

УДК 621.56

НАУЧНЫЕ ПОДХОДЫ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ СОВМЕСТНЫХ ПРОЦЕССОВ ПУЗЫРЬКОВОГО КИПЕНИЯ ФРЕОНА И ЕГО ДВИЖЕНИЯ В ЗМЕЕВИКЕ

© 2024 г. А. А. Ковалев, Я. С. Болков, К. В. Осинцев,
О. Ю. Корнякова*

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)", Челябинск, Россия

**e-mail: korniakovaoi@susu.ru*

Поступила в редакцию: 13.03.2024 г.

После доработки 16.09.2024 г.

Принята к публикации 20.09.2024 г.

Рассмотрены совместные процессы пузырькового кипения и движения хладагента в трубках теплового насоса. В качестве дополнительной поверхности нагрева использован змеевик, расположенный на тыльной стороне фотоэлектрической панели (ФЭП). Создана математическая модель теоретического определения температуры на фронтальной поверхности ФЭП, охлаждаемой фреоном в змеевике с тыльной стороны. Особенностью численного моделирования пузырькового кипения фреона в змеевике оказалась недостаточно подробная изученность процесса и отсутствие ссылок на полученные результаты в более ранних работах. Уточнены граничные условия и допущения при численном моделировании процесса пузырькового кипения фреона R407C, сравнены результаты с теоретически найденными значениями, которые в дальнейшем применяются при проектировании энерготехнологического комплекса, состоящего из теплового насоса и фотоэлектрической панели. Математическая модель теоретического расчета температуры ФЭП и методика построения численной модели пузырькового кипения фреона как часть методологии проектирования энерготехнологических комплексов на основе возобновляемых источников энергии представлены впервые.

Ключевые слова: пузырьковое кипение, фреон, фотоэлектрическая панель, охлаждение, энерготехнологический комплекс, тепловой насос, опреснительный комплекс

DOI: 10.31857/S0002331024060028

Универсальных методов расчета коэффициента теплоотдачи или универсального описания теплофизической картины кипения в потоке жидкости не существует, но создано множество эмпирических методов для различных хладонов в условиях

невысоких значений давления (до 2...4 атм) и массовых расходов, а также выведены специальные формулы расчета теплоотдачи на малые каналы (диаметром от 1 мм и выше) и на строго приведенные значения давления [1–5].

В качестве рабочего тела для исследования выбран фреон R407C. Его термодинамические свойства близки к распространенному R22, при этом он не содержит хлора, негорючий, нетоксичный. Особенностью при исследовании являлся способ нагрева фреона – дополнительный нагреватель в виде змеевика, установленного на тыльной стороне фотоэлектрической панели, рис. 1.

1. Принятые допущения:

– Парожидкостная смесь. Конденсат перед подачей в испаритель подвергается дросселированию. При этом наряду со снижением давления с достаточной точностью можно задаться постоянством энтальпии:

$$i_1 = i_2. \quad (1)$$

Процесс дросселирования на $\ln P$ - i диаграмме для выбранного хладагента представлен на рис. 2 ниже в процессе 3–4.

Принимая необходимый перепад давления при известных температурах конденсации и испарения, возможно рассчитать степень сухости пара в точке 4, соответствующей состоянию фреона на входе в испаритель. Степень сухости по заданным условиям равна $x = 0.4$. Таким образом, в качестве обязательного граничного условия задается доля в 40% массового расхода для пара.

– Кипение. Течение происходит в трубке диаметром 5 мм. Принимается, комбинация пузырькового и пленочного кипения. При кипении и испарении жидкости на стенках образуются пузырьки, которые быстро схлопываются и образуют тонкую пленку жидкости, когда пара становится достаточно много в сечении канала.

– Режим течения. Такой режим течения соответствует форме смеси, в которой пар образует ядро потока, при этом фаза жидкости протекает в виде пленки на поверхности стенки. Течение парожидкостной смеси в эмульсионном режиме до испарителя, что характерно для начальной стадии парообразования. Ввиду увеличения расхода пара, что видно из диаграммы на рис. 2, до доли 0.4, пузырьки склонны к скоплению и слипанию в потоке в более крупные.

Предполагалось, что эмульсионный режим будет преобладать на всем участке вплоть до образования паровых снарядов, то есть крупных паровых пробок (рис. 3а). В результате компьютерного моделирования в изначальной постановке задачи была получена схожая картина. На рис. 3б представлено распределение доли жидкости (красный цвет) и паровых пробок (градиент до синего) в сечении трубки. Такой картины удалось достичь исходя из соображений ниже.

Интенсивное испарение жидкости по границам сухих пятен (центров парообразования) взято в качестве определяющего механизма пузырькового кипения. Расчет с учетом данного фактора объясняет чрезвычайно высокую интенсивность теплообмена при пузырьковом кипении. В результате рассмотрения физической модели и обобщения экспериментальных данных для расчета теплоотдачи принимается аналитическая формула:



Рис. 1. Проектируемый экспериментальный стенд.

