

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Высшая школа электроники и компьютерных наук
Кафедра «Информационно-измерительная техника»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой,
д.т.н., профессор
_____ А.Л. Шестаков
_____ 2018 г.

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАНАЛА ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ
ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СРЕД**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ЮУрГУ–120301.2018.257 ПЗ ВКР

Руководитель проекта, доцент
_____ А.А. Лысова
_____ 2018 г.

Автор проекта
студентка группы КЭ-475
_____ Е.В. Мицкевич
_____ 2018 г.

Нормоконтролер, доцент
_____ А.А. Лысова
_____ 2018 г.

АННОТАЦИЯ

Мицкевич Е.В. Проектирование канала измерения давления высокотемпературных сред. – Челябинск: ЮУрГУ, КЭ; 2018, 64 с. 40 ил., библиогр. список – 17 наим.

В выпускной квалификационной работе разработана конструкция многопараметрического датчика с охлаждающей частью. Представлен тепловой и прочностной расчеты капиллярной трубки, обеспечивающий работу датчика расхода пара с расширенным температурным диапазоном.

Проанализированы тепловые и прочностные параметры. Также на разрабатываемый прибор разработан комплект конструкторской документации.

В работе было использовано следующее программное обеспечение: MS Office 2013, Компас – 3D V16, Solid Works 2012, Borland C++ Builder.

					120301.2018.257 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Проектирование канала измерения давления высокотемпературных сред	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Мицкевич Е.В.					5	64
Провер.		Лысова А.А.						
Н. Контр.		Лысова А.А.				ЮУрГУ Кафедра ИнИТ		
Утверд.		Лапин А.П.						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПРИБОРА.....	9
1.1 Анализ технического задания	9
1.2 Обзор аналогов	9
1.2.1 Ультразвуковой газовый расходомер ЭлМетро-ДРУ	9
1.2.2 Многопараметрический датчик Метран-336.....	11
1.3 Устройство и принцип действия датчика расхода	14
2 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ.....	17
2.1 Математическая модель распространения тепла для теплового расчета стержня, оребренного плоскими дисками.....	17
2.2 Определение коэффициентов теплоотдачи для расчета передачи тепла по капиллярной трубке	32
2.3 Тепловой расчет капиллярной трубки.....	35
2.4 Прочностной расчет узла датчика давления	41
3 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	52
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	56
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	57
ПРИЛОЖЕНИЯ	59
ПРИЛОЖЕНИЕ А Листинг программы.....	59
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Спецификация, сборочный чертеж, детализовка.....	61

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ВВЕДЕНИЕ

Проблемой при применении метода переменного перепада давления является узость динамического диапазона измерения расхода, что ограничивает применение на процессах с переменным расходом.

Расширение диапазона за счет установки более 3-х датчиков перепада, как правило, нецелесообразно, т.к. приводит к возрастанию общей погрешности и снижению надежности системы, ведет к существенному увеличению «стоимости владения». Известны проблемы с обеспечением необходимых длин прямолинейных участков, неудобства, связанные с необходимостью ежегодной поверки и т.д. Имеет объективные недостатки и турбинный метод измерения объема: повышенные требования к чистоте газа, высокие потери давления вследствие наличия вращающихся частей и т.д. Кроме того, турбинный метод не применим для кислорода из-за необходимости смазки подшипников турбины. Также он не применим и для пара.

Неслучайно сегодня обозначилась устойчивая тенденция возрастания внимания потребителей к вихревому принципу измерения расхода данных сред. Этот перспективный, динамично развивающийся во всем мире метод измерения расхода позволяет измерять расход, как газовых сред, так и пара. Производя измерение расхода по скорости потока, данный метод обеспечивает динамический диапазон измерения 1:30 при максимальной относительной погрешности измерения $\pm (0,65 \dots 1,0) \%$.

Измерение всех 3-х параметров одним датчиком, «в одной точке», что исключает дополнительные погрешности, возникающие вследствие изменения состояния среды при пространственном разделении первичных датчиков, и передача их на вычислительное устройство в форме наиболее помехозащищенного цифрового сигнала – оптимальное решение узла коммерческого учета газовых сред и пара, реализовать которое сегодня стремятся все ведущие мировые производители средств автоматизации. Немаловажную роль играет при этом и экономический аспект: минимизация врезок в трубопровод,

						120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			7

максимальное упрощение монтажа и обслуживания, существенное сокращение кабельных линий.

Цель выпускной квалификационной работы – проектирование конструкции канала измерения давления высокотемпературных сред в многопараметрическом датчике расхода.

Задачи:

- анализ технического задания;
- обзор аналогов;
- математическая модель распространения тепла для теплового расчета стержня, оребренного плоскими дисками;
- тепловой расчет капиллярной трубки;
- прочностной расчет узла датчика давления;
- разработка конструкторской документации.

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

1 УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПРИБОРА

1.1 Анализ технического задания

Задачи исследования физических процессов в условиях повышенных температур становятся все более актуальными по мере развития инновационных технологий, освоения новой продукции и прочее.

Исходя из технического задания необходимо обеспечить нормальный тепловой режим работы датчика давления при максимальной температуре измеряемого вещества равной 350°C. Так как рабочая температура сенсора давления составляет 100°C, то температуру пара необходимо уменьшить при помощи теплоотвода. Конструктивным решением данной задачи является использование капиллярной трубки, а роль ребер выполняют диски.

Необходимо составить математическую модель распространения тепла для теплового расчета стержня, оребренного жесткими дисками. Провести тепловой и прочностной расчеты капилляра. Спроектировать конструкцию разработанного расходомера (3D-модель), подготовить чертежи основных элементов прибора.

1.2 Обзор аналогов

Сегодня на рынке контрольно-измерительных приборов присутствует огромное количество различных производителей и поставщиков датчиков расхода. Однако при выборе средств автоматизации встает вопрос не только о технических характеристиках оборудования, но и его стоимости и дальнейшем техническом сопровождении поставщиком.

1.2.1 Ультразвуковой газовый расходомер ЭлМетро-ДРУ

Ультразвуковой газовый расходомер ЭлМетро-ДРУ (Рисунок 1.1) – современный прибор основанный на DSP-технологии (Digital Signal Processor), предназначен для измерения объемного расхода и объема чистого и загрязненного газа и газовых смесей, в рабочих условиях. Может использоваться как самостоятельное средство измерения, так и в составе любых установок учета природного, попутного нефтяного, отходящих, факельного и других газов (воздух, азот, аргон).

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



Рисунок 1.1 – Внешний вид расходомера

Принцип работы расходомера основан на методе измерения разности между временем прохождения ультразвуковых импульсов по потоку и против потока газа. Измеренная разность времени, пропорциональная скорости потока, преобразуется в значение объемного расхода газа.

В состав расходомера входят электроакустические преобразователи, измерительный участок и устройство обработки сигналов.

Измерительный участок может быть образован корпусом расходомера или использован участок имеющегося трубопровода. Устройство обработки сигналов осуществляет генерацию сигналов, подаваемых на электроакустические преобразователи, обработку сигналов поступающих с электроакустических преобразователей, и формирование стандартных выходных сигналов, передающих расход и объем газа при рабочих условиях.

В зависимости от исполнения в состав расходомера могут входить устройства подготовки потока:

- прямые участки, в том числе с местами для установки датчиков температуры и давления;
- формирователь потока, который устраняет влияние местных сопротивлений;
- устройство очистки газа – рекомендуется для загрязненных газов;



Рисунок 1.2 – Внешний вид счетчика пара

Основные преимущества счетчика-расходомера:

- многопараметрическая конструкция – «три датчика в одном»;
- несомненное преимущество вихревого принципа измерений – широкий динамический диапазон измерения расхода и высокая стабильность метрологических характеристик в течение межповерочного интервала;
- сниженные потери давления в трубопроводе по сравнению с измерением расхода методами переменного перепада давления на диафрагме и турбинными расходомерами;
- существенное сокращение кабельных линий и врезок в трубопровод, отсутствие импульсных линий, удобство монтажа;
- возможность эксплуатации многопараметрического датчика на открытом воздухе;
- отсутствие подвижных частей и механизмов.

Область применения - тепловые пункты промышленных предприятий и организаций и объектов коммунально-бытового назначения, имеющие открытые системы парового теплоснабжения.

Согласно техническому заданию максимальное значение измеряемого расхода должно составлять $3000 \frac{м^3}{ч}$. В таблице 1.1 указаны пределы измерений объемного расхода.

Таблица 1.1 – Пределы измерений объемного расхода

Диаметр условного прохода датчика D_y , мм	Расход пара, м ³ /ч		
	минимальный	номинальный	максимальный
32	6	80	160
50	15	265	530
80	30	500	1000
100	80	1250	2500
150	150	2500	5000

Таким образом, диаметр условного прохода датчика равен $150 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Диапазон температуры пара, измеряемого датчиком, от плюс 100 °С до плюс 200 °С.

Метрологические характеристики представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Метрологические характеристики

Основная допускаемая погрешность измерений	Параметр	Предел
Относительная, %	Объемный расход, объем	$\pm 1,5$
	Масса, тепловая энергия, тепловая мощность	$\pm 2,5$
	Вычисление массы и тепловой энергии	$\pm 0,1$
	Преобразование кодовых сигналов датчика в показания на дисплее	$\pm 0,1$
	Время	$\pm 0,01$
Абсолютная	Избыточное давление, МПа	$\pm 0,008(P+0,1)$, где P – измеренное давление, МПа
	Температура, °С	$\pm 0,5$

Длины прямолинейных участков не менее пяти перед датчиком и трех после датчика диаметров условных проходов трубопровода. В качестве минимально необходимых прямолинейных участков рекомендуется использовать измерительную линию, которая по заказу может входить в комплект монтажных частей датчика.

Соединение датчика и вычислителя производится четырехжильным кабелем с гибкими медными жилами сечением 0,75-1,5 мм², например, ПВС 4x0,75 или аналогичным.

Датчик по защищенности от воздействия окружающей среды (пыли и воды) соответствует исполнению IP57 по ГОСТ 14254.

Электрическое питание датчика осуществляется от нестабилизированного источника постоянного тока, встроенного в вычислитель, напряжением 24 В с допускаемыми отклонениями $\pm 20\%$ от номинального значения.

Потребляемая мощность - не более 2 Вт.

По уровню радиопомех датчик удовлетворяет требованиям ГОСТ Р 51318.22.

Средняя наработка на отказ с учетом технического обслуживания, составляет не менее 50 000 ч.

Средний срок службы - не менее 12 лет [3].

1.3 Устройство и принцип действия датчика расхода

Суть вихревого принципа измерения расхода состоит в измерении скорости потока путем определения частоты образования вихрей за телом обтекания, установленным в проточной части преобразователя расхода. Определение частоты вихреобразования производится при помощи двух пьезодатчиков, фиксирующих пульсации давления в зоне вихреобразования ("съем сигнала по пульсациям давления").

Конструктивно датчик представляет собой моноблок, состоящий из корпуса проточной части и электронного блока. В корпусе проточной части датчика размещены первичные преобразователи объемного расхода, избыточного давления и температуры (Рисунок 1.3).

Электронный блок представляет собой плату цифровой обработки сигналов первичных преобразователей, заключенную в корпус. Измерение расхода пара реализовано на вихревом принципе действия. На входе в проточную часть датчика установлено тело обтекания 1.

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Термопреобразователь сопротивления платиновый 4 размещен внутри тела обтекания. Для обеспечения непосредственного контакта ТСП со средой в теле обтекания выполнены отверстия 5. Электрический сигнал термопреобразователя также подвергается цифровой обработке.

Плата цифровой обработки 6, содержащая два микропроцессора, производит обработку сигналов преобразователей пульсаций давления, избыточного давления и температуры, в ходе которой обеспечивается фильтрация паразитных составляющих, обусловленных влиянием вибрации, флуктуаций давления и температуры потока, и происходит формирование выходных сигналов многопараметрического датчика по расходу, объему при РУ, давлению и температуре в виде цифрового кода. Выходные сигналы передаются на вычислитель 7.

Проточная часть датчика и тело обтекания выполнены из стали 12Х18Н10Т.

Вывод по главе 1: при анализе технического задания конструктивным решением является использование капиллярной трубки, а роль ребер выполняют диски. В ходе информационного поиска были изучены датчики расхода двух российских фирм, их технические характеристики и принцип работы каждого датчика расхода.

2 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

2.1 Математическая модель распространения тепла для теплового расчета стержня, оребренного плоскими дисками

Рассмотрим конструкцию узла датчика давления (ДД) (Рисунок 2.1), в которую входят капиллярная трубка с наружным диаметром d_n и охлаждающие диски толщиной δ с внешним диаметром D . Поток тепла движется слева направо от горячей стенки проточной части с температурой t_0 по полому стержню из стали и рассеивается за счет свободной конвекции на внешней цилиндрической поверхности стержня и плоских дисках в окружающую воздушную среду с температурой t_{cp} [4].

