

## Трехмерное численное моделирование испарителя и компенсационной полости контурной тепловой трубы в стационарной постановке

# 07, июль 2017

Недайвозов А. В.<sup>1</sup>, Афанасьев В. Н.<sup>1,\*</sup>

УДК: 536.248.2

<sup>1</sup>Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

\*[alexnede6@gmail.com](mailto:alexnede6@gmail.com)

### Введение

Контурные тепловые трубы (КТТ) – это высокоэффективные, замкнутые испарительно-конденсационные теплообменные устройства, передающие большие тепловые потоки на значительное расстояние при любой ориентации в пространстве, успешно применяемые в космической технике, а новое поколение этих устройств - миниатюрные контурные тепловые трубы - уверенно внедряются в системы охлаждения современной и перспективной электроники и компьютерной техники [1-3].

Для прогнозирования рабочих характеристик КТТ были созданы различные аналитические модели расчета стационарного состояния КТТ [4-8], которые модифицировались в зависимости от ее конструкции: КТТ с цилиндрическим испарителем [4, 5], с плоским испарителем [6] и КТТ с несколькими испарителями и конденсаторами [7].

Развитие вычислительной техники и численных методов расчета привело к возможности численного трехмерного моделирования стационарного состояния узлов КТТ [9-12]. Такой подход позволяет получить как локальные, так и интегральные параметры КТТ, благодаря чему возможна оптимизация конструкции КТТ.

### 1. Численное моделирование

В статье приведены результаты численного моделирования испарителя и компенсационной полости КТТ (рис. 1), созданной в МГТУ им. Н. Э. Баумана [13, 14]. Расчет основан на численном моделировании стационарного теплового состояния испарителя и компенсационной полости в трехмерной постановке с помощью CFD кода ANSYS Fluent [15].

Геометрия расчетной области (рис. 1) включает в себя латунную пластину с ребрами на внешней поверхности, уплотнительные прокладки, компенсационную полость (КП), пористый элемент, заполненные водой, паропровод, заполненный паром, часть конденсаторопровода, оргстекло (корпус КП). Латунная крышка моделируется как дополнительное термическое сопротивление верхней поверхности расчетной модели. Геометрические ха-

характеристики соответствующих элементов конструкции приведены в таблице 1. Для геометрии расчетной области строилась неструктурированная тетраэдральная сетка с общим количеством контрольных объемов равным 8,5 млн.

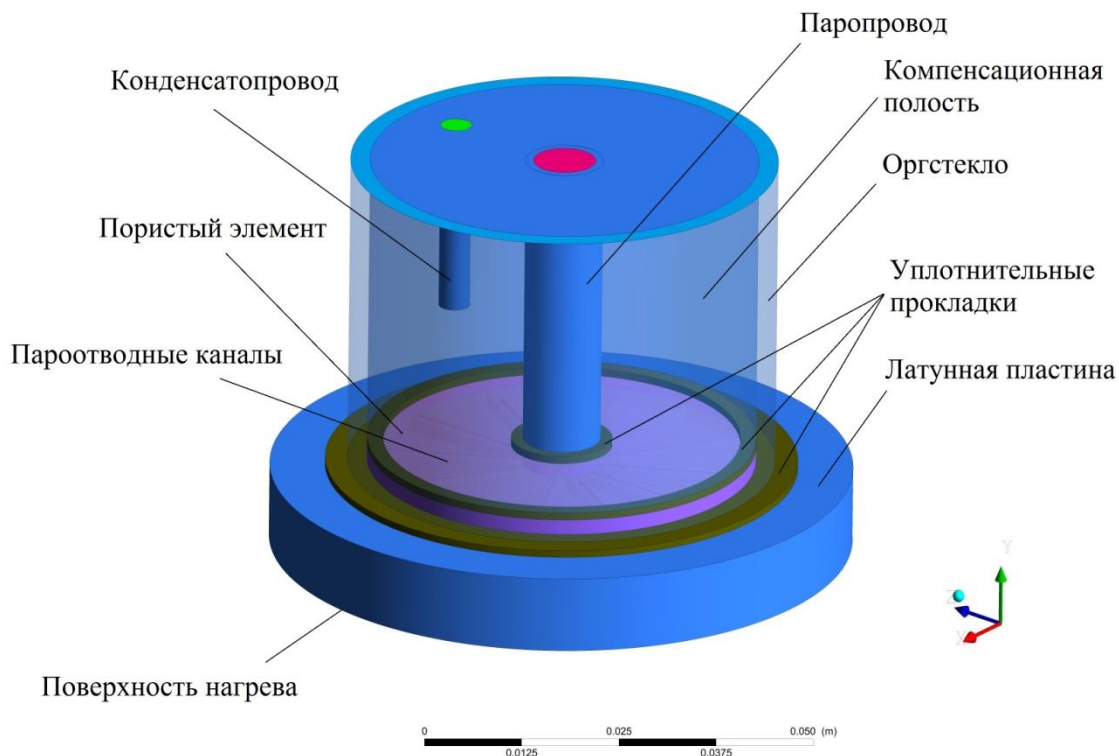


Рис. 1. Геометрия расчетной области

### 1.1. Физическая модель

В теории КТТ существует три условия работоспособности КТТ [16]. Одно из которых – соотношение, связывающее температуру и давление насыщенного пара в местах раздела пара и жидкости. В зависимости от распределения теплоносителя в КТТ различают режимы переменной и постоянной проводимости. Первый режим наблюдается при низких и средних тепловых нагрузках. Характерной особенностью этого режима является частичное заполнение компенсационной полости (КП) жидкостью, над поверхностью которой находится насыщенный пар. Для циркуляции рабочей жидкости в этом режиме должно выполняться условие, которое связывает движущую разность температур

$$\Delta T_{\text{исп\_кп}} = T_{\text{исп}}^s - T_{\text{кп}}^s$$

с перепадом давления внешнего по отношению к фитилю контура:

$$\Delta P_{\text{пол}} - \Delta P_w = \frac{dP}{dT} \cdot (T_{\text{исп}}^s - T_{\text{кп}}^s), \quad (1)$$

где  $\Delta P_{\text{пол}}$  – перепад давления во всем контуре КТТ;

$\Delta P_w$  – перепад давления в фитиле;

$T_{\text{исп}}^s$  – температура пара на линии насыщения в зоне испарения;

$T_{\text{кп}}^s$  – температура насыщенных паров над уровнем воды в КП.