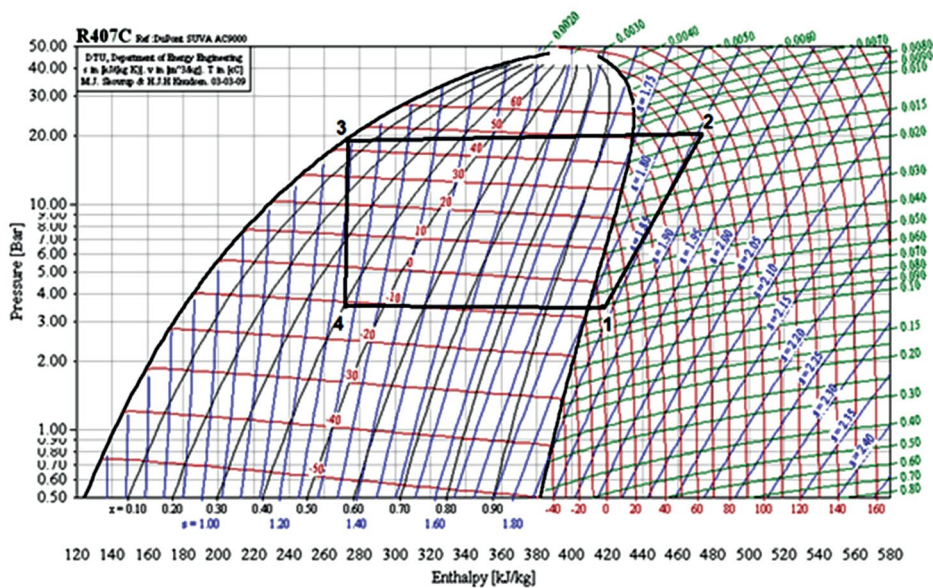


Рис. 2. Цикл теплового насоса на $\ln(P)$ - i диаграмме.

$$q_{\text{кип}} = 3.43 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda^2 \Delta T_{\text{н}}^3}{\nu \sigma T_{\text{н}}} \left[1 + \frac{(h_{\text{в}} - h_{\text{д}})(\Delta T_{\text{н}})^2}{2R_{\text{г}}T_{\text{н}}} \right] (1 + \sqrt{1 + 800B} + 400B), \quad (2)$$

$$B = \frac{(h_{\text{в}} - h_{\text{д}})(\rho_{\text{в}}\nu)^{1,5}}{\sigma(\lambda T_{\text{н}})^{0,5}}. \quad (3)$$

где $\rho_{\text{г}}$, ν , λ , и σ – параметры жидкого фреона; $R_{\text{г}}$ – газовая постоянная для пара фреона; $\Delta T_{\text{н}}$ – перепад между температурой стенки и жидкостью; все параметры берутся при температуре насыщения.

Теплоотдача при кипении в потоке жидкости рассчитывается как комбинация конвективного теплообмена и теплообмена кипением с преобладанием последнего:

$$q = q_{\text{конв}} + q_{\text{кип}}. \quad (4)$$

Итоговое критериальное уравнение подобия принимает вид:

$$Nu = \frac{RePr(\xi/8)}{1 + 900/Re + 12,7(\xi/8)^{0,5}(Pr^{0,67} - 1)}. \quad (5)$$

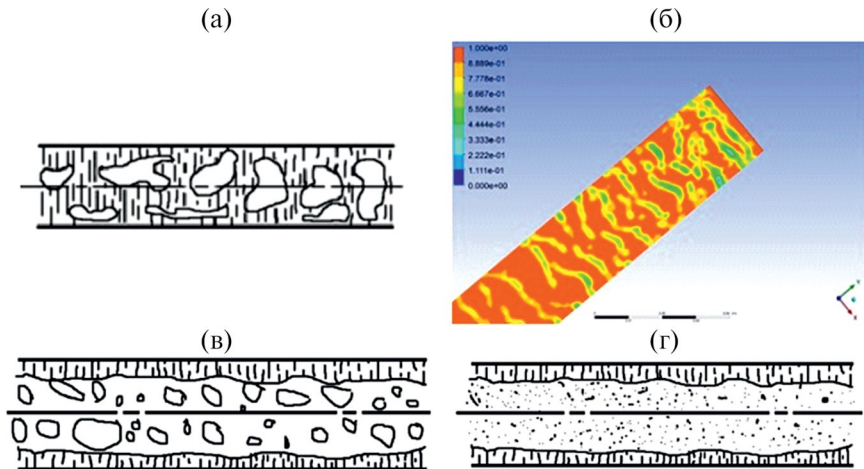


Рис. 3. (а) Эмульсионный режим течения парожидкостной смеси; (б) Доля жидкостной фазы в сечении трубки; (в) Кольцевой режим течения (пар внутри жидкости); (г) Дисперсный режим течения (капли внутри пара).

1. Теоретический расчет

Расчет с допущениями состоит из двух этапов:

1) Определение количества теплоты, поступающего в систему с учетом потерь в окружающую среду;

2) Определение температуры фреона на выходе из испарителя.

Первую часть представляет в виде блок-схемы на рис. 4 по методу Гаусса (с вводом исходных данных, прямым и обратным ходом, выводом результатов). Как итог рассчитывается температура на поверхности ФЭП с погрешностью менее 0.1%. Результаты с температурой окружающей среды в 20°C и ветром 1 м/с сводятся в табл. 1.