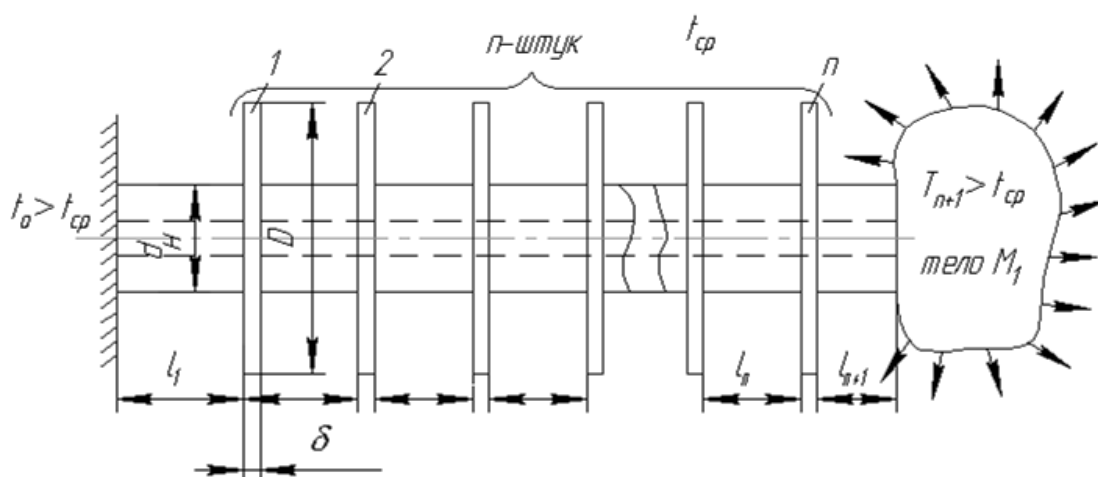


Рисунок 2.1 – Конструкция узла

На правом конце стержня закрепляется масса M_1 , имеющая температуру T_{n+1} , близкую к температуре окружающей среды t_{cp} .

Рассмотрим следующую схему (Рисунок 2.2)

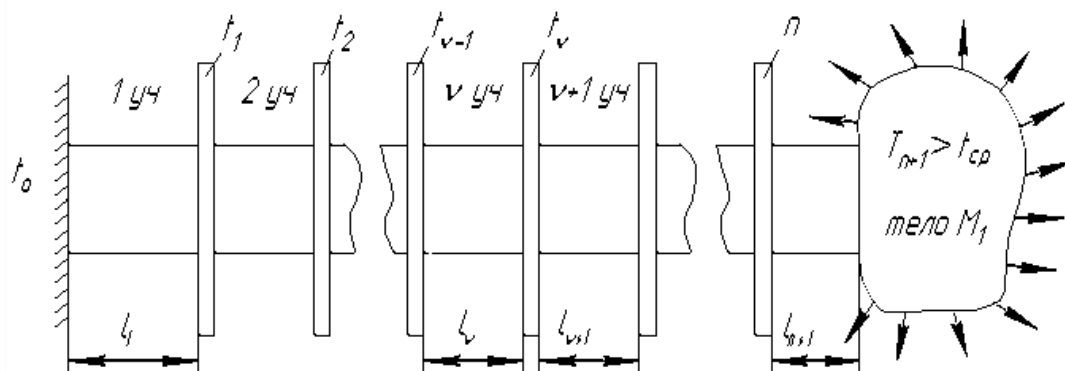


Рисунок 2.2 – Расчетная схема

Рассмотрим совокупность двух участков (Рисунок 2.3) с номерами v и $v+1$, ($v=1, 2, \dots, n+1$).

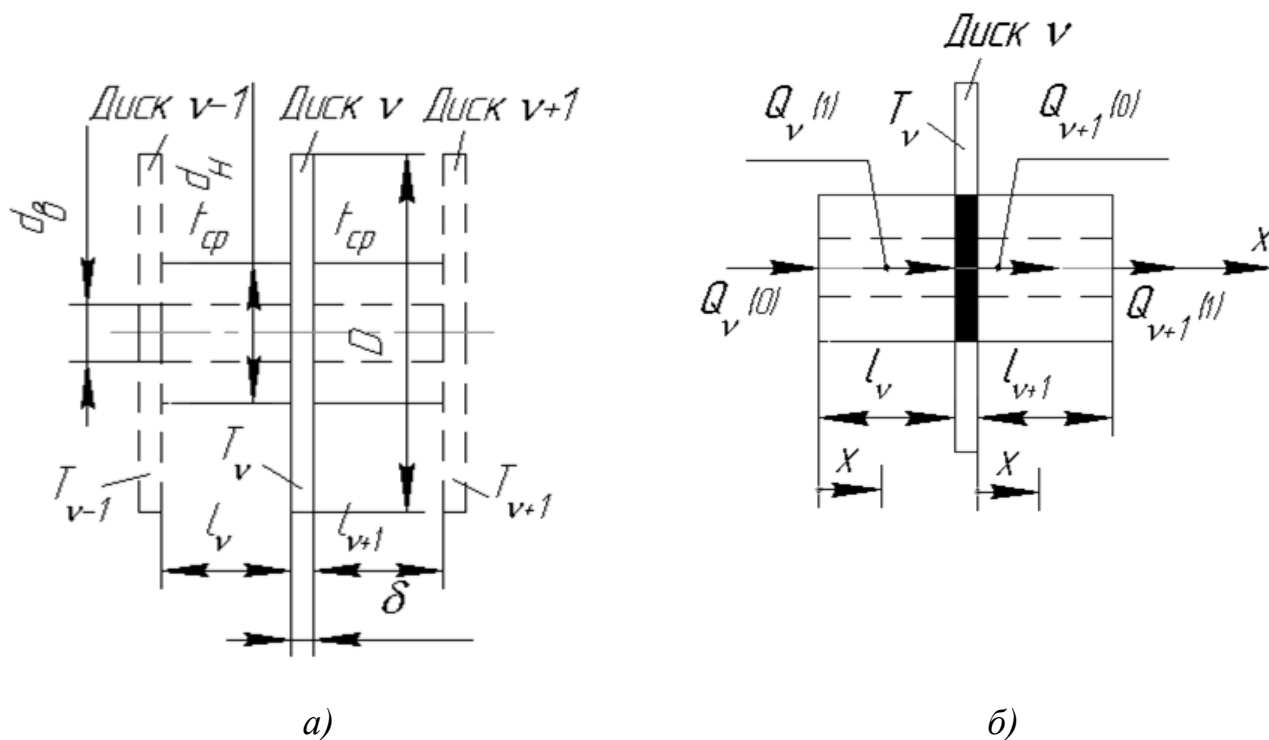


Рисунок 2.3 – Совокупность двух участков стержня:

а) – конструктивные размеры; б) – направление потоков тепла

В области стержня, на которую надет диск, (Рисунок 2.3 б она зачернена) распределение тепла двумерное, установившееся. Однако при небольшой толщине диска δ по сравнению с диаметром стержня d_n можно приближенно

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

положить распределение температуры в этой области однородным, равным величине T_v .

Распределение температуры на участках протяженностью l_v и l_{v+1} можно считать одномерным вдоль оси x , установившимся, т.е. имеющее зависимость $t_v(x)$, $t_{v+1}(x)$.

Распределение температуры в диске V диаметром D можно также считать одномерным вдоль радиуса диска, установившимся, т.е. $t_{rv}(r)$.

На рисунке 2.3 показаны потоки тепла через поперечные сечения стержня в направлении оси x .

Рассмотрим участок V стержня длиной l_v (Рисунок 2.4).

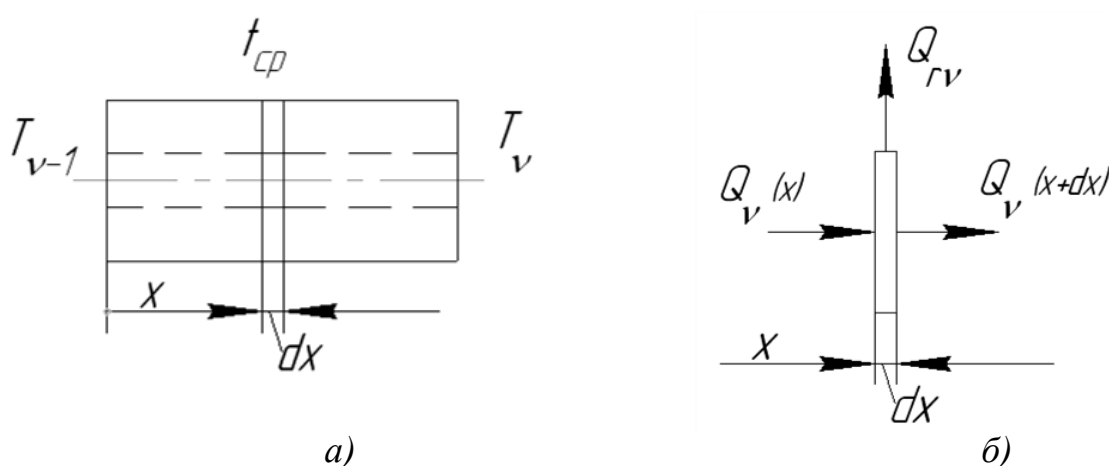


Рисунок 2.4 – Участок стержня:

а) – изменение температуры по длине стержня;

б) – перенос теплоты через стержень

На рисунке 2.4 б) $Q_v(x)$, $Q_v(x+dx)$ – кондуктивное количество тепла, передаваемого вдоль стержня по закону Фурье, Q_{rv} – поток тепла рассеивания за счет свободной конвекции в окружающее стержень пространство с температурой t_{cp} .

На основании законов Фурье и Ньютона баланс потоков тепла будет выглядеть так:

$$Q_v(x) = Q_v(x + dx) + Q_{vr} \quad (2.1)$$

или

$$-\lambda_v \cdot S_{cmv} \cdot \frac{dt_v}{dx} \Big|_x = -\lambda_v \cdot S_{cmv} \cdot \frac{dt_v}{dx} \Big|_{x+dx} + \alpha_v \cdot \Pi_v \cdot dx \cdot (t_v(x) - t_{cp}), \quad (2.2)$$

где λ_v – коэффициент теплопроводности материала стержня при температуре окружающей среды t_{cp} ;

S_{cmv} – площадь поперечного сечения стержня. Считаем постоянной и равной величине, одинаковой для всех участков $S_{cmv} = 0.25\pi \cdot (d_n^2 - d_g^2)$;

α_v – коэффициент теплоотдачи тепла соприкосновением поверхности стержня о воздух, где температура t_{cp} ;

Π_v – периметр теплоотдачи. В данном случае считаем постоянным и равным $\Pi_v = \pi \cdot d_n$.

Уравнение баланса тепла (2.2) не учитывает передачу тепла по внутреннему каналу стержня, который заполнен газообразной средой, у которой коэффициент теплопроводности во много раз меньше, чем у материала стержня.

С учетом понятия производной, имеем

$$\frac{1}{dx} \cdot \left(\frac{dt_v}{dx} \Big|_{x+dx} - \frac{dt_v}{dx} \Big|_x \right) = \frac{d^2 t_v}{d x^2}. \quad (2.3)$$

От уравнения (2.2), с учетом (2.3), перейдем к дифференциальному уравнению:

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$\frac{d^2 t_v}{d x^2} - \frac{\alpha_v \cdot \Pi_v}{\lambda_v \cdot S_{cmv}} \cdot (t_v(x) - t_{cp}) = 0. \quad (2.4)$$

Перейдем в уравнении (2.4) от переменных t_v и x к другим переменным:

$$\xi = \frac{x}{l_v}; \quad \theta_v(\xi) = \frac{t_v - t_{cp}}{T_{v-1} - t_{cp}} \quad (2.5)$$

из (2.5) получим, что $dx = l_v \cdot d\xi$, $dx^2 = l_v^2 \cdot d\xi^2$.

Преобразуем уравнение (2.4) к новым переменным:

$$\frac{1}{(T_{v-1} - t_{cp}) \cdot l_v^2} \cdot \frac{d^2(t_v - t_{cp})}{d\xi^2} - \frac{\alpha_v \cdot \Pi_v}{\lambda_v \cdot S_{cmv}} \cdot \frac{t_v - t_{cp}}{T_{v-1} - t_{cp}} = 0,$$

$$\frac{d^2 \theta_v}{d\xi^2} - \frac{\alpha_v \cdot \Pi_v \cdot l_v^2}{\lambda_v \cdot S_{cmv}} \cdot \theta_v = 0, \quad \xi \in (0, 1) \quad (2.6)$$

В уравнении (2.6) введем коэффициент $B_v = \frac{\alpha_v \cdot \Pi_v}{\lambda_v \cdot S_{cmv}}$. Уравнение (2.6) следует интегрировать при следующих граничных условиях:

$$\text{при } \xi = 0, \quad t_v(0) = T_{v-1} \Rightarrow \theta_v(0) = 1,$$

$$\xi = 1, \quad t_v(1) = T_v \Rightarrow \theta_v(1) = \frac{T_v - t_{cp}}{T_{v-1} - t_{cp}} < 1 \quad (2.7)$$

Очевидно, что решение уравнения (3.6) в случае постоянства B_v имеет вид

$$\theta_v(\xi) = C_1^v \cdot \exp(m_v^* \cdot \xi) + C_2^v \cdot \exp(-m_v^* \cdot \xi), \quad (2.8)$$

$$\text{где } m_v^* = \sqrt{B_v} \cdot l_v = \sqrt{\frac{\alpha_v \cdot \Pi_v}{\lambda_v \cdot S_{cmv}}} \cdot l_v = m_v \cdot l_v.$$

обязательно будет несколько больше t_{cp} и будет зависеть от количества ребер n и температуры в начале системы t_0 .