При увеличении тепловой нагрузки конденсатор постепенно освобождается от конденсата, который заполняет КП. При максимальном освобождении конденсатора и полно-

стью заполненной компенсационной полостью КТТ переходит в режим работы с постоянной проводимостью. В этом случае вместо соотношения (1) используется уравнение, которое связывает тепловое состояние теплоносителя на границах раздела, одна из которых находится в зоне испарения, а другая находится в конденсаторе с соответствующим перепадом давления на транспортных участках между ними:

$$\Delta P_{\text{пи}} + \Delta P_{\text{пп}} + \Delta P_{\text{конд}} = \frac{dP}{dT} \cdot (T_{\text{исп}}^s - T_{\text{конд}}^s), \quad (2)$$

где  $\Delta P_{\text{пи}}$  – перепад давления в пароотводных каналах;

$\Delta P_{\text{пп}}$  – перепад давления в паровом патрубке;

$\Delta P_{\text{конд}}$  – перепад давления в конденсаторе;

$T_{\text{кп}}^s$  – температура пара на линии насыщения в зоне конденсации.

При моделировании теплового состояния испарителя и КП выбран режим работы КТТ в режиме постоянной проводимости, т.е. в расчетной модели вся КП заполнена водой.

Рассмотрим уравнение теплового баланса испарителя и компенсационной полости. Количество теплоты, подведенное к поверхности нагрева, распределяется так, что большая его часть расходуется на испарение теплоносителя  $Q_{\text{ис}}$  в зоне испарения. А меньшая его часть расходуется на подогрев теплоносителя от температуры конденсата  $T_{\text{кп}}$ , поступающего в КП из конденсатора, до температуры поверхности испарения, на перегрев пара  $Q_{\text{п}}$  и часть тепла рассеивается в окружающую среду теплопередачей через стенки КТТ, контактирующие с окружающей средой  $Q_{\text{ок.ср.}}$ . Помимо этого часть теплоты подводится к компенсационной полости за счет теплопередачи через центральный паровой канал,  $Q_{\text{кп.п.}}$ .

**Таблица 1.** Геометрические характеристики расчетной модели

Латунная пластина	
Внешний диаметр, мм	75
Внутренний диаметр, мм	50
Толщина, мм	7,5
Ребра (пароотводные каналы)	
Количество	12
Длина, мм	20
Приведенный диаметр, мм	1,93
Пористый элемент	
Внешний диаметр, мм	50
Толщина, мм	2,5
Пористость	0,35
Максимальный диаметр пор, мкм	16
Компенсационная полость	
Внутренний диаметр, мм	50
Высота, мм	39,5
Конденсатопровод	
Внутренний диаметр, мм	4
Длина, мм	25
Паропровод	
Внешний диаметр, мм	10
Внутренний диаметр, мм	8
Длина, мм	42,5

Испарение теплоносителя происходит на поверхностях ребер пароотводных каналов и на верхней поверхности латунной пластины.

$$Q_{\text{ис}} = Q_{\text{ис\_реб}} + Q_{\text{ис\_пласт}}$$

Из-за неравномерного распределения температурного поля в зоне испарения, интенсивность испарения для разных областей испарения различна и пропорциональна разности температур между локальной температурой поверхности испарения и температурой теплоносителя на линии насыщения  $\Delta T_{\text{ис}} = T_{\xi} - T^s$ . Первым определяющим параметром теплового состояния испарителя и КП является температура пара на линии насыщения  $T^s$ .

Вторым определяющим параметром является температура конденсата  $T_{\text{кп}}$ , поступающего в КП. Как выше уже отмечалось, часть теплоты идет на прогрев теплоносителя от температуры  $T_{\text{кп}}$ , до температуры поверхности кипения.

$$Q_{\text{кп}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{T}_{\xi} - T_{\text{кп}}),$$

где  $\dot{m}$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;

$C_p$  – удельная теплоемкость воды при постоянном давлении, Дж/(кг·К);

$\bar{T}_{\xi}$  – средняя температура поверхности кипения;

$T_{\text{кп}}$  – средняя температура конденсата на входе в КП.

И третьим параметром, определяющим тепловое состояние испарителя и КП, является температура окружающей среды  $T_{\text{ок\_ср}}$ , отвечающая за величину количества теплоты, отводимой в окружающую среду.

Таким образом, параметрами, определяющими тепловое состояние испарителя и КП, являются:

1. Температура пара на линии насыщения  $T^s$ ;
2. Температура конденсата  $T_{\text{кп}}$ , поступающего в компенсационную полость;
3. Температура окружающей среды  $T_{\text{ок\_ср}}$ .

## 1.2. Математическое описание

Конденсат, попадающий в КП из конденсатора, движется в зону испарения под действием вынужденной и свободной конвекции (за счет смешенной конвекции). Для воды на участке от входа в КП до внешней поверхности фитиля решаются уравнения неразрывности, движения и энергии.

Уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0.$$

Уравнение движения воды:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g}.$$

Уравнение энергии воды (конвективного и диффузионного теплопереноса):

$$\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T + (\bar{\tau} \cdot \vec{v})).$$

При моделировании фитиля использовалась модель пористого тела.

При изменении тепловой нагрузки от 80 до 400 Вт, средняя скорость движения теплоносителя в пористом элементе изменяется в пределах от  $5,4 \cdot 10^{-5}$  м/с до  $2,7 \cdot 10^{-4}$  м/с. Мак-

симальное число Рейнольдса, посчитанное по среднему диаметру пор меньше 1, что говорит о ламинарном течении теплоносителя в пористом элементе.

При ламинарном течении воды в расчетной модели пористого элемента выполняется закон Дарси:

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K} \vec{V},$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость теплоносителя, Па·с;

$K$  – коэффициент проницаемости, м<sup>2</sup>.

Уравнения неразрывности и движения воды в пористом теле записываются в следующем виде:

$$\nabla \cdot (\gamma \rho \vec{v}) = 0,$$

$$\nabla \cdot (\gamma \rho \vec{v} \vec{v}) = -\gamma \nabla p + \nabla \cdot (\gamma \vec{\tau}) + \gamma \rho \vec{g} - \left( \frac{\gamma^2 \mu}{K} \vec{v} \right).$$

Для каждого элемента пористого тела (воды и каркаса) решается свое уравнение теплопроводности.

Уравнение теплопроводности для каркаса записывается следующим образом:

$$\nabla \cdot ((1 - \gamma) \lambda_k \nabla T_k) + \alpha_{\text{тк}} A_{\text{тк}} (T_{\text{т}} - T_k) = 0.$$

Уравнение теплопроводности для воды записывается следующим образом:

$$\nabla \cdot (\vec{v} (\rho_{\text{т}} E_{\text{т}} + p)) = \nabla \cdot (\gamma \lambda_{\text{т}} \nabla T_{\text{т}} + (\vec{\tau} \cdot \vec{v})) + \alpha_{\text{тк}} A_{\text{тк}} (T_k - T_{\text{т}}) = 0,$$

где  $\gamma$  – пористость;

$\lambda_k$  – теплопроводность каркаса пористого тела, Вт/(м·К);

$\lambda_{\text{т}}$  – теплопроводность теплоносителя (воды), Вт/(м·К);

$T_k$  – температура каркаса пористого тела, К;

$T_{\text{т}}$  – температура теплоносителя, К;

$E_{\text{т}}$  – полная энергия теплоносителя, Дж;

$\vec{\tau}$  – тензор касательных напряжений;

$\vec{v}$  – вектор скорости воды;

$\alpha_{\text{тк}}$  – коэффициент теплоотдачи теплоносителя, задающийся для границы раздела теплоноситель / каркас, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$A_{\text{тк}}$  – плотность межфазной области, равная отношению площади межфазной границы теплоноситель / каркас к объему пористого тела, 1/м [15].