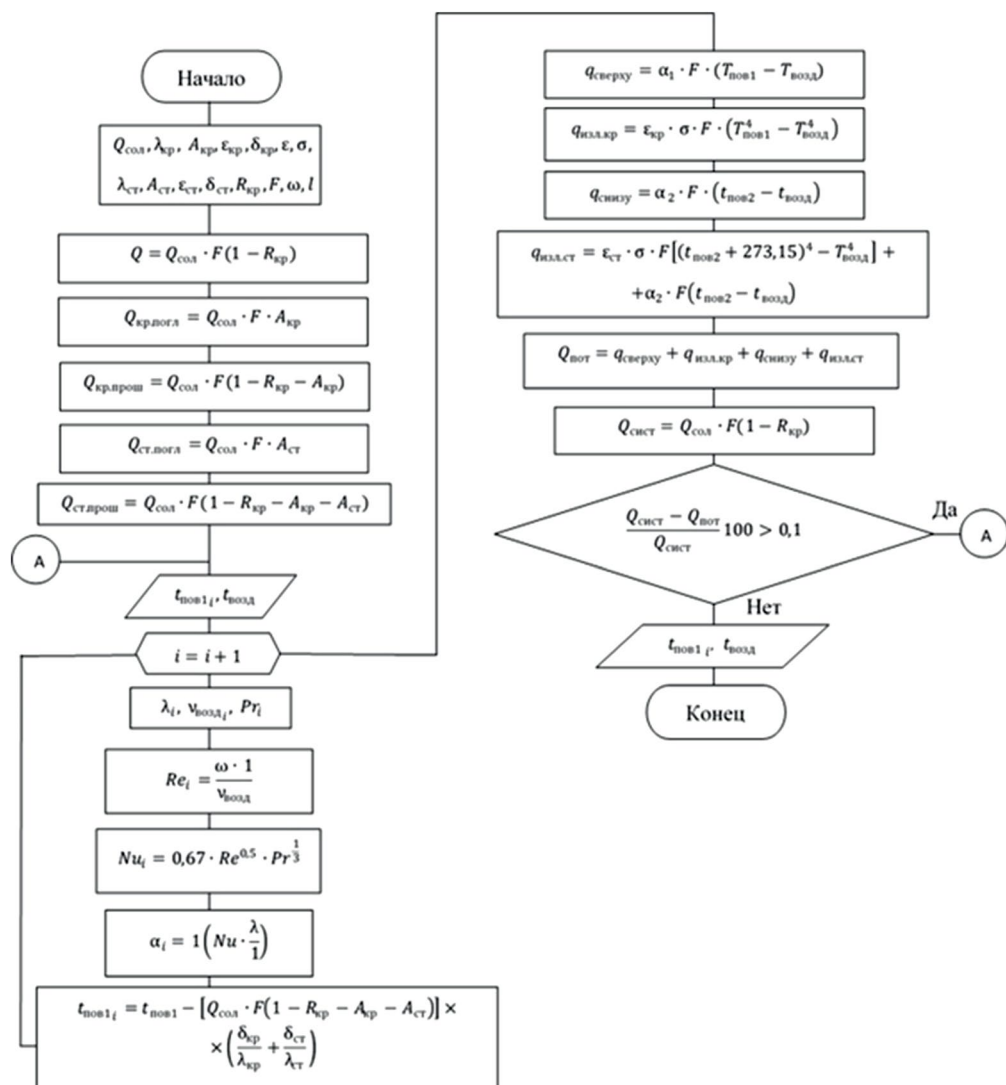


Рис. 4. Блок-схема расчета по методу Гаусса.

Таблица 1. Расчетные данные

Наименование	Величина		Единицы измерения	Результат
	Обозначение	Расчетная формула или способ определения		
Тепловой поток	$Q_{\text{сол}}$	Дано	Вт/м ²	700
Теплопроводность кремния	$\lambda_{\text{кр}}$	Дано	Вт/(м ² ·К)	148
Поглощательная способность кремния	$A_{\text{кр}}$	Дано	—	0.2
Степень черноты кремния	$\varepsilon_{\text{кр}}$	Дано	—	0.71
Толщина кремния	$\delta_{\text{кр}}$	Дано	м	0.001
Коэффициент Стефана-Больцмана	σ	Дано	Вт·м ⁻² ·К ⁻⁴	$5.67 \cdot 10^{-8}$
Теплопроводность стекла	$\lambda_{\text{ст}}$	Дано	Вт/(м ² ·К)	0.96
Поглощательная способность стекла	$A_{\text{ст}}$	Дано	—	0.1
Степень черноты стекла	$\varepsilon_{\text{ст}}$	Дано	—	0.93
Толщина стекла	$\delta_{\text{ст}}$	Дано	м	0.002
Длина и ширина ФЭП	l	Дано	м	0.15675
Площадь ФЭП	F	l^2	м ²	0.025
Отражательная способность кремния	$R_{\text{кр}}$	Дано	—	0.33

