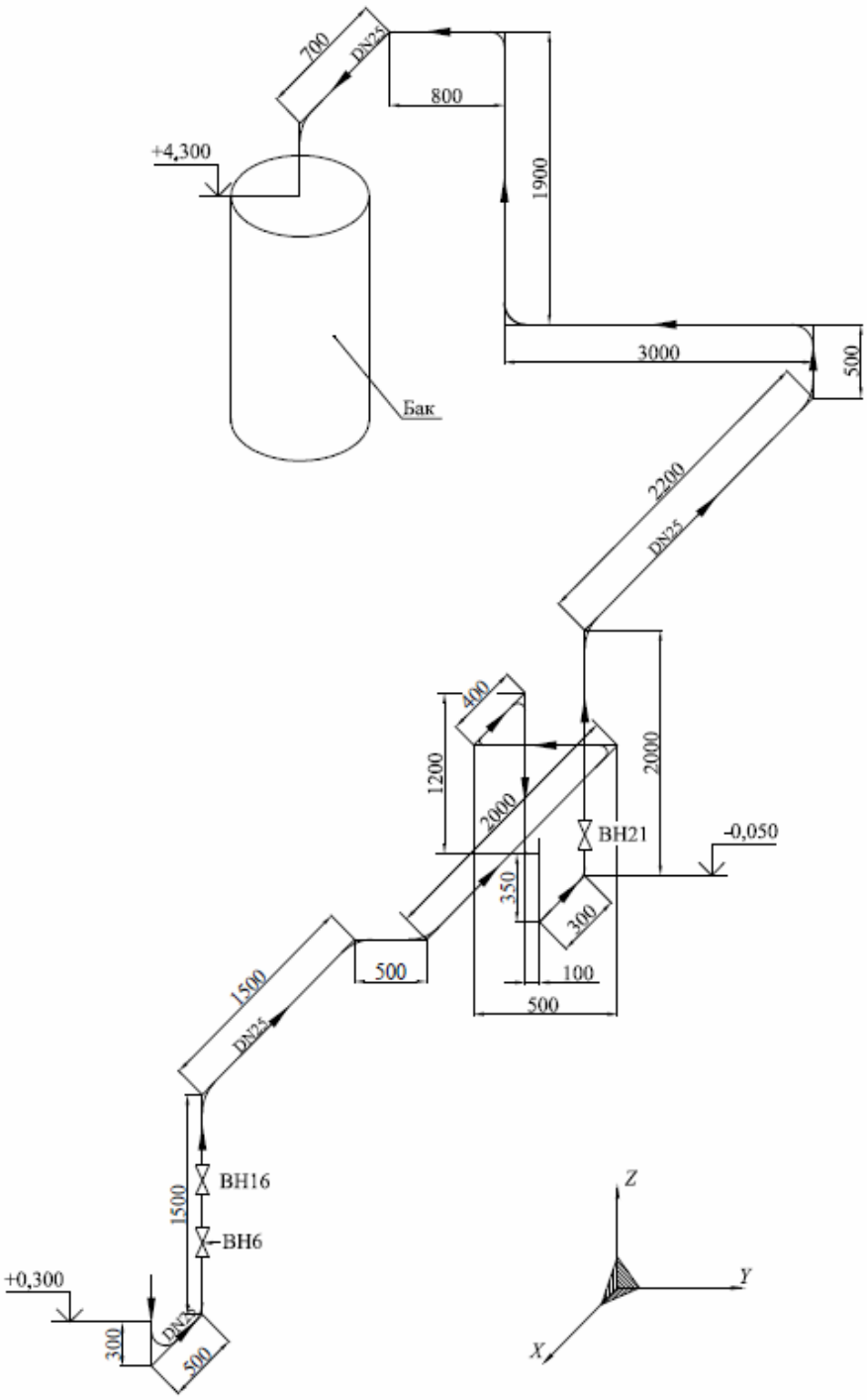

Рисунок 6.3 – Аксонометрическая схема трассы стенда для проливки дросселей, приведенная в отчете по верификации программного средства "Piping Systems FluidFlow" [16] в качестве теста № 10.