Граничными условиями для воды являются: на входе в КП – массовый расход теплоносителя  $\dot{m}$  и средняя температура конденсата  $T_{\text{кп}}$ , на выходе (нижняя поверхность фитиля) – статическое давление, равное 0.

Пористый элемент расположен на внешней поверхности ребер. Уравнение теплопроводности для латунной пластины с пароотводными каналами (ребрами) в трехмерной постановке записывается следующим образом:

$$\frac{\partial^2 T_{\text{пл}}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{пл}}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{пл}}}{\partial z^2} = 0.$$

Граничные условия для латунной пластины с пароотводными каналами записываются следующим образом.

К нижней поверхности латунной пластины равномерно подводится тепловая нагрузка  $Q_{\text{нагр}}$ .

$$-\lambda_{\text{пл}} \frac{\partial T_{\text{пл}}}{\partial n} = q_{\text{нагр}},$$

где (поменять местами)

$$q_{\text{нагр}} = \frac{Q_{\text{нагр}}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}.$$

На боковой и наружной поверхностях происходит отвод тепла в окружающую среду:

$$-\lambda_{\text{пл}} \frac{\partial T_{\text{пл}}}{\partial n} = \alpha_{\text{ок\_ср}} \cdot (T_{\text{пл}} - T_{\text{ок\_ср}}),$$

где  $\alpha_{\text{ок\_ср}}$  – коэффициент теплоотдачи окружающей среды, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$T_{\text{пл}}$  – локальная температура поверхности пластины, К;

$T_{\text{ок\_ср}}$  – температура окружающей среды, К.

Испарение теплоносителя происходит на поверхностях ребер пароотводных каналов и на верхней поверхности латунной пластины.

Граничные условия для зоны испарения записываются следующим образом:

$$-\lambda_{\text{пл}} \frac{\partial T_{\text{реб}}}{\partial n} = \bar{\alpha}_{\text{реб}} \cdot (T_{\text{реб}} - T_s),$$

$$-\lambda_{\text{пл}} \frac{\partial T_{\text{пл}}}{\partial n} = \bar{\alpha}_{\text{пл}} \cdot (T_{\text{пл}} - T_s),$$

где  $\bar{\alpha}_{\text{реб}}$  – средний по поверхности ребер коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\bar{\alpha}_{\text{пл}}$  – средний по внешней поверхности пластины коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$T_{\text{реб}}$  – локальная температура на поверхности ребер, К;

$T_{\text{пл}}$  – локальная температура внешней поверхности пластины, К.

Количество теплоты при парообразовании определяется следующим образом:

$$Q_{\text{ис}} = \bar{\alpha}_{\text{реб}} \cdot (\overline{T_{\text{реб}}} - T_s) \cdot F_{\text{реб}} + \bar{\alpha}_{\text{пл}} \cdot (\overline{T_{\text{пл}}} - T_s) \cdot F_{\text{пл}},$$

где  $\overline{T_{\text{реб}}}$  – средняя температура поверхности ребер, К;

$\overline{T_{\text{пл}}}$  – средняя температура внешней поверхности пластины, К;

$F_{\text{реб}}$  – площадь поверхности ребер, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{пл}}$  – площадь внешней поверхности пластины, м<sup>2</sup>.

В ходе расчета находится массовый расход теплоносителя в контуре, который равен:

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{ис}}}{r}, \text{ кг/с,}$$

где  $r$  – скрытая теплота парообразования, Дж/кг.

После парообразования пар по пароотводным каналам попадает в центральный паровой канал, который проходит через КП. Для уточнения коэффициента теплоотдачи в цен-

тральном паровом канале моделируется движение пара в трехмерной постановке. Учитывая, что перегрев пара незначительный, то теплофизические свойства пара принимаются постоянными и равными теплофизическим свойствам пара на линии насыщения. Режим течения пара для тепловых нагрузок от 80 до 400 Вт ламинарный ( $Re_d < 2000$ ).

Уравнение неразрывности пара записывается следующим образом:

$$\nabla \cdot (\vec{v}_n) = 0.$$

Уравнение движения пара записывается следующим образом:

$$\nabla \cdot (\rho_n \vec{v}_n \vec{v}_n) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}).$$

Уравнение энергии пара (конвективного теплопереноса) записывается следующим образом:

$$\nabla \cdot (\vec{v}_n (\rho_n E_n + p)) = \nabla \cdot (\lambda_n \nabla T_n + (\bar{\tau} \cdot \vec{v}_n)).$$

Граничными условиями для пара являются: на выходе из зоны испарения – массовый расход теплоносителя  $\dot{m}$  и температура пара на линии насыщения  $T_s$ , на выходе из КП – статическое давление, равное 0.

Для всех остальных элементов конструкции (центральный металлический патрубок, корпус КП, уплотнительные прокладки) решаются уравнения теплопроводности в трехмерной постановке:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial z^2} = 0, \quad i = 1 \dots k,$$

где  $i$  – номер конкретного элемента конструкции;

$k$  – количество элементов.

Граничные условия для всех поверхностей элементов, контактирующих с окружающей средой, задаются как граничные условия третьего рода:

$$-\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial n_i} = \alpha_{\text{окср}} \cdot (T_i - T_{\text{окср}}), \quad i = 1 \dots k,$$

где  $\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности  $i$ -го элемента конструкции, Вт/(м·К);

$T_i$  – локальная температура поверхности  $i$ -го элемента конструкции, К.

Методика расчета основана на методе последовательных приближений. В ходе расчета после каждой  $n$ -й итерации уточняются следующие параметры:

1. Количество теплоты при парообразовании на поверхности ребер

$$Q_{\text{ис\_реб}} = \bar{\alpha}_{\text{реб}} \cdot (\bar{T}_{\text{реб}} - T_s) \cdot F_{\text{реб}}.$$

2. Количество теплоты при парообразовании на верхней поверхности латунной пластины

$$Q_{\text{ис\_пласт}} = \bar{\alpha}_{\text{пл}} \cdot (\bar{T}_{\text{пл}} - T_s) \cdot F_{\text{пл}}.$$

3. Массовый расход  $\dot{m} = Q_{\text{ис}}/r$ .