Рассмотрим $n+1$ участок стержня с телом массы M_1 (Рисунок 2.5)

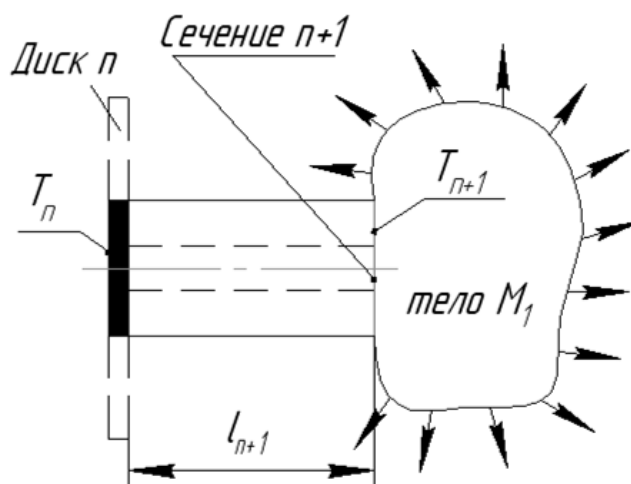


Рисунок 2.5 – Участок стержня с телом массы M_1

Поток тепла через сечение $n+1$ (Рисунок 2.5) с площадью $S_{снт}$ в стационарном режиме должен равняться потоку тепла, рассеиваемому в окружающую среду путем свободной конвекции через внешнюю поверхность тела M_1 . В результате приходим к равенству:

$$-\lambda_{n+1} \cdot S_{снт+1} \cdot \frac{dt_{n+1}}{dx} \Big|_{x=l_{n+1}} = \alpha_{n+1} \cdot S_n \cdot (T_{n+1} - t_{cp}) \quad (2.11)$$

или

$$-\frac{d\theta_{n+1}}{d\xi} \Big|_{\xi=1} = \frac{\alpha_{n+1} \cdot S_n \cdot l_{n+1}}{\lambda_{n+1} \cdot S_{снт+1}} \cdot \theta_{n+1} \Big|_{\xi=1}, \quad (2.12)$$

где $\theta_{n+1} = \frac{t - t_{cp}}{T_n - t_{cp}} \Rightarrow \theta_{n+1} \Big|_{\xi=1} = \frac{T_{n+1} - t_{cp}}{T_n - t_{cp}}$.

Введем новую переменную $B_{n+1} = \frac{\alpha_{n+1} \cdot S_n \cdot l_{n+1}}{\lambda_{n+1} \cdot S_{cmn+1}}$.

Подставляя решение (2.8) в уравнение (2.12), получаем

$$[C_1^v \cdot m_v^* \cdot \exp(m_v^*) - C_2^v \cdot m_v^* \cdot \exp(-m_v^*)] + B_v \cdot [C_1^v \cdot \exp(m_v^*) - C_2^v \cdot \exp(-m_v^*)] = 0 \quad (2.13)$$

или

$$C_1^v \cdot [\exp(m_v^*) \cdot (m_v^* + B_v)] + C_2^v \cdot [\exp(-m_v^*) \cdot (B_v - m_v^*)] = 0, \quad v = n + 1. \quad (2.14)$$

После подстановки равенства $C_1^v = 1 - C_2^v$, получаем

$$\exp(m_v^*) \cdot (m_v^* + B_v) + C_2^v \cdot [-\exp(m_v^*) \cdot (m_v^* + B_v) + \exp(-m_v^*) \cdot (B_v - m_v^*)] = 0. \quad (2.15)$$

Введем новые переменные $A_v, \dot{A}_v, \ddot{A}_v$. Из (2.15) получим

$$\begin{aligned} A_v &= \exp(m_v^*) \cdot (m_v^* + B_v); \\ \dot{A}_v &= [-\exp(m_v^*) \cdot (m_v^* + B_v) + \exp(-m_v^*) \cdot (B_v - m_v^*)]; \\ \ddot{A}_v &= \frac{1}{[\exp(-m_v^*) - \exp(m_v^*)]}; \\ C_2^v &= \ddot{A}_v \cdot \left[\frac{T_v - t_{\bar{n}\delta}}{T_{v-1} - t_{\bar{n}\delta}} - \exp(m_v^*) \right] = -\frac{\dot{A}_v}{\dot{A}_v}, \end{aligned} \quad (2.16)$$

где $v = n + 1$.

Из (2.16) находим неизвестную температуру:

$$T_n = t_{\bar{n}\delta} + \frac{\Delta t}{\exp(m_v^*) - \frac{\dot{A}}{\dot{A} \cdot \ddot{A}}}, \quad (2.17)$$

где $\Delta t = T_{n+1} - t_{cp}$ – перегрев тела M_1 над температурой окружающей среды.

Найденная таким образом температура (Рисунок 2.5) позволяет рассчитать теплоотдачу на диске n (Рисунок 2.5 показан пунктиром).

В диске тепло распространяется вдоль радиуса во всех направлениях одинаково. Поэтому поток тепла одномерный, установившийся, т.е. имеет зависимость температуры от радиуса элементарного слоя $t(r)$ (Рисунок 2.6б).

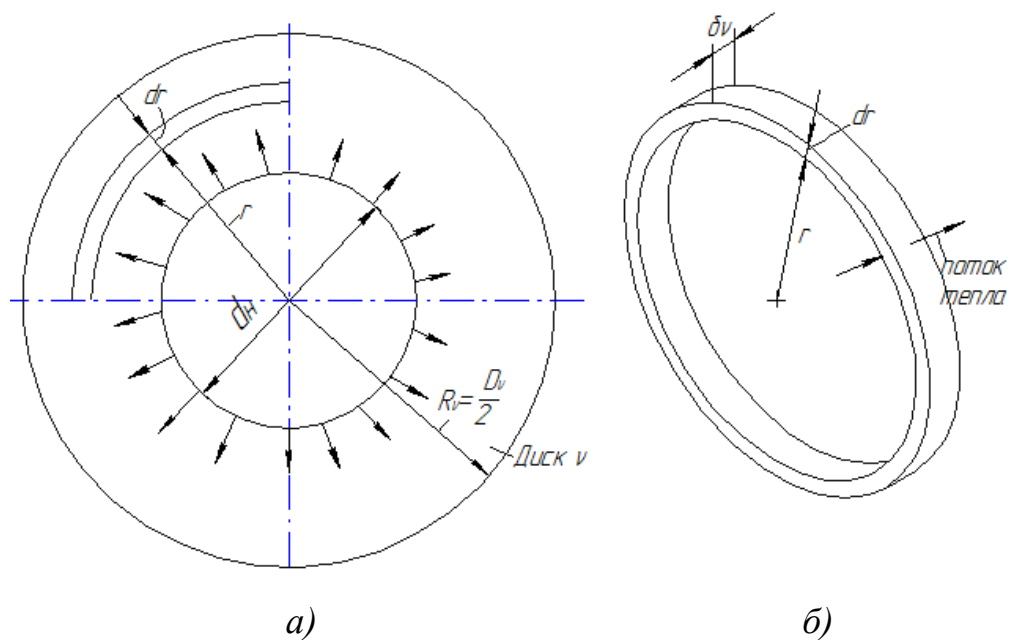


Рисунок 2.6 – Схема диска:

а) – распространение тепла вдоль радиуса диска;

б) – кольцевой элемент

Уравнение баланса тепла на элементарном кольце толщиной dr .

$$-\lambda_{Dv} \cdot F(r) \cdot \frac{dt_v}{dr} \Big|_r = -\lambda_{Dv} \cdot F(r+dr) \cdot \frac{dt_v}{dr} \Big|_{r+dr} + \alpha_{Dv} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot 2 \cdot (t_v(r) - t_{cp}), \quad (2.18)$$

где $F(r) = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \delta_v$;

v – номер диска;

λ_{Dv} – коэффициент теплопроводности материала диска;

α_{Dv} – коэффициент конвективной теплоотдачи от поверхности диска.

Отсюда вытекает уравнение

$$\lambda_{Dv} \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left[F(r) \cdot \frac{dt_v}{dr} \right] - 4 \cdot \alpha_{Dv} \cdot \pi \cdot r \cdot (t_v - t_{cp}) = 0 \quad (2.19)$$

или

$$\frac{d}{dr} \cdot \left[r \cdot \frac{dt_v}{dr} \right] - \frac{2 \cdot \alpha_{Dv}}{\lambda_{Dv} \cdot \delta_v} \cdot r \cdot (t_v - t_{cp}) = 0 \quad (2.20)$$

Введем безразмерные переменные

$$\theta_{rv}(\zeta) = \frac{t_v - t_{cp}}{T_v - t_{cp}}, \quad (2.21)$$

$$\zeta = \frac{r}{R_v}.$$

Запишем уравнение (2.20) в безразмерной форме

$$\frac{d}{R \cdot d\zeta} \left(\zeta \cdot \frac{d\theta_{rv}}{d\zeta} \right) - \frac{2 \cdot \alpha_{Dv} \cdot R_v \cdot \zeta}{\lambda_{Dv} \cdot \delta_v} \cdot \theta_{rv} = 0.$$

Преобразуем его

$$\frac{d}{d\zeta} \left(\zeta \cdot \frac{d\theta_{rv}}{d\zeta} \right) - \frac{2 \cdot \alpha_{Dv} \cdot R_v^2}{\lambda_{Dv} \cdot \delta_v} \cdot \zeta \cdot \theta_{rv} = 0,$$

$$\frac{d^2 \theta_{rv}}{d\zeta^2} + \frac{1}{\zeta} \cdot \frac{d\theta_{rv}}{d\zeta} - B_{Dv} \cdot \theta_{rv} = 0, \quad (2.22)$$

где $B_{Dv} = \frac{2 \cdot \alpha_{Dv} \cdot R_v^2}{\lambda_{Dv} \cdot \delta_v}$.

В результате получилось нелинейное уравнение второго порядка, которое точно может быть решено только численными методами.

Однако можно попробовать вместо уравнения (2.22) рассмотреть приближенное уравнение, в котором вместо переменного коэффициента $\frac{1}{\zeta}$ при первой производной можно попробовать взять постоянное значение, равное среднему значению изменяющегося коэффициента, т.е.

$$\left(\frac{1}{\zeta}\right)_{cp} = \frac{1 + D_v/d_u}{2} = P_v. \quad (2.23)$$

В результате будем иметь дело с уравнением с постоянными коэффициентами

$$\frac{d^2\theta_{rv}}{d\zeta^2} + P_v \cdot \frac{d\theta_{rv}}{d\zeta} - B_{Dv} \cdot \theta_{rv} \cong 0. \quad (2.24)$$

Характеристическое уравнение

$$K^2 + P_v \cdot K - B_{Dv} = 0. \quad (2.25)$$

Корни

$$K_{1,2} = -\frac{P_v}{2} \pm \sqrt{\frac{P_v^2}{4} + B_{Dv}}. \quad (2.26)$$

Оба корня действительные, один положительный, другой отрицательный.

$$K_1 = -\frac{P_v}{2} + \sqrt{\frac{P_v^2}{4} + B_{Dv}} > 0, \quad (2.27)$$

$$K_2 = -\frac{P_v}{2} - \sqrt{\frac{P_v^2}{4} + B_{Dv}} < 0.$$

Приближенное решение уравнения (2.22) – это решение уравнения (2.24)

$$\theta_{rv}(\zeta) = D_1^v \cdot \exp(K_1 \cdot \zeta) + D_2^v \cdot \exp(K_2 \cdot \zeta). \quad (2.28)$$

Неизвестные постоянные находим, используя краевые условия:

$$\text{при } \zeta = \zeta_1 = \frac{d_n}{D_v} \Rightarrow t_{rv} = T_v \Rightarrow \theta_{rv}(\zeta_1) = 1, \quad (2.29)$$

где T_v - температура, найденная на предыдущем шаге работы, $T_v = T_n$ (формула 2.17).

при $\zeta = 1$

$$-\lambda_{Dv} \cdot 2\pi \cdot R \cdot \delta_v \cdot \frac{dt_r}{dr} \Big|_{\zeta=1} = \alpha_{Dv} \cdot 2\pi \cdot R \cdot \delta_v \cdot (t_r \Big|_{r=Rv} - t_{cp}), \quad (2.30)$$

$$\frac{d\theta_{rv}}{d\zeta} \Big|_{\zeta=1} + \frac{\alpha_{Dv} \cdot R_{Dv}}{\lambda_{Dv}} \cdot \theta_{rv} \Big|_{\zeta=1} = 0.$$

Введем новую переменную $B_{0v} = \frac{\alpha_{Dv} \cdot R_{Dv}}{\lambda_{Dv}}$.