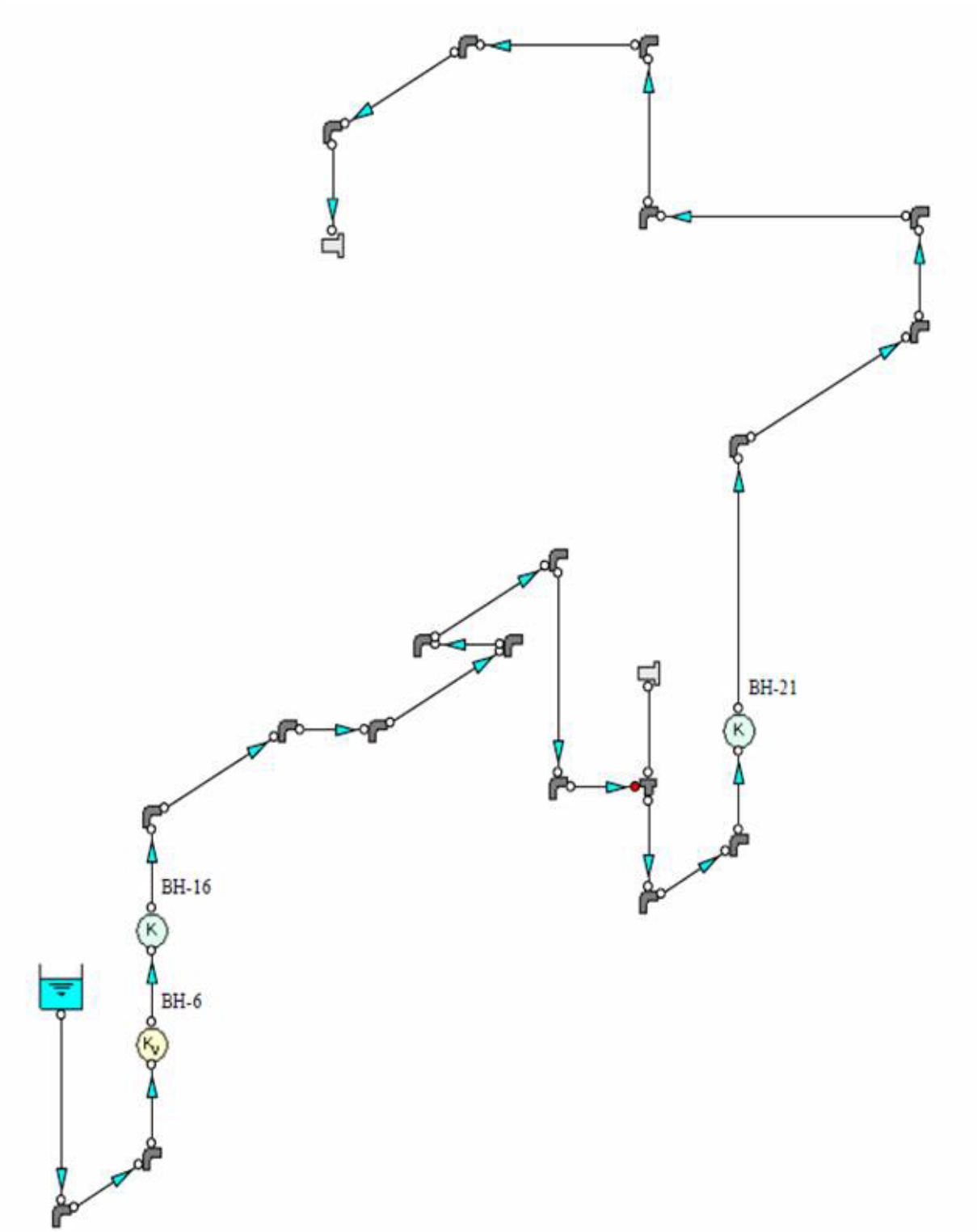

Рисунок 6.4 – Расчетная схема теста № 10 ПС "Piping Systems Fluid Flow" [16]

Таблица 6.3.1

Параметр	Эксперимент	Расчетные значения расхода, кг/с					
		ПС Piping Systems FluidFlow		ПС GAMBIT-06		ПК Line-TPP	
		зна че-ние	откло-нение, %	значе-ние	откло-нение, %	значе-ние	откло-нение, %
Расход, кг/с	0,9709	0,9552	- 1,62	0,9621	- 0,91	0,9579	- 1,34

В таблице приведены отклонения расчетных значений расхода от экспериментального значения.

Максимальные отклонения результатов расчета по всем ПС от экспериментальных данных не превышает 1,7 %.

7. Требования к техническому обеспечению

Регламентом программы предусмотрено ее правильное функционирование под управлением операционной системы Windows XT/7

Программа требует установки и настройки системы BDE – представляющий собой “движок” Borland, позволяющий работать с базами данных из Delphi, C++ или иных программ.

Если на компьютере уже установлены какие либо программы, работающие с базами данных, в частности с файлами в формате “dbf ”, то установку BDE производить повторно не требуется, а надо лишь убедиться в том, что число одновременно открытых файлов не менее 32-х.