Уточнение этих параметров будет происходить до тех пор, пока выполнится следующее неравенство:

$$\left(1 - \frac{\dot{m}^{N+1}}{\dot{m}^N}\right) \cdot 100\% > 0.1\%,$$

где  $\dot{m}^{N+1}$  – массовый расход на последующем шаге уточнения;

$\dot{m}^N$  – массовый расход на текущем шаге уточнения.



## 2. Результаты расчета

В ходе трехмерного теплогидравлического расчета испарителя и КП получены распределение температур, давлений, скоростей во всей расчетной области. Показано влияние естественной конвекции на тепловое состояние испарителя и КП. Исследовано влияние длины погруженного в воду участка конденсатопровода на тепловое состояние рассматриваемого узла.

В расчетной модели были выбраны контрольное сечение (рис. 2) и контрольная линия (рис. 3) для представления результатов расчета. Все представленные трехмерные результаты расчета соответствуют подводимой тепловой мощности, равной 80 Вт.

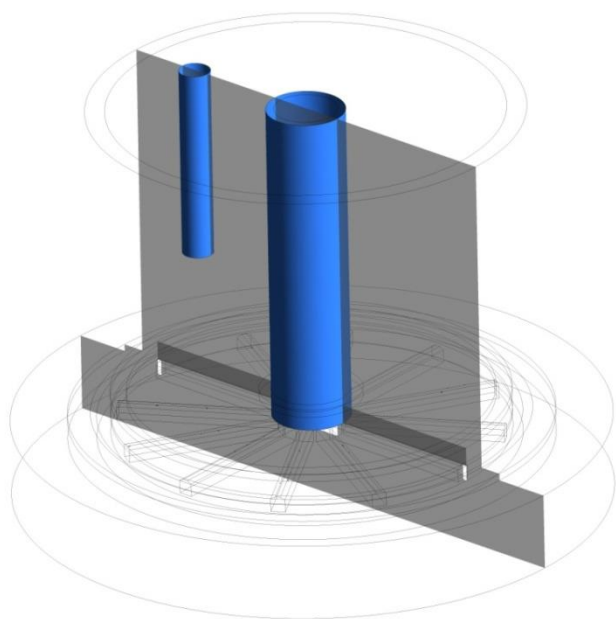


Рис. 2. Контрольное сечение в расчетной модели

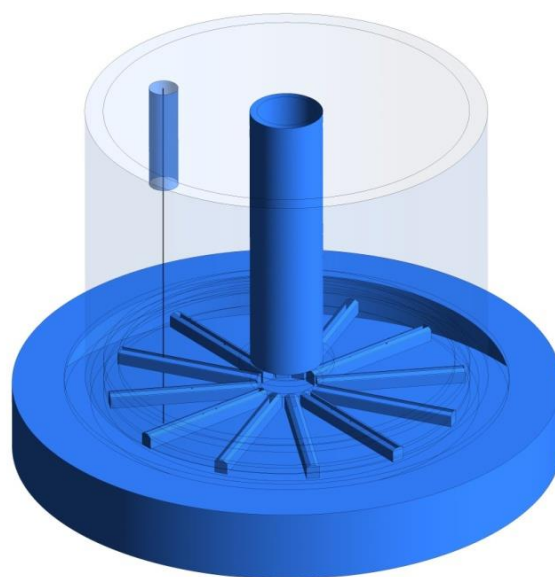
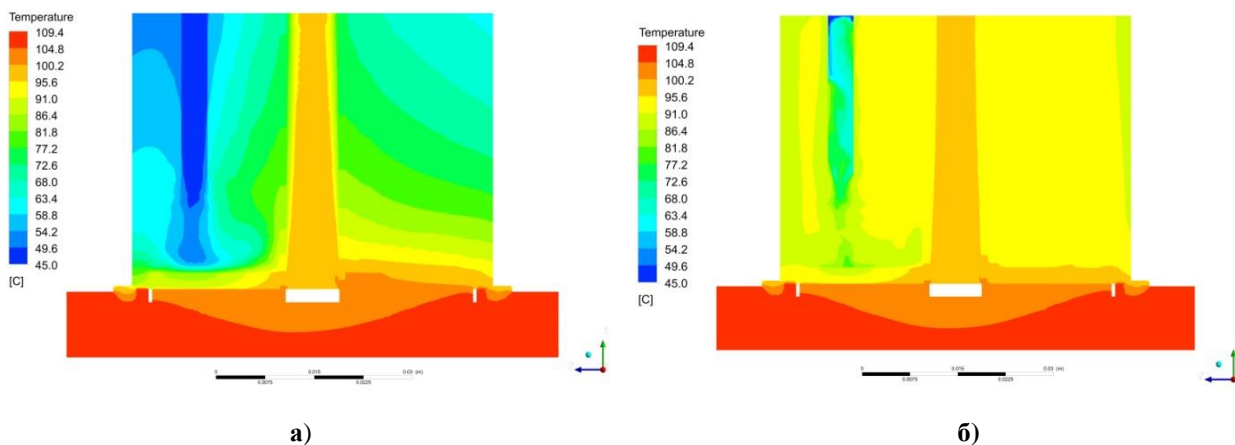


Рис. 3. Контрольная линия в расчетной модели

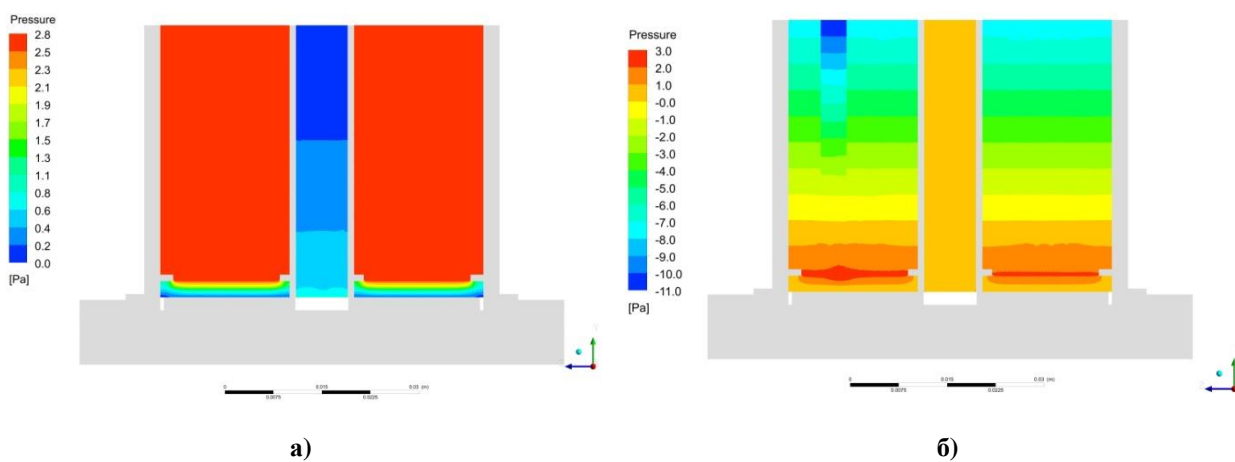
### 2.1. Влияние поля массовых сил на тепловое состояние расчетной модели

На рис. 4-6 представлены поля температур, давлений и скоростей в контрольном сечении расчетной модели (рис. 2) для случая учета поля массовых сил (б) и без учета (а). На рисунке 6 не показана скорость пара в пароотводном канале, т.к. среднее значение скорости пара намного больше скорости воды в КП. На рис. 7-8 представлены поля температур нижней и верхней поверхностей каркаса пористого элемента. На рис. 9 и 10 представлены поля температур поверхности нагрева и зоны испарения (поверхности ребер и верхняя поверхность латунной пластины).