из (2.29) получаем:

$$1 = D_1^v \cdot \exp(K_1 \cdot \zeta) + D_2^v \cdot \exp(K_2 \cdot \zeta), \quad (2.31)$$

из (2.30) получаем:

$$[D_1^v \cdot \exp(K_1 \cdot \zeta) + D_2^v \cdot \exp(K_2 \cdot \zeta)] + B_{0v} \cdot [D_1^v \cdot \exp(K_1 \cdot \zeta) + D_2^v \cdot \exp(K_2 \cdot \zeta)] = 0. \quad (2.32)$$

Приведем (2.32) к следующей форме:

$$D_1^v \cdot (\exp(K_1) \cdot (K_1 + B_{0v})) + D_2^v \cdot (\exp(K_2) \cdot (K_2 + B_{0v})) = 0. \quad (2.33)$$

Из системы (2.31), (2.33) находим D_1^v, D_2^v :

$$D_1^v = \frac{\begin{vmatrix} 1 & \exp(K_2 \cdot \zeta_1) \\ 0 & \exp(K_2) \cdot (K_2 + B_{0v}) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \exp(K_1 \cdot \zeta_1) & \exp(K_2 \cdot \zeta_1) \\ \exp(K_1) \cdot (K_1 + B_{0v}) & \exp(K_2) \cdot (K_2 + B_{0v}) \end{vmatrix}}, \quad (2.34)$$

$$D_2^v = \frac{\begin{vmatrix} \exp(K_1 \cdot \zeta_1) & 1 \\ \exp(K_1) \cdot (K_1 + B_{0v}) & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \exp(K_1 \cdot \zeta_1) & \exp(K_2 \cdot \zeta_1) \\ \exp(K_1) \cdot (K_1 + B_{0v}) & \exp(K_2) \cdot (K_2 + B_{0v}) \end{vmatrix}}$$

Пусть $\Delta = \exp(K_1 \cdot \zeta_1) \cdot \exp(K_2) \cdot (K_2 + B_{0v}) - \exp(K_2 \cdot \zeta_1) \cdot \exp(K_1) \cdot (K_1 + B_{0v})$.

Тогда

$$D_1^v = \frac{\exp(K_2) \cdot (K_2 + B_{0v})}{\Delta}, \quad (2.35)$$

$$D_2^v = \frac{-\exp(K_1) \cdot (K_1 + B_{0v})}{\Delta}$$

Находим интересующий нас поток тепла от стержня к диску:

$$Q_{rv} = -\lambda_{Dv} \cdot \pi \cdot d_n \cdot \delta_v \cdot \frac{dt_r}{dr} \Big|_{r=d_n/2} = -\frac{\lambda_{Dv} \cdot \pi \cdot d_n \cdot \delta_v}{R_{Dv}} \cdot \frac{d\theta_{rv}}{d\zeta} \Big|_{\zeta_1} \cdot (T_v - t_{cp}), \quad (2.36)$$

$$Q_{rv} = -B_{1v} \cdot (T_v - t_{cp}) \cdot [D_1^v \cdot K_1 \cdot \exp(K_1 \cdot \zeta_1) + D_2^v \cdot K_2 \cdot \exp(K_2 \cdot \zeta_1)], \quad (2.37)$$

где $B_{1v} = \frac{\lambda_{Dv} \cdot \pi \cdot d_n \cdot \delta_v}{R_{Dv}}$ и $d_{12}^v = [D_1^v \cdot K_1 \cdot \exp(K_1 \cdot \zeta_1) + D_2^v \cdot K_2 \cdot \exp(K_2 \cdot \zeta_1)]$.

Найденное значение Q_{rv} позволяет получить неизвестное краевое условие в конце предыдущего участка (Рисунок 2.7).

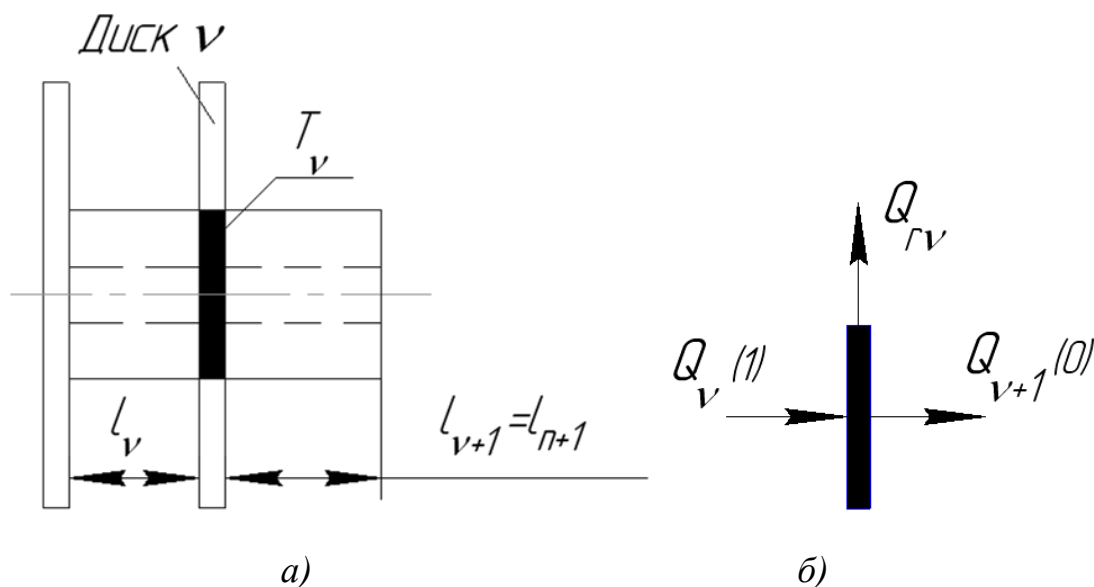


Рисунок 2.7 – К нахождению краевого условия

a) – участок стержня; б) – перенос теплоты через стержень

Это условие в общем виде записывается следующим образом

$$Q_v(1) = Q_{v+1}(0) + Q_{rv}, \quad (2.38)$$

$$-\lambda_v \cdot S_{cmv} \cdot \frac{dt_v}{dx} \Big|_{x=l_v} = -\lambda_{v+1} \cdot S_{cmv+1} \cdot \frac{dt_{v+1}}{dx} \Big|_{x=0} + Q_{rv}, \quad (2.39)$$

преобразуем (2.39) к виду:

$$\frac{dt_v}{dx} \Big|_{x=l_v} = g_{v+1} \cdot \frac{dt_{v+1}}{dx} \Big|_{x=0} - \frac{1}{\lambda_v \cdot S_{cmv}} \cdot Q_{rv}, \quad (2.40)$$

где $g_{v+1} = \frac{\lambda_{v+1} \cdot S_{cmv+1}}{\lambda_v \cdot S_{cmv}}.$

Правая часть равенства (2.40) имеет конкретное числовое значение

$$\frac{dt_v}{dx} \Big|_{x=l_v} = g_{v+1} \cdot \frac{d\theta_{v+1}}{d\xi} \Big|_{\xi=0} \cdot (T_v - t_{cp}) - \frac{1}{\lambda_v \cdot S_{cmv}} \cdot Q_{rv},$$

Подставляя в получившееся уравнение выражение для θ_{v+1} , получим

$$\frac{dt_v}{dx} \Big|_{x=l_v} = (T_v - t_{cp}) \cdot (C_1^{v+1} \cdot m_{v+1} - C_2^{v+1} \cdot m_{v+1}) \cdot g_{v+1} - \frac{1}{\lambda_v \cdot S_{cmv}} \cdot Q_{rv}, \quad (2.41)$$

обозначим $d_v = (T_v - t_{cp}) \cdot (C_1^{v+1} \cdot m_{v+1} - C_2^{v+1} \cdot m_{v+1}) \cdot g_{v+1} - \frac{1}{\lambda_v \cdot S_{cmv}} \cdot Q_{rv}$,

где $m_{v+1} = \sqrt{\frac{\alpha_{v+1} \cdot \Pi_{v+1}}{\lambda_{v+1} \cdot S_{cmv+1}}}$;

$$C_1^{v+1} = 1 - C_2^{v+1};$$

$$C_2^{v+1} = \frac{1}{(\exp(-m_{v+1}^*) - \exp(m_{v+1}^*))} \cdot \left(\frac{T_{v+1} - t_{cp}}{T_v - t_{cp}} - \exp(m_{v+1}^*) \right);$$

$$m_{v+1}^* = m_{v+1} \cdot l_{v+1}, \quad (2.42)$$

далее

$$\begin{aligned} \frac{dt_v}{dx} \Big|_{x=l_v} &= \frac{d\theta_v}{d\xi} \Big|_{\xi=1} \cdot \frac{(T_{v-1} - t_{cp})}{l_v} = \\ &= \frac{(T_{v-1} - t_{cp})}{l_v} \cdot (C_1^v \cdot m_v^* \cdot \exp(m_v^*) - C_2^v \cdot m_v^* \cdot \exp(-m_v^*)) = d_v, \end{aligned} \quad (2.43)$$

преобразуем (2.43):

$$(T_{v-1} - t_{cp}) \cdot m_v \cdot ((1 - C_2^v) \cdot \exp(m_v^*) - C_2^v \cdot \exp(-m_v^*)) = d_v,$$

$$(T_{v-1} - t_{cp}) \cdot m_v \cdot \left(\exp(m_v^*) - (\exp(m_v^*) + \exp(-m_v^*)) \cdot \left(\frac{T_v - t_{cp}}{T_{v-1} - t_{cp}} - \exp(m_v^*) \right) \cdot \frac{1}{\exp(-m_v^*) - \exp(m_v^*)} \right) = d_v$$

$$(T_{v-1} - t_{cp}) \cdot \exp(m_v^*) + \left(\frac{\exp(m_v^*) + \exp(-m_v^*)}{\exp(m_v^*) - \exp(-m_v^*)} \right) \cdot ((T_v - t_{cp}) - \exp(m_v^*) \cdot (T_{v-1} - t_{cp})) = \frac{d_v}{m_v},$$

$$(T_{v-1} - t_{cp}) \cdot \underbrace{\left[\exp(m_v^*) - \exp(m_v^*) \cdot \left(\frac{\exp(m_v^*) + \exp(-m_v^*)}{\exp(m_v^*) - \exp(-m_v^*)} \right) \right]}_{a_v} = \underbrace{\left[\frac{d_v}{m_v} - \left(\frac{\exp(m_v^*) + \exp(-m_v^*)}{\exp(m_v^*) - \exp(-m_v^*)} \right) \cdot (T_v - t_{cp}) \right]}_{b_v}$$

Из последнего полученного уравнения получим необходимую температуру в начале предыдущего участка (Рисунок 2.7):

$$T_{v-1} = t_{cp} + \frac{b_v}{a_v}, \quad (2.44)$$

где $a_v = \exp(m_v^*) \cdot \left(1 - \frac{1 + \exp(-2m_v^*)}{1 - \exp(-2m_v^*)} \right) = \frac{\exp(m_v^*) \cdot (-2 \cdot \exp(-2m_v^*))}{1 - \exp(-2m_v^*)} = \frac{2 \cdot \exp(-m_v^*)}{\exp(-2m_v^*) - 1};$

$$b_v = \frac{d_v}{m_v} - (T_v - t_{cp}) \cdot \left(\frac{1 + \exp(-2m_v^*)}{1 - \exp(-2m_v^*)} \right).$$

Далее продолжается вычисление температур с уменьшением индекса V от n до k , при котором температура T_{k-1} окажется больше или равной t_0 - температуре перегретой стенки проточной части.

Данная теория позволяет вести расчеты при произвольных размерах и материалах стержня и ребер [9].

2.2 Определение коэффициентов теплоотдачи для расчета передачи тепла по капиллярной трубке

Коэффициент теплоотдачи α зависит от большого количества факторов. В общем случае α является функцией формы и размеров тела, режима движения, скорости и температуры воздуха, физических параметров воздуха и других величин. По-разному протекает процесс теплоотдачи в зависимости от природы возникновения движения воздуха.

В нашем случае отвод тепла от капиллярной трубки в окружающую среду осуществляется посредством свободной конвекции, так как движение в рассматриваемом объеме воздуха возникает за счет неоднородности в нем сил, обусловленных внешними силовыми полями. Такие силы называют массовыми.

Конвективный теплообмен описывается системой дифференциальных уравнений и условиями однозначности с большим количеством переменных. Попытки аналитического решения полной системы уравнений наталкиваются на серьезные трудности. Эти трудности помогает разрешить теория подобия. С помощью теории подобия размерные физические величины можно объединить в безразмерные комплексы, причем так, что число комплексов будет меньше числа величин, из которых составлены эти комплексы. Полученные безразмерные комплексы можно рассматривать как новые переменные.

Этим комплексам, называемым числами подобия, присвоены имена ученых, внесших значительный вклад в развитие гидродинамики или теплопередачи. Рассмотрим те из них, которые будут использованы в тепловом расчете капиллярной трубки.

Безразмерный комплекс Gr называют числом Грасгофа. Оно характеризует подъемную силу, возникающую в воздухе вследствие разности плотностей, и определяется по формуле:

$$Gr = \frac{g \cdot (t_c - t_{cp}) \cdot l^3}{T \cdot \nu^2}, \quad (2.45)$$

где $g = 9.81 \frac{M}{c^2}$ - ускорение свободного падения;

t_c - температура стенки трубки;

$t_{cp} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ - максимальная температура воздуха;

l - длина трубки;

$\nu = 0,0211 \cdot 10^{-3} \frac{M^2}{c}$ - кинематический коэффициент вязкости воздуха.