Таблица 1. Продолжение

Тепло, поглощенное ФЭП	Q	$Q_{\text{сол}} \cdot F(1 - R_{\text{кр}})$	Вт	11.524
Тепло, поглощенное кремнием	$Q_{\text{кр.погл}}$	$Q_{\text{сол}} \cdot F \cdot A_{\text{кр}}$	Вт	3.44
Тепло, прошедшее через кремний	$Q_{\text{кр.прош}}$	$Q_{\text{сол}} \cdot F(1 - R_{\text{кр}} - A_{\text{кр}})$	Вт	8.084
Тепло, поглощенное стеклом	$Q_{\text{ст.погл}}$	$Q_{\text{сол}} \cdot F \cdot A_{\text{ст}}$	Вт	1.72
Тепло, прошедшее через стекло	$Q_{\text{ст.прош}}$	$Q_{\text{сол}} \cdot F(1 - R_{\text{кр}} - A_{\text{кр}} - A_{\text{ст}})$	Вт	6.364
Скорость воздуха	ω	Дано	м ² /с	1
Теплопроводность воздуха	λ	Дано	Вт/(м ² ·К)	$2.4 \cdot 10^{-2}$
Вязкость воздуха	$\nu_{\text{возд}}$	Дано	м ² /с	$14.61 \cdot 10^{-6}$
Число Прандтля для воздуха	Pr	Дано	—	0.67
Температура окружающего воздуха	$t_{\text{возд}}$	Выбирается		20
Температура окружающего воздуха	$T_{\text{возд}}$	$t_{\text{возд}} + 273$	К	293
Температура наружной поверхности ФЭП	$t_{\text{пов1}}$	Выбирается		29.12
Температура наружной поверхности ФЭП	$T_{\text{пов1}}$	$t_{\text{пов1}} + 273$	К	302.12
Число Рейнольдса	Re_1, Re_2	$\frac{\omega \cdot 1}{\nu_{\text{возд}}}$	—	$1.073 \cdot 10^4$
Число Нуссельта	Nu_1, Nu_2	$0.67 Re^{0.5} Pr^{1/3}$	—	60.727
Коэффициент теплоотдачи	α_1, α_2	$Nu \frac{\lambda}{1}$	Вт/(м ² ·К)	9.298

Таблица 1. Окончание

Температура внутренней поверхности ФЭП	$t_{\text{пов2}}$	$t_{\text{пов1}} - \left[Q_{\text{сол}} \cdot F (1 - R_{\text{кр}} - A_{\text{кр}} - A_{\text{ст}}) \right] \times$ $\times \left(\frac{\delta_{\text{кр}}}{\lambda_{\text{кр}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \right)$	°C	29.1
Потери сверху	$q_{\text{сверху}}$	$\alpha_1 \cdot F (T_{\text{пов1}} - T_{\text{возд}})$	Вт	2083
Потери излучением кремния	$q_{\text{изл.кр}}$	$\epsilon_{\text{кр}} \cdot \sigma \cdot F (T_{\text{пов1}}^4 - T_{\text{возд}}^4)$	Вт	0.951
Потери снизу	$q_{\text{снизу}}$	$\alpha_2 \cdot F (T_{\text{пов2}} - T_{\text{возд}})$	Вт	2.083
Потери излучением стекла	$q_{\text{изл.ст}}$	$\epsilon_{\text{ст}} \cdot \sigma \cdot F \left[(T_{\text{пов2}} + 273)^4 - T_{\text{возд}}^4 \right] +$ $+ Q_{\text{сол}} \cdot F \cdot A_{\text{кр}} +$ $+ Q_{\text{сол}} \cdot F \cdot A_{\text{ст}}$	Вт	6.399
Тепловые потери в системе	$Q_{\text{пот}}$	$q_{\text{сверху}} + q_{\text{изл.кр}} +$ $+ q_{\text{снизу}} + q_{\text{изл.ст}}$	Вт	11.516
Погрешность	ΔQ	$\frac{Q - Q_{\text{пот}}}{Q} 100$	%	0.067

На основе расчета температуры стенки ФЭП в зависимости от двух входных аргументов: скорости ветра и температуры окружающей среды необходимо построить 3D-диаграмму. Результат представлен на рис. 5.

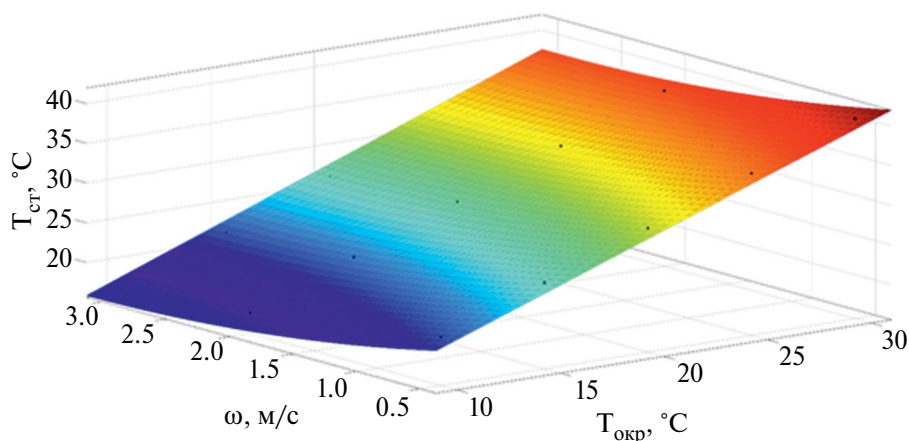


Рис. 5. Зависимость температуры стенки ФЭП от температуры окружающей среды и скорости ветра.