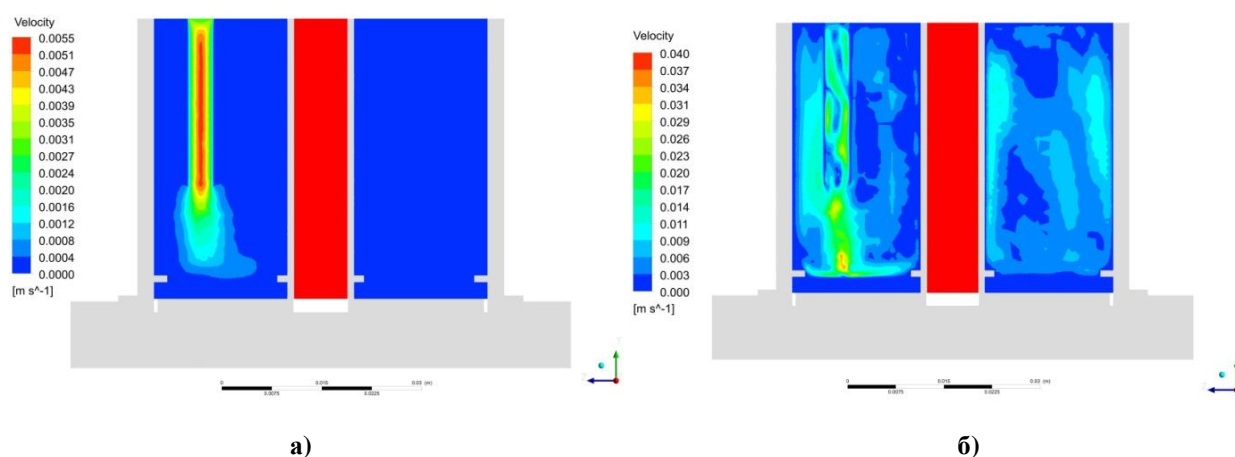




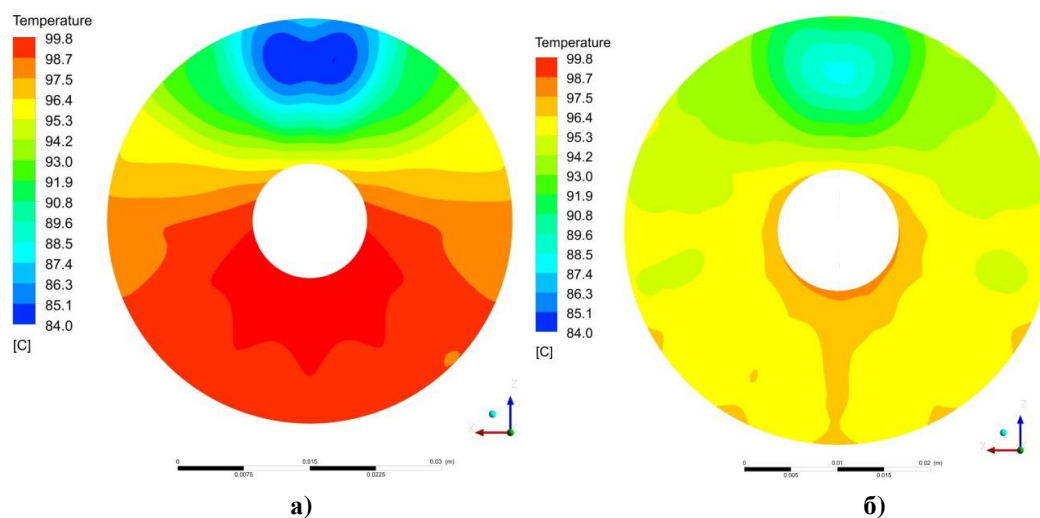
**Рис. 4.** Поле температур в контрольном сечении:  
а) без учета поля массовых сил; б) с учетом поля массовых сил



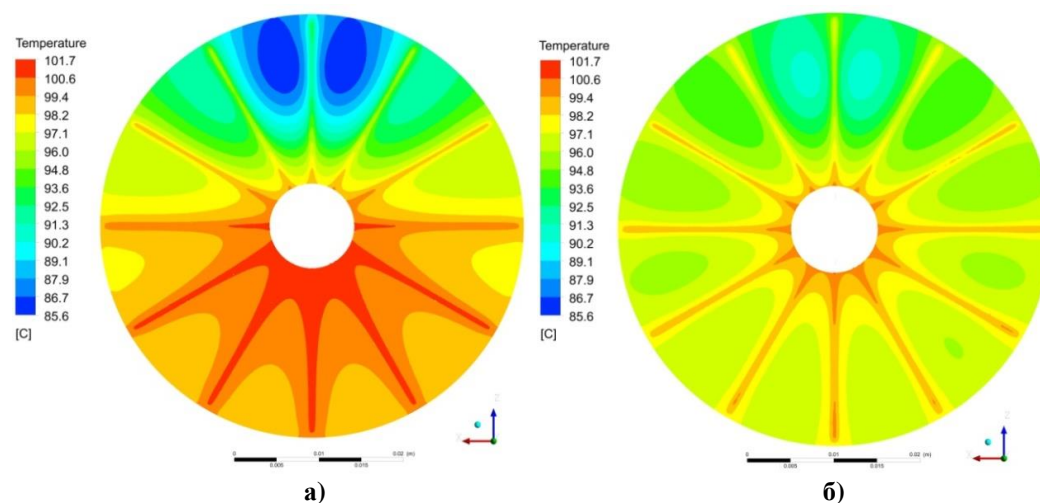
**Рис. 5.** Распределение статического давления в контрольном сечении:  
а) без учета поля массовых сил; б) с учетом поля массовых сил