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Безразмерный комплекс Pr называют числом Прандтля. Оно определяет физические свойства пара и определяется по формуле:

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (2.46)$$

где a - коэффициент температуропроводности тела, $\frac{m^2}{c}$.

Число Прандтля газов практически не зависит ни от температуры, ни от давления.

Безразмерный комплекс Nu называют числом Нуссельта. Оно характеризует теплообмен на границе стенка-воздух.

В зависимости от характера движения воздуха для вертикальных поверхностей (трубы) число Нуссельта находится по следующим формулам:

а) при $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$ (ламинарный режим)

$$Nu = 0,76 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (2.47)$$

б) при $Gr \cdot Pr > 10^9$ (турбулентный режим)

$$Nu = 0,15 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (2.48)$$

где $Pr_{cm} = 0,703$ - число Прандтля при нормальных атмосферных условиях.

Коэффициент теплоотдачи можно найти по следующей формуле:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad (2.49)$$

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

где $\lambda = 2,047 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot град}$ - коэффициент теплопроводности воздуха при $t_{cp} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$.

2.3 Тепловой расчет капиллярной трубки

При выборе оптимального количества радиаторных дисков будем пользоваться полученными в разделе 2.1 формулами. Расчет ведем, как было сказано ранее, с конца трубки согласно рисунку 2.8.

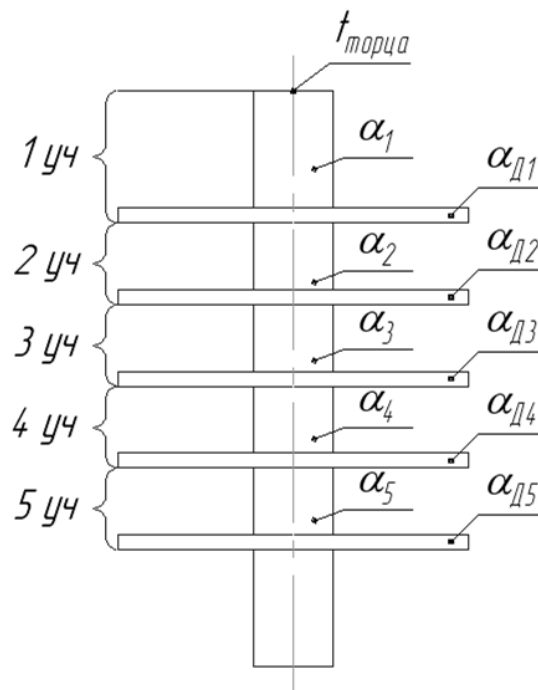


Рисунок 2.8 – Расчетная схема

Рассчитаем первый участок капиллярной трубки.

На основании математической модели используем следующие данные для расчета:

- коэффициент теплопроводности стали $\lambda_1 = 16,74 \frac{Вт}{м \cdot град}$;
- наружный диаметр трубки $d_n = 3 \cdot 10^{-3} м$;
- внутренний диаметр трубки $d_{вн} = 1 \cdot 10^{-3} м$;
- внешний диаметр диска $D_o = 30 \cdot 10^{-3} м$;

- толщина диска $\delta = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- длина первого участка трубки $l_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- максимальная температура воздуха $t_{cp} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$;
- необходимая температура на торце трубки $t_{\text{торца}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$.

Найдем периметр поперечного сечения трубки по формуле:

$$\Pi = \pi \cdot d_n = 3,14 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 9,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (2.50)$$

По формуле определим число Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot (t_{\text{торца}} - t_{cp}) \cdot l_1^3}{T \cdot \nu^2} = \frac{9,81 \cdot (90 - 80) \cdot 0,02^3}{353 \cdot 21,1^2 \cdot 10^{-12}} = 4993,66.$$

Согласно $Pr = 0,692$ [10].

По формуле определим число Нуссельта:

$$Nu = 0,76 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,76 \cdot (4993,66 \cdot 0,692)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,692}{0,703} \right)^{0,25} = 5,77.$$

Из выражения найдем коэффициент теплоотдачи первого участка:

$$\alpha_1 = Nu \cdot \frac{\lambda}{l_1} = 5,77 \cdot \frac{2,047 \cdot 10^{-2}}{0,02} = 5,91 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}.$$

Определим следующие безразмерные коэффициенты:

$$B = \frac{\alpha_1 \cdot \Pi}{\lambda_1 \cdot S_k} = \frac{5,91 \cdot 9,42 \cdot 10^{-3}}{16,74 \cdot 6,28 \cdot 10^{-6}} = 529,57 \frac{1}{\text{м}^2};$$

						120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			36

$$m = \sqrt{B} = \sqrt{529,57} = 23,01 \frac{1}{m};$$

$$m^* = m \cdot l_1 = 23,01 \cdot 0,02 = 0,46;$$

$$B_1 = \frac{\alpha_1 \cdot l_1}{\lambda_1} = \frac{5,91 \cdot 0,02}{16,74} = 0,0071;$$

$$A = \exp(m^*) \cdot (m^* + B_1) = \exp(0,46) \cdot (0,46 + 0,0071) = 0,74;$$

$$B = -A + \exp(-m^*) \cdot (B_1 - m^*) = -0,74 + \exp(-0,46) \cdot (0,0071 - 0,46) = -1,02;$$

$$D = \frac{1}{\exp(-m^*) - \exp(m^*)} = \frac{1}{\exp(-0,46) - \exp(0,46)} = -1,05.$$

Определим температуру в центре первого диска по формуле (2.17):

$$t_1 = t_{cp} + \frac{(t_{морей} - t_{cp})}{\exp(m^*) - \frac{A}{B \cdot D}} = 80 + \frac{(90 - 80)}{\exp(0,46) - \frac{0,74}{1,02 \cdot 1,05}} = 91,24 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По формуле (2.16) найдем постоянные интегрирования для выражения распределения температуры вдоль первого участка трубки:

$$C_2^1 = D \cdot \left[\left(\frac{t_{морей} - t_{cp}}{t_1 - t_{cp}} \right) - \exp(m^*) \right] = -1,05 \cdot \left[\left(\frac{90 - 80}{91,24 - 80} \right) - \exp(0,46) \right] = 0,72,$$

$$C_1^1 = 1 - C_2^1 = 1 - 0,72 = 0,28.$$

По формуле определим число Грасгофа для первого диска:

$$Gr_o = \frac{g \cdot (t_1 - t_{cp}) \cdot \delta^3}{T \cdot \nu^2} = \frac{9,81 \cdot (91,24 - 80) \cdot 0,001^3}{353 \cdot 21,1^2 \cdot 10^{-12}} = 0,702.$$

По формуле определим число Нуссельта для первого диска:

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$Nu_{\delta} = 0,76 \cdot (Gr_{\delta} \cdot Pr)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,76 \cdot (0,702 \cdot 0,692)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,692}{0,703} \right)^{0,25} = 0,63.$$

Из выражения найдем коэффициент теплоотдачи первого диска:

$$\alpha_{\delta 1} = Nu_{\delta} \cdot \frac{\lambda}{\delta} = 0,63 \cdot \frac{2,047 \cdot 10^{-2}}{0,001} = 12,9 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

Определим следующие безразмерные коэффициенты:

$$B_{\delta} = \frac{2 \cdot \alpha_{\delta} \cdot R_{\delta}^2}{\lambda_1 \cdot \delta} = \frac{2 \cdot 12,9 \cdot 0,015^2}{16,74 \cdot 0,001} = 0,35;$$

$$P = \frac{1 + \frac{D_{\delta}}{d_n}}{2} = \frac{1 + \frac{30 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 10^{-3}}}{2} = 5,5;$$

$$B_0 = \frac{\alpha_{\delta} \cdot \frac{D_{\delta}}{2}}{\lambda_1} = \frac{12,9 \cdot 0,015}{16,74} = 0,01;$$

$$\zeta = \frac{d_n}{D_{\delta}} = \frac{0,003}{0,03} = 0,1;$$

$$B_{\delta 1} = \frac{2 \cdot \lambda_1 \cdot \pi \cdot d_n \cdot \delta}{D_{\delta}} = \frac{16,74 \cdot \pi \cdot 0,003 \cdot 0,001}{0,015} = 0,011.$$

По формуле (2.26) определим корни характеристического уравнения:

$$K_1^1 = -\frac{P}{2} + \sqrt{\frac{P^2}{4} + B_{\delta 1}} = -\frac{5,5}{2} + \sqrt{\frac{5,5^2}{4} + 0,011} = 0,06,$$

$$K_2^1 = -\frac{P}{2} - \sqrt{\frac{P^2}{4} + B_{\delta 1}} = -\frac{5,5}{2} - \sqrt{\frac{5,5^2}{4} + 0,011} = -5,56.$$

Определим величину коэффициента Δ :

$$\Delta = \exp(K_1^1 \cdot \zeta) \cdot \exp(K_2^1) \cdot (K_2^1 + B_0) - \exp(K_2^1 \cdot \zeta) \cdot \exp(K_1^1) \cdot (K_1^1 + B_0) = \\ = \exp(0,06 \cdot 0,1) \cdot \exp(-5,56) \cdot (-5,56 + 0,01) - \exp(-5,56 \cdot 0,1) \cdot \exp(0,06) \cdot (0,06 + 0,01) = -0,064.$$

В соответствии с (3.35) определим коэффициенты D_1^1 и D_2^1 :

$$D_1^1 = \frac{\exp(K_2^1) \cdot (K_2^1 + B_0)}{\Delta} = \frac{\exp(-5,56) \cdot (-5,56 + 0,01)}{-0,064} = 0,33,$$

$$D_2^1 = -\frac{\exp(K_1^1) \cdot (K_1^1 + B_0)}{\Delta} = -\frac{\exp(0,06) \cdot (0,06 + 0,01)}{-0,064} = 1,16.$$

Определим коэффициент d_{12}^1 :

$$d_{12}^1 = [D_1^1 \cdot K_1^1 \cdot \exp(K_1^1 \cdot \zeta) + D_2^1 \cdot K_2^1 \cdot \exp(K_2^1 \cdot \zeta)] = \\ = [0,33 \cdot 0,06 \cdot \exp(0,06 \cdot 0,1) - 1,16 \cdot 5,56 \cdot \exp(-5,56 \cdot 0,1)] = -3,66$$

Тепловой поток, рассеиваемый первой радиаторной пластиной, определим по формуле (2.37):

$$Q_r = -B_{01} \cdot (t_1 - t_{cp}) \cdot d_{12}^1 = -0,011 \cdot (91,24 - 80) \cdot (-3,66) = 0,45 \text{ Вт}.$$

Далее для автоматизации теплового расчета капиллярной трубки была написана циклическая программа в пакете Borland C++ Builder (Приложение А).

Результаты расчета программы:

1) коэффициенты теплоотдачи капиллярной трубки:

$$\text{для второго участка } \alpha_2 = 8,65 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}, \alpha_{02} = 12,94 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}};$$

$$\text{для третьего участка } \alpha_3 = 11,32 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}, \alpha_{03} = 16,92 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}};$$

$$\text{для четвертого участка } \alpha_4 = 15,26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}, \alpha_{04} = 22,81 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}};$$

									Лист
									39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

для пятого участка $\alpha_5 = 20,65 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, $\alpha_{д5} = 30,83 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$.

2) температуры:

в центре второго диска $t_2 = 112,92 \text{ } ^\circ\text{C}$;

в центре третьего диска $t_3 = 188,78 \text{ } ^\circ\text{C}$;

в центре четвертого диска $t_4 = 306,12 \text{ } ^\circ\text{C}$;

в центре пятого диска $t_5 = 530,31 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Полученный результат температуры $t_5 = 530,31 \text{ } ^\circ\text{C}$ показывает, что пяти дисковых радиаторных пластин будет достаточно для охлаждения капиллярной трубки до температуры ниже критической $t_{кр} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$, заданной в техническом задании. Для проверки полученных результатов проведем экспериментальный тепловой расчет узла датчика давления в программном пакете Solid Works Cosmos Express.

Зададим начальные параметры системы в программе:

1) механические параметры стали 12Х18Н10Т:

- модуль упругости $E = 1,89 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

- коэффициент теплового расширения $\alpha = 17 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}}$;

- плотность $\rho = 7,9 \cdot 10^3 \frac{кг}{м^3}$;

- коэффициент теплопроводности $\lambda = 18 \frac{Вт}{м \cdot град}$;

- удельная теплоемкость $c = 496 \frac{Дж}{кг \cdot град}$;

- предел прочности при растяжении $\sigma_s = 510 \text{ МПа}$;

- предел текучести $\sigma_T = 196 \text{ МПа}$.

2) параметры окружающей среды:

- максимальная температура воздуха $t_{нд} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$.

3) параметры теплоотдачи капиллярной трубки:

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

- коэффициенты теплоотдачи капиллярной трубки;
- температура нижнего конца трубки $t = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рисунке 3.9 представлена термограмма распределения температуры вдоль капиллярной трубки, полученная экспериментальным способом с помощью программы Solid Works Cosmos Express.