Полученный результат используется для расчета температуры на поверхности трубки испарителя:

$$t_{\text{ст.исп}} = t_{\text{ст.ФЭП}} - q \cdot \sum_{i=1}^n R_i, \quad (6)$$

где $t_{\text{ст.исп}}$ — температура стенки испарителя; $t_{\text{ст.ФЭП}}$ — температура на поверхности ФЭП из расчета выше; q — тепловой поток через ФЭП; R — термическое сопротивление слоев (защитного стекла, кремниевых пластин и т.д.).

Температура на стенке испарителя является граничным условием для моделирования процесса кипения фреона. Для дальнейшего теоретического расчета она является проверочной величиной при расчете коэффициента теплоотдачи.

Теоретически рассчитывается приближенное значение коэффициента теплоотдачи по формуле Лабунцова:

$$\alpha = 0.075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho''}{\rho - \rho''} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_n} \right)^{1/3} q^{2/3}. \quad (7)$$

По справочникам определяется температура насыщения T_n при давлении p в точке 4 на диаграмме по рис. 2. Выполняется поиск физических свойств насыщенного жидкого фреона на полученную температуру по справочным данным [6]:

- теплопроводность λ ;
- число Прандтля Pr ;
- динамическую вязкость μ ;
- коэффициент поверхностного натяжения σ ;
- плотность насыщенной жидкости ρ и пара ρ''

Рассчитывается число Рейнольдса при заданной скорости течения ω :

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu}. \quad (8)$$

Число Нуссельта рассчитывается по формуле Петухова (подразумевается развитый турбулентный режим, который возникнет из-за наличия поворотов испарителя и высокой скорости течения хладагента):

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} \varepsilon, \quad (9)$$

где ε — поправочный коэффициент, учитывающий нагрев жидкости от стенки.

Далее сравнивается конвективная теплоотдача и теплоотдача кипением путем сравнения соответствующих коэффициентов. Расчет коэффициента теплоотдачи для процесса вынужденного течения в трубке определяется следующим образом:

$$\alpha_{\text{конв}} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \quad (10)$$

Коэффициент теплоотдачи для кипения фреона $\alpha_{\text{кип}}$ можно определить по уравнению, соответствующему геометрическому и теплофизическому подобию по формуле (7) при условии давления кипения выше 1 атм. Если $\alpha_{\text{кип}} / \alpha_{\text{конв}} > 3$, то коэффициент теплоотдачи при кипении в трубке принимается равной $\alpha_{\text{кип}}$, в противном случае — $\alpha_{\text{конв}}$.

В качестве проверочного условия правильности подбора критериального уравнения выступает температура поверхности трубки испарителя из расчета выше. Расчет верен, если значение температуры в этой части совпадает с предыдущей.

$$t_{\text{ст.исп}} = (T_{\text{н}} - 273.15) + \frac{q}{\alpha_{\text{кип}}} + \frac{q}{2\lambda_{\text{ст}}} d \cdot \ln \left(\frac{d}{d + 2\delta} \right), \quad (11)$$

где $\lambda_{\text{ст}}$ — теплопроводность стенки; δ — толщина стенки (d равняется внутреннему диаметру трубки).

Для определения температуры фреона на выходе из испарителя определяется количество теплоты на доведение пароводяной смеси до состояния насыщенного пара, а также на его перегрев:

$$Q_{\text{кип}} = \frac{\omega \cdot \rho \cdot \pi \cdot d^2}{4} r (1 - x). \quad (12)$$

Длина участка испарения:

$$l_{\text{исп}} = \frac{Q_{\text{кип}}}{q \cdot \pi \cdot d}. \quad (13)$$

Оставшийся участок является перегревателем хладагента:

$$l_{\text{перегр}} = l_{\text{общ}} - l_{\text{исп}}. \quad (14)$$

Температура фреона на выходе составляет:

$$t_{\text{фр.вых}} = \frac{4q \cdot l_{\text{перегр}}}{\omega \cdot \rho \cdot d \cdot c_p''} + T_n - 273.15. \quad (15)$$

где c_p'' – теплоемкость пара фреона.

2. Дифференциальные уравнения при решении численным методом

Уравнения энергии:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i \rho u_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i, \quad (16)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla[V(\rho E + \rho)] = \nabla \left[k_{\text{эф}} \Delta T - \sum_j h_j J_j + \tau_{\text{эф}} V \right] + S_h, \quad (17)$$

где $\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}$ – частный дифференциал нестационарного теплопереноса; $\nabla[V(\rho E + \rho)]$ – слагаемое, учитывающее теплопроводимость; $k_{\text{эф}} \Delta T$ – слагаемое, учитывающее диффузию смесей; $\sum_j h_j J_j$ – сумма, учитывающая вязкостную диссипацию; S_h – слагаемое, учитывающее энтальпию притоков/стоков.

В общем виде используемые в моделях с одним или двумя дифференциальными уравнениями, уравнение переноса можно записать в следующем виде:

$$\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} = P - D + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \Gamma) \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right] + A. \quad (18)$$

Расшифровка параметров для каждого вида уравнений представлена в табл. 2.