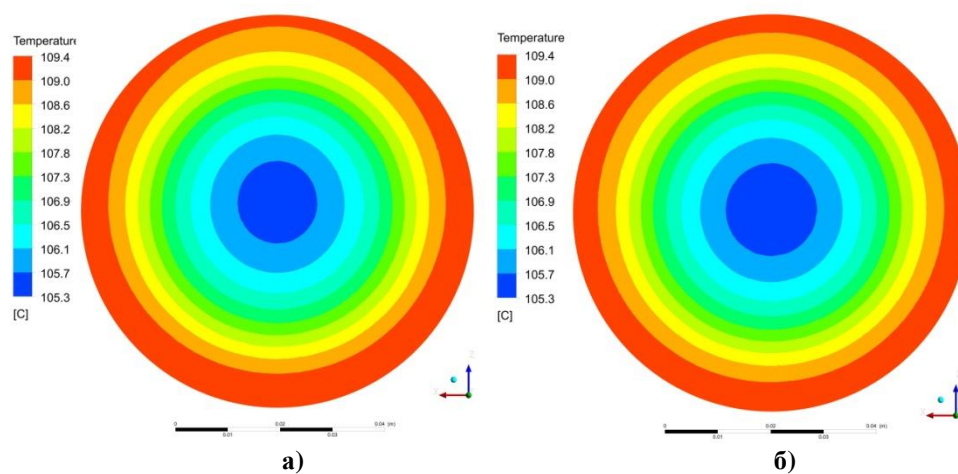
**Рис. 6.** Поле полной скорости в КП в контрольном сечении:  
а) без учета поля массовых сил; б) с учетом поля массовых сил



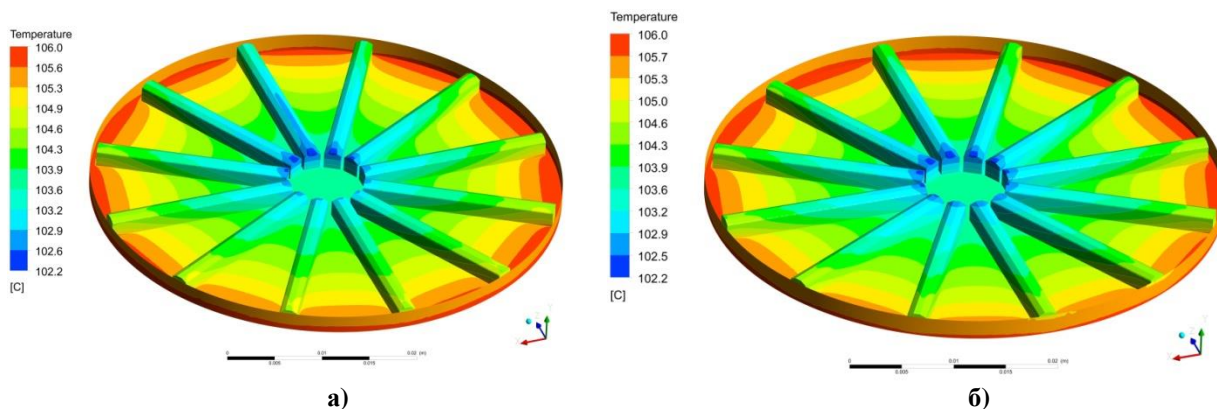
**Рис. 7.** Поле температуры верхней поверхности пористого элемента:  
**а)** без учета поля массовых сил; **б)** с учетом поля массовых сил



**Рис. 8.** Поле температуры нижней поверхности пористого элемента:  
**а)** без учета поля массовых сил; **б)** с учетом поля массовых сил



**Рис. 9.** Поле температуры поверхности нагрева:  
**а)** без учета поля массовых сил; **б)** с учетом поля массовых сил

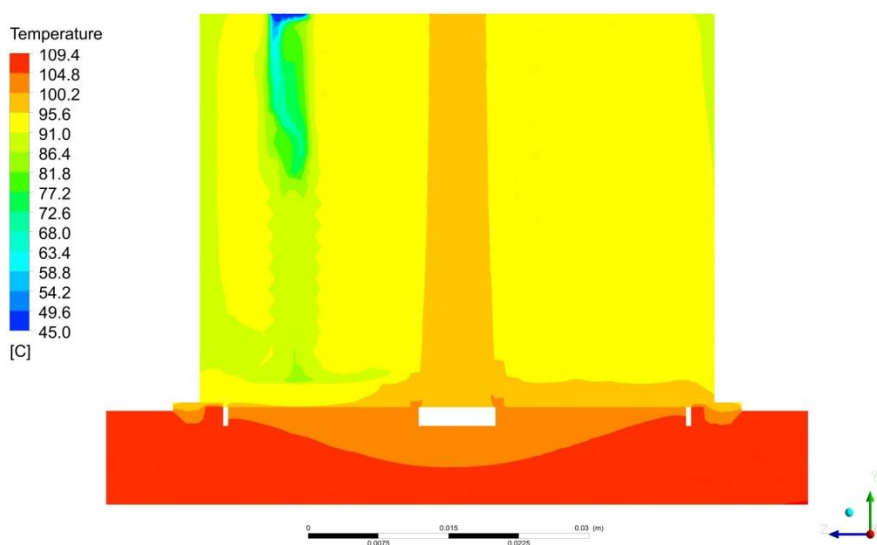


**Рис. 10.** Поле температуры области испарения:  
а) без учета поля массовых сил; б) с учетом поля массовых сил

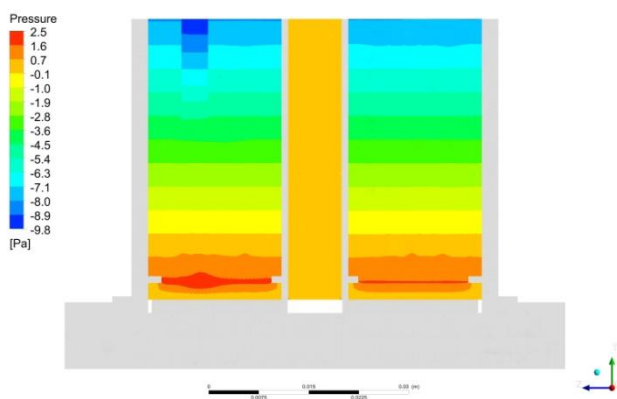
Учет поля массовых сил приводит к перемешиванию и выравниванию температуры воды в компенсационной полости (рис. 4, 6). Возникает вихревое течение как в конденсатопроводе, так и в КП (рис. 6). Максимальное значение абсолютной скорости воды в КП при учете поля массовых сил увеличивается с 0,0055 м/с до 0,04 м/с. Так же наблюдается существенное изменение температуры пористого элемента: увеличение температуры в области конденсатопровода; выравнивание температуры нижней поверхности пористого элемента; уменьшение максимальной температуры.