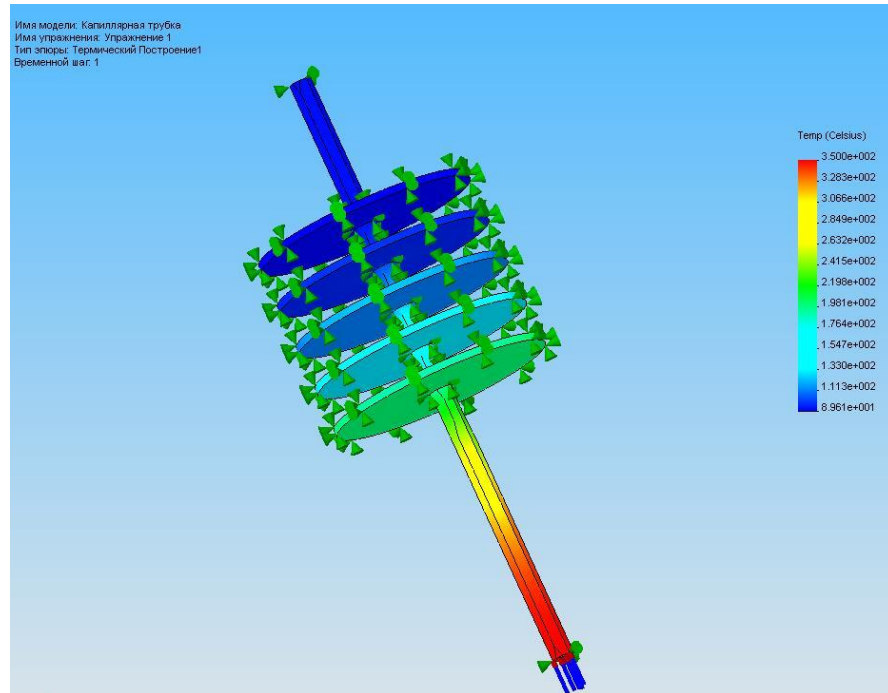


Рисунок 2.9 – Результаты экспериментального расчета в Cosmos Express

Температура, которую необходимо обеспечить на верхнем торце трубки с помощью пластин-радиаторов $t_{\text{торец}} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$, то есть не более $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$. В результате экспериментального моделирования в пакете Cosmos Express температура на верхнем торце составляет $t_{\text{торец}}^{\text{экс}} = 89,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

2.4 Прочностной расчет узла датчика давления

Рассмотрим участок капиллярной трубки с внутренним радиусом a и внешним b (Рисунок 2.10).

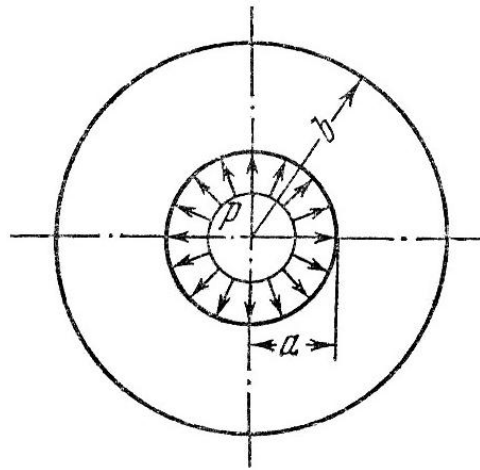


Рисунок 2.10 – Участок капиллярной трубки

Подберем размер внешнего диаметра $2b$ цилиндрической трубки, предназначенного для удержания внутреннего давления $p = 10 \text{ МПа}$. Капиллярная трубка изготовлена из стали 12Х18Н10Т с пределом текучести $\sigma_T = 196 \text{ МПа}$. Внутренний диаметр принимаем равным 0,001 м. Коэффициент запаса принимаем равным $n=5$.

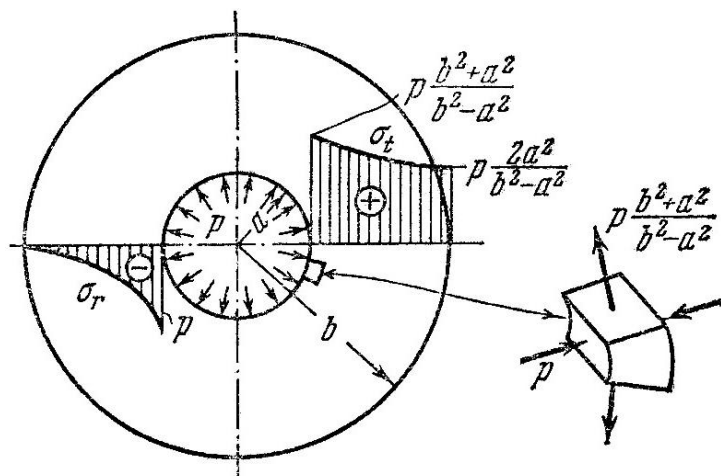


Рисунок 2.11 – Эпюры изменения напряжений

На рисунке 2.11 показаны эпюры изменения радиального σ_r и окружного σ_t напряжений по толщине цилиндра при нагружении внутренним давлением. Окружное напряжение, как и следовало ожидать, является растягивающим, а

радиальное – сжимающим. Наиболее опасными являются точки, расположенные у внутренней поверхности цилиндра [11].

$$\sigma_r = -p, \sigma_t = p \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}, \sigma_z = p \frac{a^2}{b^2 - a^2}, \quad (2.50)$$

где σ_z - осевое напряжение.

Очевидно, что $\sigma_1 = \sigma_t, \sigma_3 = \sigma_r$. Отсюда

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{2b^2}{b^2 - a^2}. \quad (2.51)$$

Найдем $\sigma_{\text{экв}}$ по формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{max}} = \frac{\sigma_m}{n} = \frac{196}{5} = 39,2 \text{ МПа}. \quad (2.52)$$

Подставляем числовые значения величин:

$$39,2 \cdot 10^6 = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{2b^2}{b^2 - 0,0005^2}.$$

Отсюда $2b = 1,4 \cdot 10^{-3}$ м.

Примем внешний диаметр капиллярной трубки равным $3 \cdot 10^{-3}$ м.

Проведем расчет на срез резьбы штуцера датчика давления. Рассмотрим рисунок 2.12, на котором изображен штуцер датчика давления.

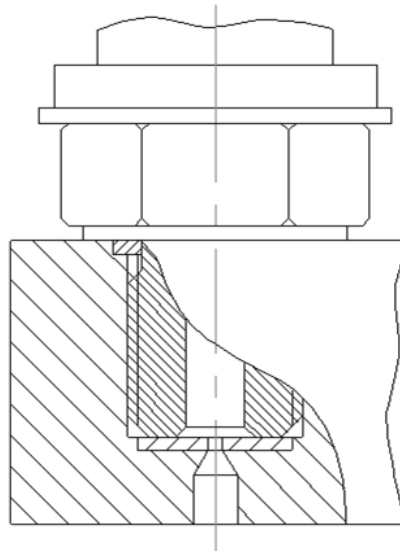


Рисунок 2.12 – Штуцер датчика давления

На торец штуцера датчика давления действует максимальное рабочее давление пара $p = 10 \text{ МПа}$.

Данные для расчета:

- внешний диаметр торца штуцера $d = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- внутренний диаметр отверстия штуцера $d_{\text{ен}} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- длина резьбы $H_1 = 11 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- внутренний диаметр резьбы штуцера $d_{\text{внр}} = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Площадь торца, к которому приложена сила $P_{\text{до}}$ от давления пара, определим по формуле:

$$S_1 = 0,25 \cdot \pi \cdot (d^2 - d_{\text{ен}}^2) = 0,25 \cdot \pi \cdot (9^2 - 5,5^2) \cdot 10^{-6} = 39,84 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \quad (2.53)$$

Тогда силу $P_{\text{до}}$ определим из выражения:

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

$$P_{\partial\partial} = p \cdot S_1 \quad (2.54)$$

$$P_{\partial\partial} = 10 \cdot 10^6 \cdot 39,84 \cdot 10^{-6} = 398,4 \text{ Н} .$$

Напряжение среза по длине витков определим по формуле:

$$\tau_1 = \frac{P_{\partial\partial}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot H_1} ; \quad (2.55)$$

$$\tau_1 = \frac{398,4}{\pi \cdot 10,2 \cdot 10^{-3} \cdot 11 \cdot 10^{-3}} = 1,13 \text{ МПа} .$$

Предел текучести для стали 12Х18Н10Т, из которого изготовлен штуцер датчика давления, $\sigma_T = 196 \text{ МПа}$. Коэффициент запаса выбираем равным $n = 5$. Определим допустимое напряжение среза для резьбы датчика давления по формуле:

$$[\tau_{\text{нд}}] = 0,5 \cdot \frac{\sigma_T}{n} ; \quad (2.56)$$

$$[\tau_{\text{сп}}] = 0,5 \cdot \frac{196}{5} = 19,6 \text{ МПа} .$$

Как видно $\tau_1 \ll [\tau_{\text{сп}}]$, что удовлетворяет условию прочности при срезе.

Проведем расчет на срез резьбы штуцера капиллярной трубки. Рассмотрим рисунок 2.13, на котором представлен штуцер, при помощи которого капиллярная трубка соединяется с проточной частью расходомера.

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

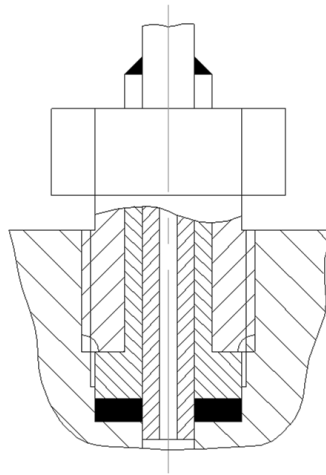


Рисунок 2.13 – Штуцер капиллярной трубки

На торец штуцера капиллярной трубки действует максимальное рабочее давление пара $p = 10 \text{ МПа}$.

Данные для расчета:

- внешний диаметр торца штуцера $d = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- внутренний диаметр отверстия штуцера $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- длина активной части резьбы штуцера $H_2 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- внутренний диаметр резьбы штуцера $d_{\text{ввр}} = 6.8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Площадь торца, к которому приложена сила $P_{\text{ум}}$ от давления пара, определим по формуле (2.53):

$$S_2 = 0,25 \cdot \pi \cdot (8^2 - 5^2) \cdot 10^{-6} = 30,62 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Тогда силу $P_{\text{ум}}$ определим из выражения:

$$P_{\text{ум}} = p \cdot S_1; \quad (2.57)$$

$$P_{\text{ум}} = 10 \cdot 10^6 \cdot 30,62 \cdot 10^{-6} = 306,2 \text{ Н}.$$

Напряжение среза по длине витков определим по формуле:

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$\tau_2 = \frac{P_{шт}}{\pi \cdot d_{внр} \cdot H_1}; \quad (2.58)$$

$$\tau_2 = \frac{306,2}{\pi \cdot 6,8 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 2,39 \text{ МПа}.$$

Допустимое напряжение среза для резьбы было определено выше и составляет $[\tau_{сп}] = 19,2 \text{ МПа}$. $\tau_2 \ll [\tau_{сп}]$, что удовлетворяет условию прочности при срезе.

Проведем прочностной расчет сварных швов на срез в местах соединения капиллярной трубки с ниппелем (Рисунок 2.14а), с диском (Рисунок 2.14б) и с кронштейном (Рисунок 2.14в).

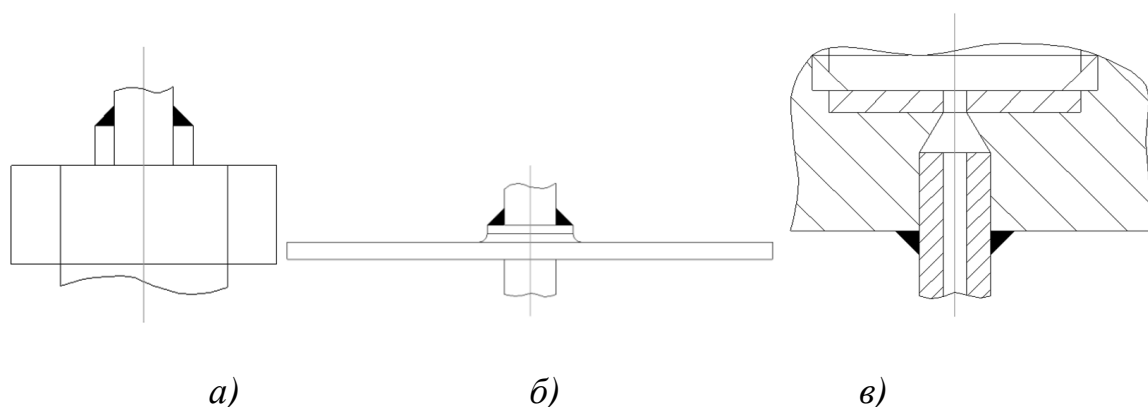


Рисунок 2.14 – Сварные соединения:

- а) капиллярной трубки и ниппеля; б) капиллярной трубки и диска;
в) капиллярной трубки и кронштейна

Так как длина катета сварного шва во всех трех случаях равна 1 мм, то и результат расчета будет одинаковым. Рассмотрим прочностной расчет сварного шва на примере соединения капиллярной трубки и ниппеля.

На рисунке 2.15 представлено соединение капиллярной трубки и ниппеля с помощью сварки.