Таблица 2. Расшифровка параметров

Наименование параметра	Φ	P	D	Гф
Кинетическая энергия	k	$\tau_y \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$p\epsilon$ или $\beta^* p k \omega$	$\frac{\mu_t}{\sigma_k}$
Скорость диссипации кинетической энергии	ϵ	$c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$c_{\epsilon 2} p \frac{\epsilon^2}{k}$	$\frac{u_t}{\sigma_e}$
Удельная скорость диссипации	ω	$\alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\beta p \omega^2$	$\sigma_\omega u_t$

В расчетах использована модель турбулентности Transition k-kl- ω .

МОДЕЛИРОВАНИЕ В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ ANSYS Fluent

Геометрическая модель, созданная с помощью компьютерного моделирования процесса течения фреона R407C в канале латунного испарителя с внешним диаметром 10 мм и толщиной стенки 1 мм при дисперсно-кольцевом течении, показана на рис. 6а.

Поиск неизвестных в уравнениях осуществляется по структурированным и адаптированным к телу призматическим сеткам, что позволяет решать задачу при описании усложненной геометрии (метод Sweep для цилиндрических тел; не менее 2 млн призматических и тетраэдральных элементов). Также выполнено разбиение в пристеночной области (слой из не менее чем 3 ячеек), что позволяет использовать теорию пограничного слоя для корректного расчета течения у стенок трубки, а также корректного расчета перераспределения паровой и жидкой фазы.

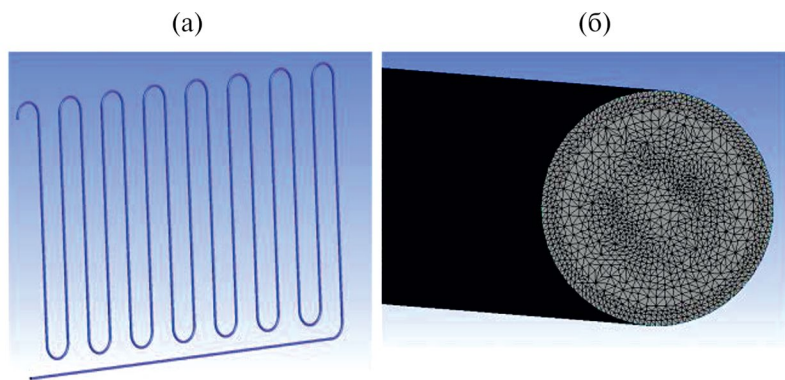


Рис. 6. (а) Геометрия модели испарителя; (б) Сеточная структура трубки испарителя.

Моделирование включает в себя условие течения жидкости в поле тяжести с образованием паровых пузырьков. Группа задач воздействия греющей стенки на испаряемую жидкость с удовлетворительной точностью решается нестационарной постановкой при задействовании модели турбулентности Transition k-kl- ω . Это трехпараметрическая модель группы RANS, подходящая для узкого круга задач, позволяющая моделировать переход от ламинарного течения к турбулентному, в которой используются пристеночные функции. Основные решаемые уравнения, закладываемые в математическую модель: уравнение энергии и уравнения модели турбулентности и диссипации турбулентности.

Подъемная сила (обуславливающая перемешивание потока) возникает благодаря конвекции, описываемой приближением Буссинеска. Данное приближение заключается в решении системы уравнений Навье-Стокса и уравнения энергии с использованием специальной зависимости плотности от температуры только при вычислении объемной силы.

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + (\tilde{u} \cdot \nabla) \tilde{u} = -\frac{1}{\rho_0} \nabla p + \nu \nabla^2 \tilde{u} - \beta \theta \vec{g}, \quad (19)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \tilde{u} \cdot \nabla \theta = \chi \Delta \theta, \quad (20)$$

$$\operatorname{div} \tilde{u} = 0, \quad (21)$$

$$\rho(T) = \rho_0 (1 - \beta \theta), \quad (22)$$

где $\tilde{u}$ – скорость течения; ρ_0 – плотность жидкости при некоторой равновесной температуре T_0 ; Θ – отклонение температуры от равновесного состояния ($\Theta = T - T_0$); p – давление; ν – кинематическая вязкость; χ – коэффициент теплопроводности; $\vec{g}$ – ускорение свободного падения; β – коэффициент объемного расширения.

Приближение позволяет учитывать поле тяжести, то есть устремление паровых пузырьков в направлении, противоположном силе тяжести, соответственно учесть ориентацию трубки в пространстве.

На рис. 7 показаны основные результаты численного моделирования в пост-процессинге. На рис. 7а видно, что из-за неустойчивости процесса сходимость протекает медленно. Однако на рис. 7б, в, г, д показаны итоги по температурам и долям жидкой и паровой фаз фреона.

Сравнение температуры на тыльной поверхности ФЭП полученные экспериментально, теоретически и численным моделированием показало расхождение данных оказалось приемлемым для инженерных методик. Наиболее близкие результаты получились при теоретическом расчете и численном моделировании. Разность составила 0.1°C. При сравнении с экспериментальными данными по термодатчикам – расхождение уже более значительное, примерно, 0.3°C. Если учитывать погрешность измерительных приборов – 0.5°C, но даже при таких значениях отклонений температуры необходимо понимать порядок измеряемых величин – от –10 до + 90°C. То есть при диапазоне измерений в 100°C погрешность оказывается незначительной.