## 2.2. Влияние длины погруженной части конденсатопровода в КП

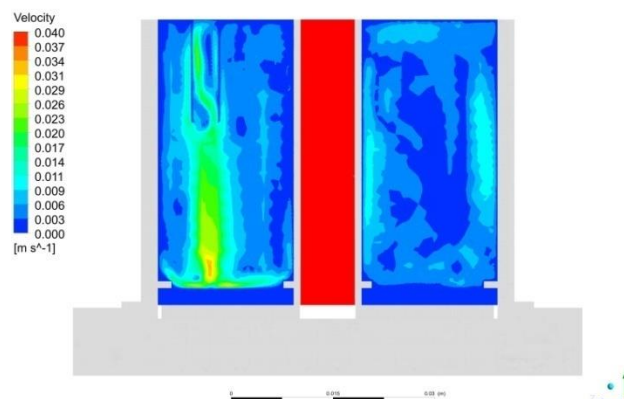
Для оценки влияния длины конденсатопровода в КП на теплогидравлические характеристики рассматриваемого узла рассмотрены два варианта: конденсатопровод длиной 25 мм (рис. 2) и 15 мм (рис. 3). Результаты расчета конструкции с конденсатопроводом длиной 25 мм приведены на рисунках 4–10, для конденсатопровода длиной 15 мм – на рисунках 11–17.



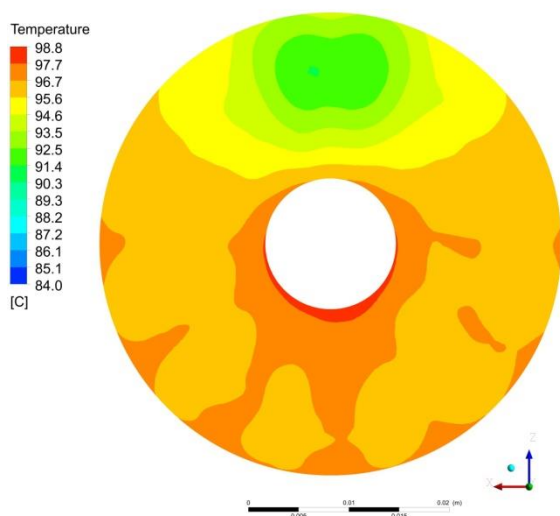
**Рис. 11.** Поле температур в контрольном сечении для конденсатопровода длиной 15 мм



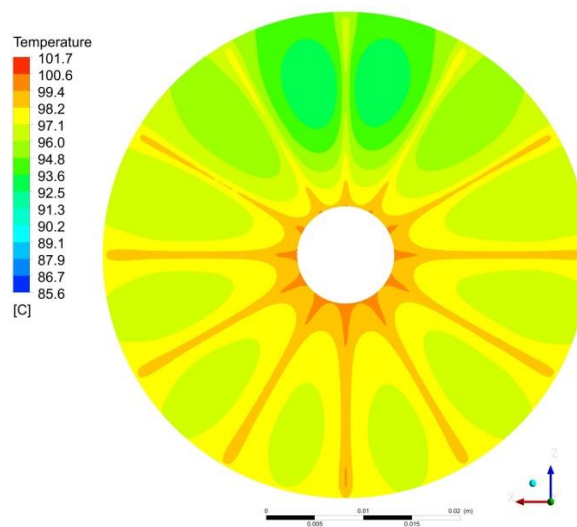
**Рис. 12.** Распределение статического давления в контрольном сечении для конденсатопровода длиной 15 мм



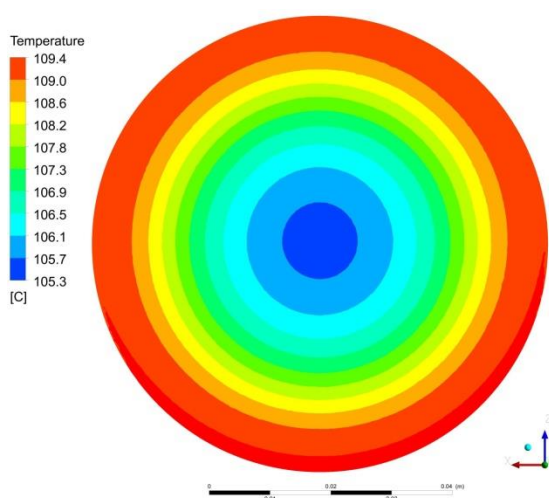
**Рис. 13.** Поле полной скорости в КП в контрольном сечении для конденсатопровода длиной 15 мм



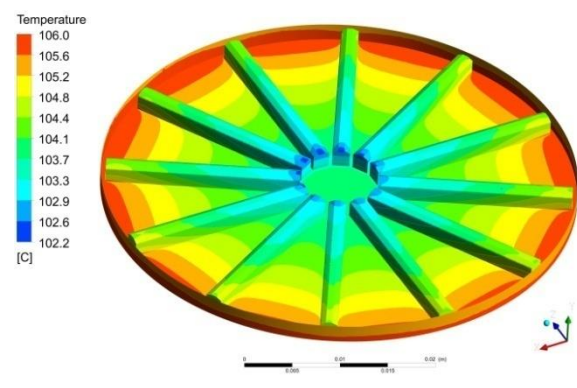
**Рис. 14.** Поле температуры верхней поверхности пористого элемента для конденсатопровода длиной 15 мм



**Рис. 15.** Поле температуры нижней поверхности пористого элемента для конденсатопровода длиной 15 мм



**Рис. 16.** Поле температуры поверхности нагрева для конденсатопровода длиной 15 мм



**Рис. 17.** Поле температуры области испарения для конденсатопровода длиной 15 мм



Уменьшение длины конденсатопровода в КП приводит к увеличению температуры пористого тела в области конденсатопровода (с 88 °С до 92 °С) и к выравниванию температуры на нижней поверхности пористого элемента. Так же наблюдается уменьшение максимального значения абсолютной скорости воды в КП и более равномерное течение воды после выхода из конденсатопровода (рис. 18).

На рисунке 18 представлены графики изменения температуры по контрольной линии (рис. 3) для следующих вариантов расчета:

1. Расчет без учета поля массовых сил с конденсатопроводом длиной 25 мм ( $T_1$ ).
2. Расчет с учетом поля массовых сил с конденсатопроводом длиной 25 мм ( $T_2$ ).
3. Расчет с учетом поля массовых сил с конденсатопроводом длиной 15 мм ( $T_3$ ).