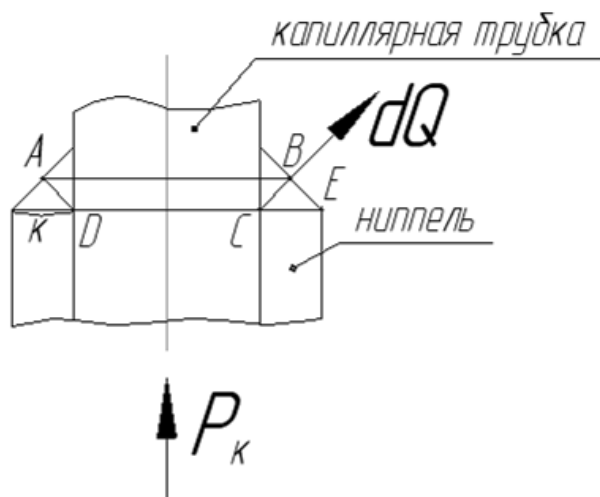


Рисунок 2.15 – Соединение капиллярной трубки
и ниппеля

Площадь среза представляет собой площадь боковой поверхности усеченного конуса ABCD. Максимальное рабочее давление пара $p = 10 \text{ МПа}$ приложено к нижнему торцу капиллярной трубки. Это давление эквивалентно силе P_k , действующей на площадь S_k торца трубки. Площадь торца трубки, имеющей внешний диаметр $D = 3 \text{ мм}$ и внутренний диаметр $d = 1 \text{ мм}$, определим по формуле:

$$S_k = 0,25 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) = 0,25 \cdot \pi \cdot (9 - 1) \cdot 10^{-6} = 6,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (2.59)$$

Найдем приложенную силу P_k

$$P_k = p \cdot S_k; \quad (2.60)$$

$$P_k = 10 \cdot 10^6 \cdot 6,28 \cdot 10^{-6} = 62,8 \text{ Н}.$$

Силу среза Q_{cp} , приложенную к сварному шву с катетом K , определим как проекцию силы P_k на площадь среза.

$$Q_{cp} = P_k \cdot \cos 45 ; \quad (2.61)$$

$$Q_{cp} = 62,8 \cdot \cos 45 = 44,41 \text{ Н} .$$

Площадь среза определим по формуле:

$$S_{cp} = \pi \cdot (R + r) \cdot l , \quad (2.60)$$

где $R = AB$ – радиус верхнего основания усеченного конуса $ABCD$;

$r = DC$ – радиус нижнего основания усеченного конуса $ABCD$;

$l = AD = BC$ – образующая усеченного конуса $ABCD$.

Образующую l определим из прямоугольного треугольника BCE по формуле:

$$l = k \cdot \sin 45 = 1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,71 \cdot 10^{-3} \text{ м} .$$

Тогда получим:

$$S_{cp} = \pi \cdot (2 + 1,5) \cdot 10^{-3} \cdot 0,71 \cdot 10^{-3} = 7,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 .$$

Напряжение среза определим из выражения:

$$\tau_{cp} = \frac{Q_{cp}}{S_{cp}} = \frac{44,41}{7,8 \cdot 10^{-6}} = 5,7 \text{ МПа} . \quad (2.63)$$

Как видно $\tau_{cp} \ll [\tau_{cp}]$, что удовлетворяет условию прочности при срезе.

Для проверки полученных результатов проведем экспериментальный прочностной расчет узла датчика давления в программном пакете Solid Works Simulation. Начальные параметры будем использовать те же, что и в тепловом

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

расчете, но еще зададим давление на внутренние стенки капиллярной трубки равным 10 МПа.

На рисунке 2.16 представлены результаты прочностного расчета распределения напряжения вдоль внутренней части капиллярной трубки, полученная экспериментальным способом с помощью программы Solid Works.

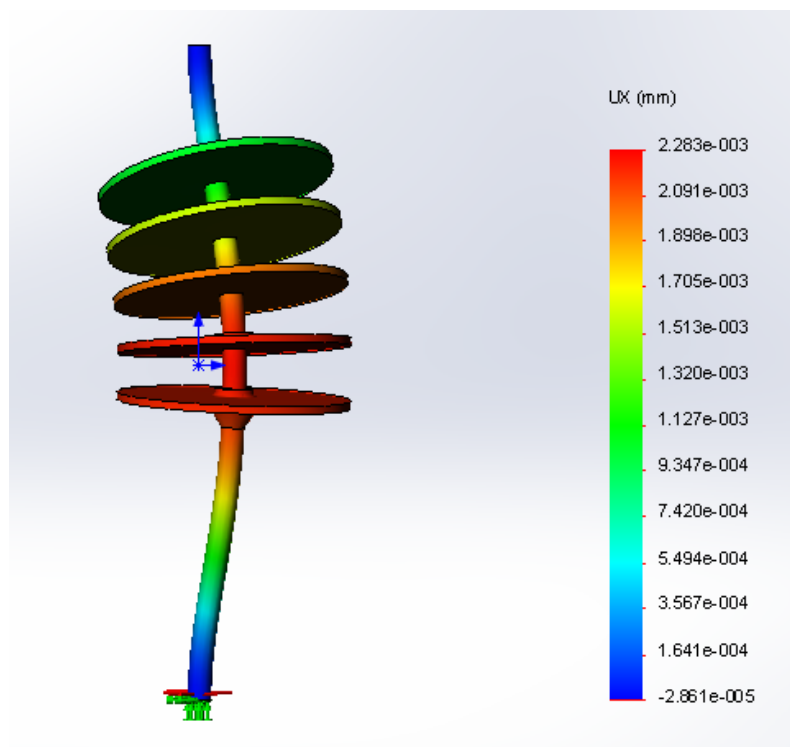


Рисунок 2.16 – Результаты прочностного расчета в Simulation

По рисунку видно, что максимальный изгиб составляет $0,00209$ мм, что является незначительным отклонением, прочность конструкции соблюдена.

Выводы по главе 2: была составлена математическая модель распространения тепла для теплового расчета стержня, оребренного жесткими дисками. Проведен расчетный анализ полученной модели распространения тепла вдоль капиллярной трубки, оребренной плоскими дисками. В результате теплового расчета температура на верхнем торце составила $89,6^{\circ}\text{C}$, что удовлетворяет техническому заданию. Выполнен прочностной расчет конструкции узла датчика давления при измерении расхода высокотемпературных сред, находящихся под высоким давлением. Максимальное

осевое напряжение, которое выдерживает капиллярная трубка равно 39,2 Мпа, что подходит под наши условия. В результате прочностного расчета в Solid Works Simulation получили максимальный изгиб 0,00209 мм, прочность конструкции соблюдена. Согласно полученным результатам оптимальное количество дисков, способных охладить капиллярную трубку до необходимой температуры равно пяти.

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

3 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

За основу для изменяемого датчика была взята конструкция, которая представлена на рисунке 3.1 *а*. Для решения данной задачи нужно в конструкцию ввести теплоотвод, конструктивная схема датчика с теплоотводом представлена на рисунке 3.1 *б*.

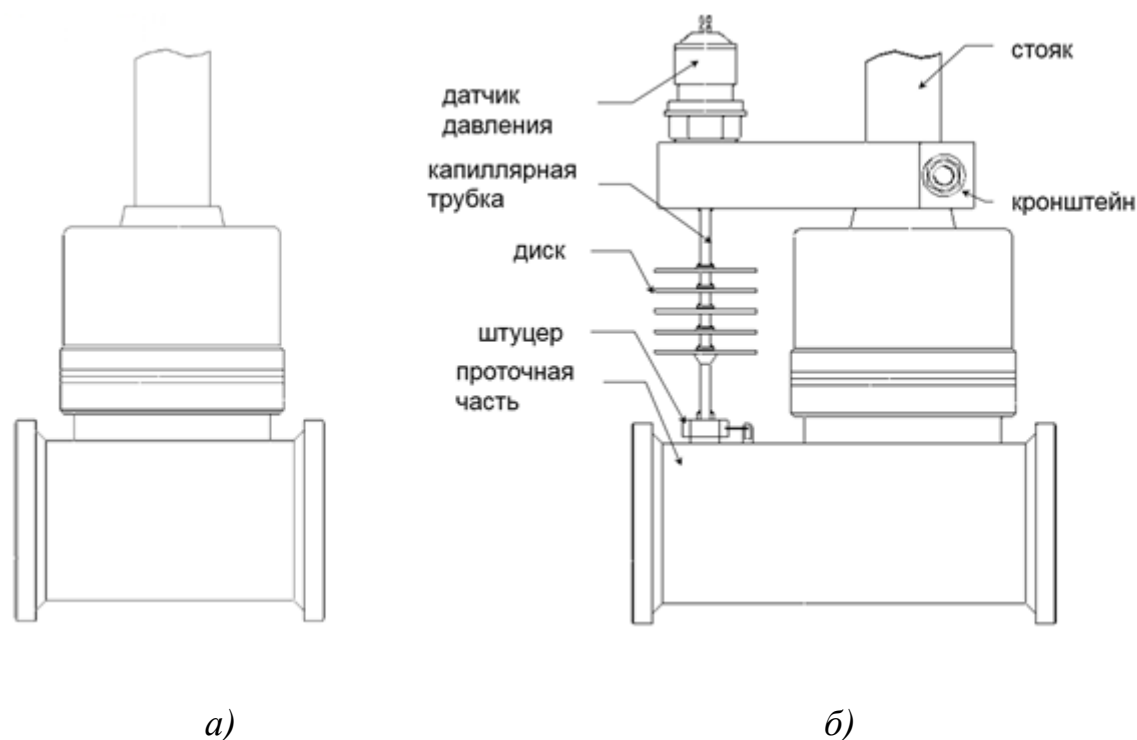


Рисунок 3.1 – Конструктивная схема:
а) конструкция изменяемого датчика; *б)* конструкция датчика с теплоотводом: 1 – датчик давления; 2 – кронштейн; 3 – капиллярная трубка; 4 – диск; 5 – штуцер; 6 – проточная часть; 7 – стояк; 8 – корпус

Конструктивным решением нашей задачи является использование капиллярной трубки 3 (Рисунок 3.2), чертеж которой представлен в Приложении Б, по которой перегретый пар будет передаваться от проточной части 6 к чувствительной части датчика давления 1. При этом необходимо расположить датчик давления снаружи, а не внутри корпуса 8.

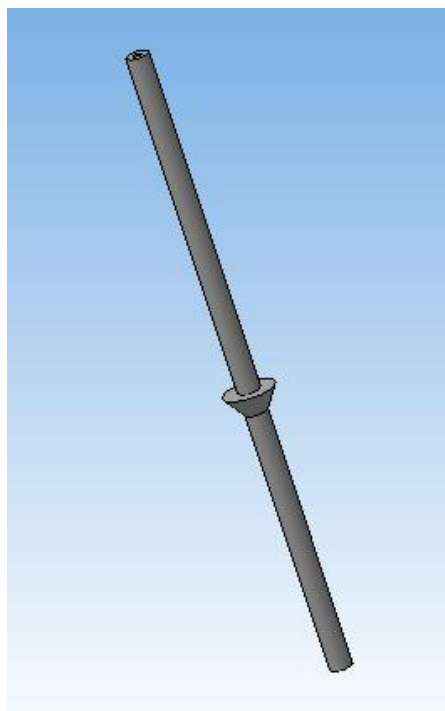


Рисунок 3.2 – Капиллярная трубка

Датчик давления закрепляется при помощи кронштейна 2 (Рисунок 3.3), чертеж которого представлен в Приложении Б. Срез на стойке 7, через который проходит стягивающий болт, обеспечивает неподвижность кронштейна.

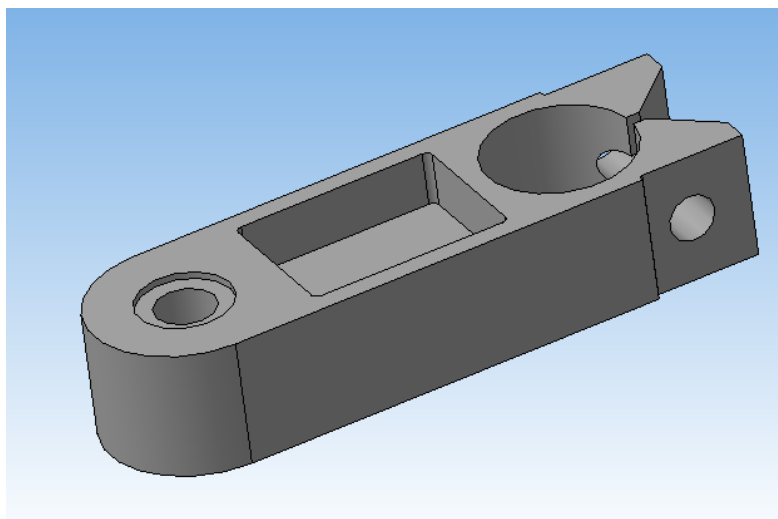


Рисунок 3.3 - Кронштейн

Кондуктивный тепловой поток через твердое вещество часто отводится от твердого тела посредством конвекции. Поскольку конвективный тепловой поток пропорционален площади поверхности, интенсивность рассеяния тепла с

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

поверхности можно повысить, просто увеличивая эту поверхность. Это достигается при помощи ребер.