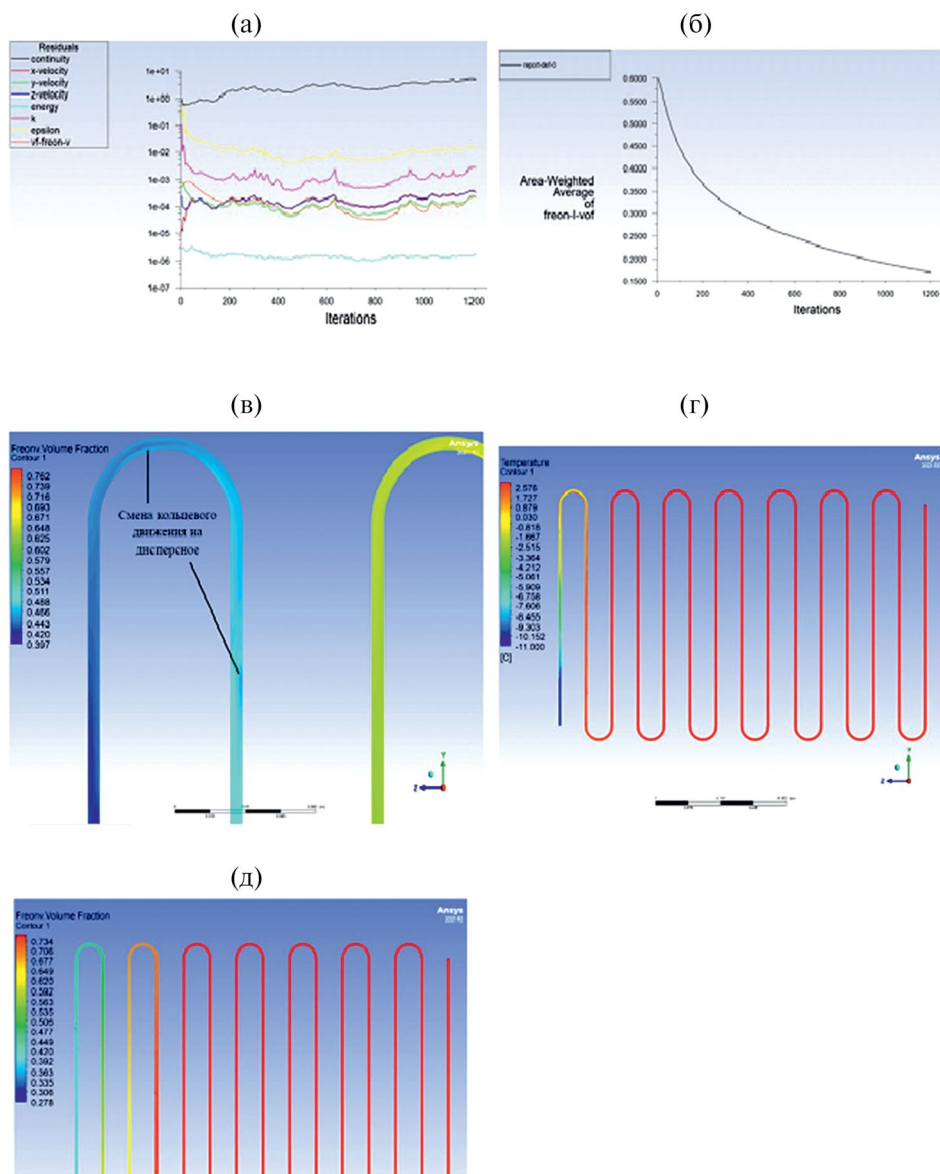


Рис. 7. (а) Колебания невязок расчета дисперсно-кольцевого режима; (б) Схождение степени сухости на выходе из испарителя; (в) Перемешивание парожидкостной смеси; (г) Поле температур; (д) Доля пара в объеме.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При оптимизации математической модели теплопередачи к трубке испарителя и ряда численных расчетов было установлено, что режим течения в испарителе дисперсно-кольцевой. Пар в эмульсионной смеси перераспределяется так, что основная

фаза (жидкая с долей в 60% расхода) движется по поверхности трубки в виде мелких капель в паре – в кольцевом режиме (рис. 2в).

По мере движения двухфазного потока происходит смена на противоположный предельный случай, когда вдоль стенки протекает пар, а жидкость движется в виде мелких капель – в дисперсном режиме (рис. 3г). Влажный пар доходит до состояния насыщения, а затем сухой пар перегревается (процесс 4–1 на рис. 2).

Также выявлено, что для получения корректного коэффициента теплоотдачи фреона для испарителя типа ”змеевик“ необходим вывод критериального уравнения подобия на основании экспериментальных данных.