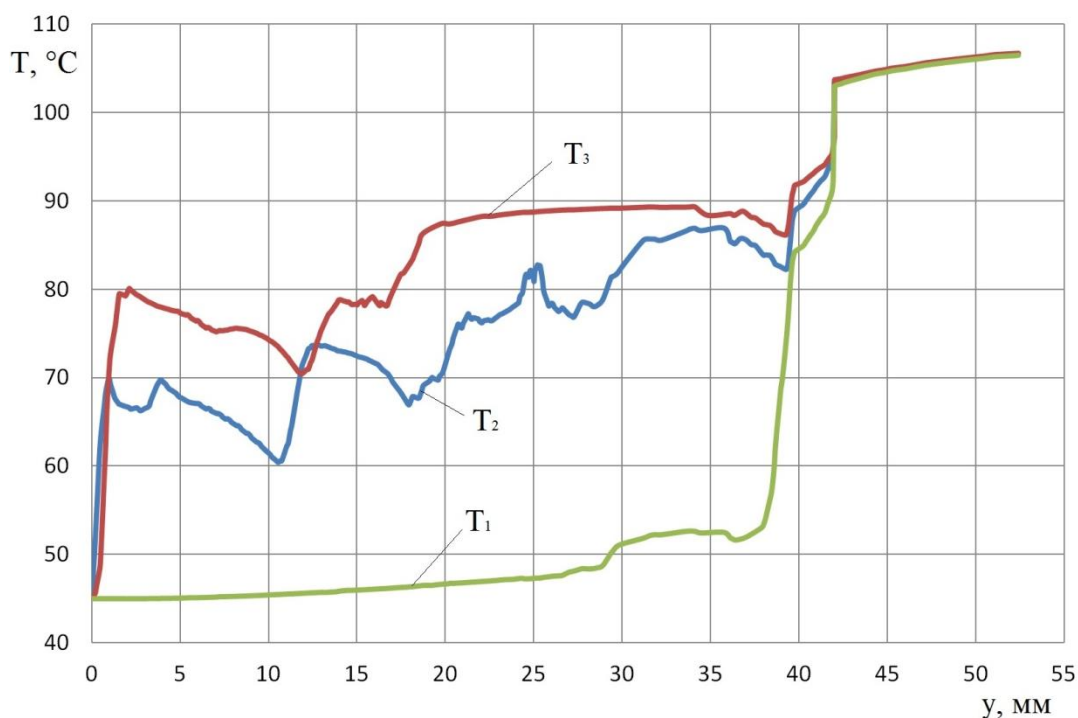


Рис. 18. График распределения температуры вдоль контрольной линии

## Закключение

Трехмерный стационарный теплогидравлический расчет испарителя и КП показал, что влияние поля массовых сил для КТТ такого типа существенно и приводит к возникновению вихревого течения воды в конденсатопроводе и КП, благодаря чему наблюдается перемешивание и выравнивание температуры воды в КП и в пористом элементе, уменьшение максимальной температуры пористого элемента.

При моделировании КТТ необходимо учитывать длину конденсатопровода в компенсационной полости. Увеличение длины участка конденсатопровода в КП приводит к увеличению скорости теплоносителя в КП и в пористом элементе, к уменьшению области перемешивания конденсата в КП и к увеличению температурной неравномерности пористого элемента.

## Список литературы

- [1]. Майданик Ю.Ф. Достижения и перспективы развития контурных тепловых труб. Т.1. Пленарные и общие проблемные доклады. Доклады на круглых столах. // Труды 4-й РНКТ. Четвертая Российская национальная конференция по теплообмену (РНКТ-4) (23-27 октября 2006 года, Москва). М.: МЭИ. 2006. С. 84-92.
- [2]. Pastukhov V. G., Maydanik Y. F. Low-noise cooling system for PC on the base of loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27. Is. 5–6. Pp. 894–901. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.09.003>
- [3]. Randeep Singh, Aliakbar Akbarzadeh, Chris Dixon, Mastaka Mochizuki, Roger R. Riehl. Miniature Loop Heat Pipe With Flat Evaporator for Cooling Computer CPU // *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*. 2007. Vol. 30. Is. 1. Pp. 42 – 49.
- [4]. Bai L., Lin G., Zhang H., Wen D. Mathematical modeling of steady-state operation of a loop heat pipe // *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29. Is. 13. Pp. 2643–2654.
- [5]. Kaya T., Hoang T. Mathematical modeling of loop heat pipes and experimental validation. // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 1999. Vol. 13. Is. 3. Pp. 314–320. DOI: <https://doi.org/10.2514/2.6461>
- [6]. Singh R., Akbarzadeh A., Dixon C., Mochizuki M. Theoretical modeling of miniature loop heat pipe // *Heat Mass Transfer*. 2009. Vol. 46. Pp. 209–224. DOI: 10.1007/s00231-009-0504-y
- [7]. Hoang T., Ku J. Mathematical modeling of loop heat pipes with multiple capillary pumps and multiple condensers, Part I—steady state simulations. // *International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA*. 2004. No. 2004-5577.
- [8]. Ishikawa H., Ogushi T., Nomura T., Iwakami T., Noda H., Yabe T. Study on heat transfer characteristics of reservoir embedded loop heat pipe (1st report, influence of evaporator direction against gravity and charged liquid weight on heat transfer characteristics) // *Jpn. Soc. Mech. Eng.* 2010. Vol. 5. Pp. 144–151. DOI: 10.1002/htj.20150
- [9]. Mariya A. Chernysheva, Yury F. Maydanik. 3D-model for heat and mass transfer simulation in flat evaporator of copper-water loop heat pipe. // *Applied Thermal Engineering*. 2012. Vol. 33-34. P.124-134. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.025>
- [10]. Hodot R., Sartre V., Lefèvre F., Sarno C. 3D modeling and optimization of a loop heat pipe evaporator // *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal* (17th International Heat Pipe Conference, Kanpur, India. 2013.) 2014. Vol. 5. Is. 1-4. Pp. 335-342. DOI: 10.1615/HeatPipeScieTech.v5.i1-4.370
- [11]. Li J., Peterson G. 3D heat transfer analysis in a loop heat pipe evaporator with a fully saturated wick. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 54. Is. 1-3. Pp.564-574. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.09.014>
- [12]. Siedel B., Sartre V., Lefèvre F. Steady-state analytical model of a loop heat pipe. // *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal* (17th International Heat Pipe Conference, Kanpur, India. 2013.) 2014. Vol. 5. Is. 1-4. Pp. 279-286. DOI: 10.1615/HeatPipeScieTech.v5.i1-4.300

- [13]. Афанасьев В.Н., Якомаскин А.А., Недайвозов А.В. Экспериментальное исследование процессов в "контурных" тепловых трубах // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. "Машиностроение". 2014. № 2. с. 44-61.
- [14]. Афанасьев В.Н., Недайвозов А. В. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик контурной тепловой трубы с открытой компенсационной полостью // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 11. С. 38–54. DOI: 10.7463/1116.0849572
- [15]. ANSYS FLUENT Solver Theory Guide. Release 17.0, ANSYS Inc. 2016.
- [16]. Maydanik Yu.F., Fershtater Yu.G. Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops // 10th International Heat Pipe Conference, (September 21–25, Stuttgart). Keynote lecture X-7. 1997.