При этом уменьшится общее термическое сопротивление и увеличится тепловой поток, а температура поверхности стенки капиллярной трубки приблизится к температуре омывающей ее среды. В нашей конструкции роль ребер выполняют диски 4 (Рисунок 3.4), чертеж одного диска представлен в Приложении Б, которые привариваются к капилляру на определенном расстоянии друг от друга.

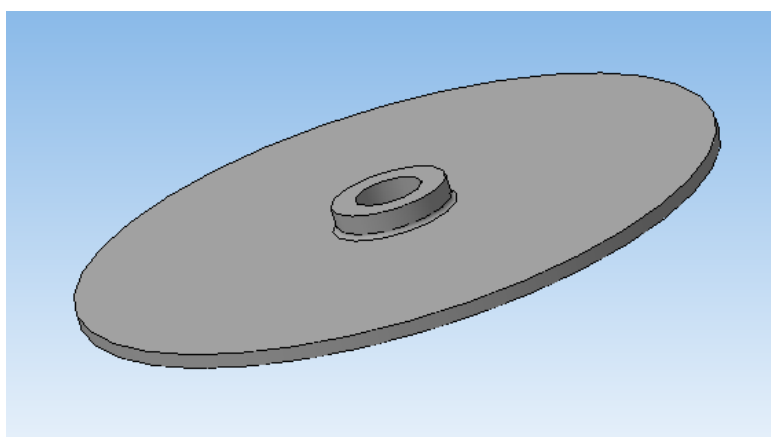
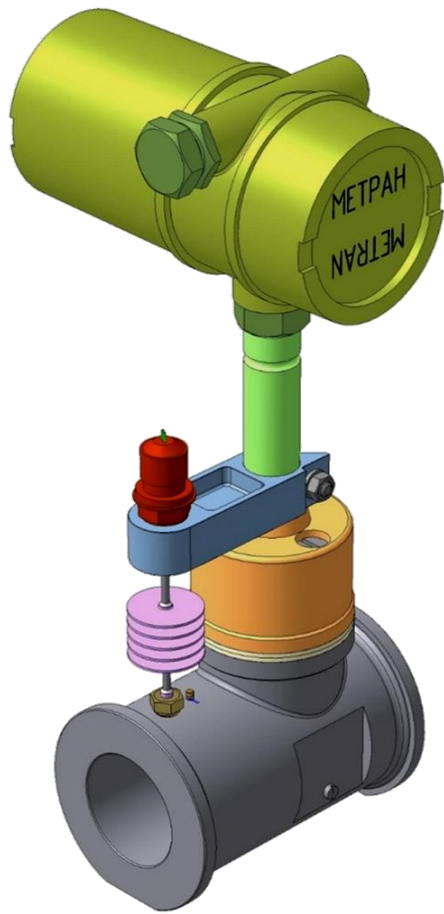


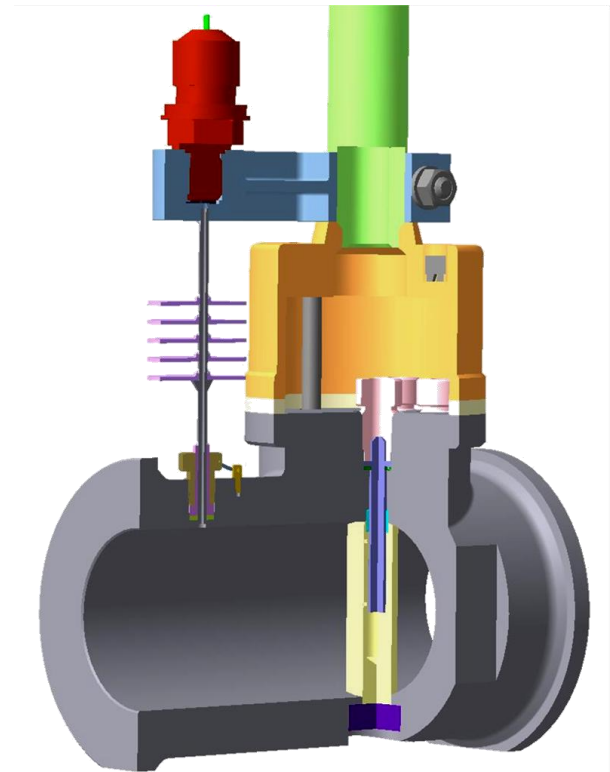
Рисунок 3.4 - Диск

Для обеспечения герметичности соединения капилляра и проточной части используется ниппельное соединение с упругим уплотнительным кольцом, затягиваемым в замкнутом кольцевом пространстве. Герметичность ниппельного соединения может нарушиться вследствие самоотвертывания штуцера 5. Поэтому для стопорения применяем проволочную вязку через отверстия, просверленные на углах головки штуцера. Таких отверстий три. Концы проволоки скручены плоскогубцами. Натяжение, возникающее при скручивании концов проволоки, должно создавать момент, направленный в сторону завертывания.

Собирая многопараметрический датчик были применены ниппель 3-Ц ГОСТ 8967-75, гайка М6.5 ГОСТ 5915-70, болт М6х30.58 ГОСТ 7805-70 и шайба 6.01.05 ГОСТ 6958-68. Получившийся прибор представлен на рисунке 3.5.



а)



б)

Рисунок 3.5 – Многопараметрический датчик

а) 3D-модель; *б)* датчик в разрезе

Вывод по главе 3: разработан пакет конструкторской документации: сборочный чертеж многопараметрического датчика, капилляр, диск, кронштейн, проточная камера.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

120301.2018.257 ПЗ

Лист

55

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью выпускной квалификационной работы являлась проектирование конструкции канала измерения давления высокотемпературных сред в многопараметрическом датчике расхода. В ходе выпускной квалификационной работы был спроектирован узел датчика давления, проведены прочностной и тепловой расчеты, а так же написана программа для автоматизации теплового расчета оребренной капиллярной трубки.

Проектирование канала измерения давления заключалось в выборе его компонентов и количества дисков-радиаторов, способных охладить капиллярную трубку до необходимой температуры, создании сборочного чертежа. Согласно полученным результатам оптимальное количество дисков равно пяти. Результаты теплового расчета были подтверждены в программном пакете SolidWorks CosmosExpress.

К достоинствам спроектированного прибора можно отнести:

- возможность измерения параметров среды более высокой температуры;
- возможность обслуживания и поверки узла датчика в процессе его эксплуатации;
- малые габариты устройства;
- универсальность программы, которая может быть использована при выборе количества дисков-радиаторов и при более высоких температурах измеряемого вещества;
- неизменность принципа монтажа в трубопроводе.

Использование данного датчика, несомненно, позволит расширить диапазон применения датчиков этого типа.

									Лист
									56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Каталог продукции ООО «ЭлМетро-Инжиниринг», 2018 – 179 с.
2. Каталог продукции ЗАО ПГ «Метран», 2006. – 310 с.
3. Каталог продукции ООО «ЭлМетро-Инжиниринг», 2018 – 179 с.
4. Датчик многопараметрический Метран-336. Руководство по эксплуатации, 2005. – 22 с.
5. Мухачев, Г.А. Термодинамика и теплопередача: учебник / Г.А. Мухачев, В.К. Щукин – 3-е изд. – М.: Высшая школа, 1991. – 480 с.
6. Исаченко, В.П. Теплопередача: учебник для вузов / В.П. Исаченко – 4-е изд. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
7. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 1. – 728с.; Т. 2 – 559 с.; Т. 3 – 557 с.
8. Сидорова, О.А. Моделирование процессов тепломассопереноса в наклонной цилиндрической емкости с полусферическими днищами: дис. ... канд. физ.-мат. наук / О.А. Сидорова. – Воронеж: Изд-во ВГПУ, 2009. – 150 с.
9. Щербинин, А.Г. Теплопередача: учебное пособие / А.Г. Щербинин, В.В. Черняев – Пермь, Изд-во ПНИПУ, 2014. – 138 с
10. Крейт, Ф. Основы теплопередачи /Ф. Крейт, У. Блэк, М.: Изд-во Мир, 1983. – 512 с.
11. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учебное пособие / В.В. Нащокин. – М.: Высшая школа, 1975. – 496 с.
12. Федосьев, В. И. Сопротивление материалов: учебник для вузов. – 10-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
13. СТО ЮУрГУ 04-2008. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.
14. Сажин, С.Г. Промышленные приборы контроля уровня и расхода технологических сред: учебник / С.Г. Сажин — Н. Новгород: Изд-во НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2014. — 345 с.

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

15. Сажин, С.Г. Средства автоматического контроля технологических параметров: учебник / С.Г. Сажин – СПб: Изд-во Лань, 2014 – 368 с.

16. Михайлов, П.Г. Вопросы конструирования датчиков для измерения давления высокотемпературных сред / П.Г. Михайлов, А.О. Сазонов, К.А. Ожикенов // Измерение. Мониторинг. Управление. Контроль. 2014. – Т. 1, №7. – С. 10–18.

17. Орлов, П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2 т. / П.И. Орлов – М.: Машиностроение, 1988. – Т. 1 – 560 с.; Т. 2 – 544 с.

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Листинг программы

```
//-----  
#pragma hdrstop  
//-----  
#pragma argsused  
#include <conio.h>  
#include <stdio.h>  
#include <math.h>  
  
int main(int argc, char* argv[])  
{ //variables  
  int i = 0;  
  double t2;  
  
  //constants  
  double delta = 0.001, g = 9.81, nu1 = 0.0000211, tb = 353, tcr = 80, prct = 0.703  
  double per = 0.00942, m1 = 18.72, s = 0.00000628, rd = 0.015, l = 0.005, lambda = 0.02047;  
  double lambda1 = 16.74, t[6] = {91.24, 0, 0, 0, 0, 0}, pr = 0.692, t0 = 90;  
  double dn = 0.003;  
  
  //compputing value  
  double bb0[6], bb1, ksi1, deltam[6], db1[6], db2[6], d12[6], qr[6];  
  
  double alfa[6], alfad[6], nu[6], gr[6] = {0,0,0,0,0,0}, grd[6], nud[6], b[6], a[6], mz[6], d[6],  
  m[6]={18.72,0,0,0,0,0}, bb[6], bbd[6], c1[6] = {0.31,0,0,0,0,0}, c2[6] = {0.69,0,0,0,0,0}, pb, k1[6],  
  k2[6];  
  
  for (i = 0; i < 5; i++)  
  {  
    //computing Grozdgoff numeric  
    gr[i] = g * (t[i] - tcr)* pow(1,3) / (tb * pow(nu1,2));  
    nu[i] = 0.76 * pow((gr[i] * pr), 0.25) * pow((pr/prct), 0.25);  
    alfa[i] = nu[i]*lambda/l;  
    bb[i] = alfa[i] * per / (lambda1 * s);  
  }  
}
```

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59


```

m[i + 1] = sqrt(bb[i]);
mz[i] = m[i + 1] * l;
grd[i] = g * (t[i] - tcr)* pow(delta,3) / (tb * pow(nu1,2));
nud[i] = 0.76 * pow((grd[i] * pr), 0.25) * pow((pr/prct), 0.25);
alfad[i] = nud[i]*lambda/delta;
bbd[i] = alfad[i] * 2 * rd * rd / lambda1 / delta;
pb = 0.5 + rd / dn;
k1[i] = - pb / 2 + sqrt(pb*pb/4 + bbd[i]);
k2[i] = - pb / 2 - sqrt(pb*pb/4 + bbd[i]);
bb0[i] = alfad[i] * rd / lambda1;
ksi1 = dn / 2 / rd;
bb1 = lambda1 * 3.14159 * dn * delta / rd;
deltam[i] = exp(k1[i] * ksi1) * exp(k2[i] * (k2[i] + bb0[i]) - exp(k2[i] * ksi1) * exp(k1[i]) *
(k1[i] + bb0[i]));
db1[i] = exp(k2[i] * (k2[i] + bb0[i]) / deltam[i];
db2[i] = - exp(k1[i] * (k1[i] + bb0[i]) / deltam[i];
d12[i] = db1[i] * k1[i] * exp(k1[i] * ksi1) + db2[i]* k2[i] * exp(k2[i] * ksi1);
qr[i] = - bb1 * (t[i] - tcr) * d12[i];
d[i] = (t[0] - tcr) * m[i] *(c1[i] - c2[i]) - (qr[i]/lambda1/s);
b[i] = d[i]/(m[i + 1]) - (t[i] - tcr)*((1+exp(- 2*mz[i]))/(1 - exp(-2*mz[i])));
a[i] = 2 * exp (-mz[i]) / (exp(-2*mz[i])-1);
t[i+1] = (tcr + b[i]/a[i]);
c2[i + 1] = 1 / (exp(-mz[i]) - exp(mz[i])) * ((t[i] - tcr)/(t[i+1] - tcr) - exp(mz[i]));
c1[i + 1] = 1 - c2[i + 1];
printf ("\n step %d : %f alfa: %f alfad: %f", i, t[i+1], alfa[i], alfad[i]) ;
}
//int i = 2;
//printf ("\n%f \n%f", qr[i], t[i+1]) ;
getch();
}

```

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Спецификация, сборочный чертеж, детализовка

					120301.2018.257 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61