Результаты расчета испарителя с моделью турбулентности Transition k-kl- ω показали достаточно приемлемую для инженерных расчетов сходимость с результатами теоретического расчета и экспериментальными данными. Расхождение между значениями полученных температур составили от 0.1 до 0.5°C в измеряемом диапазоне температур 100°C.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-20011.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Romsy T., Zacha P. CFD simulation of upward subcooled boiling flow of freon R12, Acta Polytechnica CTU Proceedings. 4(73) (2016). https://www.researchgate.net/publication/312401141_CFD_SIMULATION_OF_UPWARD_SUBCOOLED_BOILING_FLOW_OF_FREON_R12
2. Milman O.O., Ananyev P.A., Korlyakova M.O., Miloserdov V.O. Experimental studies of non-stationary thermo-hydraulic processes at freon R113 boiling, Journal of Physics Conference Series. 1382(1) (2019). https://www.researchgate.net/publication/337715518_Experimental_studies_of_non-stationary_thermo-hydraulic_processes_at_freon_R113_boiling
3. Thorat S., Dale O., Hambarde M. Experimental investigation on flow boiling of R407C in plain horizontal copper tube, International Engineering Research Journal. (2020). https://www.researchgate.net/publication/342522182_Experimental_investigation_on_flow_boiling_of_R407C_in_plain_horizontal_copper_tube
4. Hambarde M. Invetigation on flow boiling heat transfer of Refrigerants, <https://www.researchgate.net/project/Invetigation-on-flow-boiling-heat-transfer-of-Refrigerants>. Accessed March 17, 2023.
5. Kuzmin A.Yu., Bukin A.V. Experimental study of heat transfer during boiling on a smooth tube under conditions of free convection of alternative refrigerants R407c and R410a, South of Russia: ecology, development, 5 (4) (2010) 121–124. <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=15613598>
6. Александров А.А., Орлов К.А., Очков В.Ф. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: Интернет-справочник. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009.
7. Osintsev K.V., Alyukov S.V. Experimental Investigation into the Exergy Loss of a Ground Heat Pump and its Optimization Based on Approximation of Piecewise Linear Functions. *J Eng Phys Thermophy* 95, 9–19 (2022). <https://doi.org/10.1007/s10891-022-02451-9>
8. Zalepugin D.Y., Tilkunova N.A., Chernyshova I.V. et al. Application of Sub- and Supercritical Freons in Xenogenic Bone Matrix Processing. *Russ. J. Phys. Chem. B* 11, 1051–1055 (2017). <https://doi.org/10.1134/S1990793117070211>

9. Fang Y., Wu M., Guo Z. et al. Evaluation on Cycle Performance of R161 as a Drop-in Replacement for R407C in Small-Scale Air Conditioning Systems. *J. Therm. Sci.* 31, 2068–2076 (2022). <https://doi.org/10.1007/s11630-022-1678-6>
10. Sandipan Deb, Kanade Paresh Mahesh, Mantu Das, Dipak Chandra Das, Sagnik Pal, Ranjan Das, Ajoy Kumar Das. Flow boiling heat transfer characteristics over horizontal smooth and microfin tubes: An empirical investigation utilizing R407c, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 188, 2023, 108239, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108239>.
11. Yoon Jo Kim, Sarah Kim, Yogendra K. Joshi, Andrei G. Fedorov, Paul A. Kohl Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system with ionic-liquid/refrigerant mixture as a working fluid, *Energy*, Volume 44, Issue 1, 2012, Pages 1005–1016, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.04.048>
12. Hekkenberg M., Anton J.M. Schoot Uiterkamp Exploring policy strategies for mitigating HFC emissions from refrigeration and air conditioning *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Volume 1, Issue 3, 2007, Pages 298–308, [https://doi.org/10.1016/S1750-5836\(07\)00030-8](https://doi.org/10.1016/S1750-5836(07)00030-8)
13. Arcasi A., Mauro A.W., Napoli G., Viscito L. Heat transfer coefficient, pressure drop and dry-out vapor quality of R454C. Flow boiling experiments and assessment of methods, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 188, 2022, 122599, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122599>
14. Zhi-Qiang Yang, Gao-Fei Chen, Yan-Xing Zhao, Qi-Xiong Tang, Han-Wen Xue, Qing-Lu Song, Mao-Qiong Gong Experimental study on flow boiling heat transfer of a new azeotropic mixture of R1234ze(E)/R600a in a horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, Volume 93, 2018, Pages 224–235, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.003>
15. Yuping Gao, Shuangquan Shao, Ye Feng, Changqing Tian Heat transfer and pressure drop characteristics of ammonia/miscible oil mixture during flow boiling in an 8 mm horizontal smooth tube, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 138, 2019, Pages 341–350, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.12.040>

Scientific Approaches to Solving the Problem of Joint Processes of Bubble Boiling of Freon and its Movement in a Coil

A. A. Kovalev, Ya. S. Bolkov, K. V. Osintsev, O. Yu. Korniyakova*

*Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education
“South Ural State University (National Research University)”,
Chelyabinsk, Russia*

*e-mail: korniakovai@susu.ru

The combined processes of nucleate boiling and refrigerant movement in the tubes of a heat pump are considered. A coil located on the back side of the photovoltaic panel (PV) is used as an additional heating surface. A mathematical model has been created to theoretically determine the temperature on the front surface of a solar cell cooled by freon in a coil from the rear side. A peculiarity of the numerical modeling of nucleate boiling of freon in a coil was the insufficiently detailed study of the process and the lack of references to the results obtained in earlier works. The boundary conditions and assumptions in the numerical modeling of the process of nucleate boiling of freon R407C are clarified, the results are compared with the theoretically found values, which are subsequently

used in the design of an energy technology complex consisting of a heat pump and a photovoltaic panel. A mathematical model for theoretical calculation of PV temperature and a methodology for constructing a numerical model of nucleate boiling of freon as part of the methodology for designing energy technology complexes based on renewable energy sources are presented for the first time.

Keywords: nucleate boiling, freon, photovoltaic panel, cooling, energy technology complex, heat pump, desalination complex