

УДК 004.942

Методика определения коэффициента конвективной теплоотдачи к СПГ на основе метода конечных элементов

Л. В. ИВАНОВ¹, д-р техн. наук А. Ю. БАРАНОВ², А. Ю. ИКОННИКОВА¹, М. В. БАРАНОВ²

¹Университет ИТМО

²Научно-производственное предприятие «КРИОН»

E-mail: levladiv@mail.ru

В статье описан способ определения коэффициента конвективной теплоотдачи на основе табличных данных, полученных при моделировании естественной конвекции методом конечным элементов. Существующие методы расчета коэффициентов конвективной теплоотдачи пригодны только для описания процессов теплопередачи в недогретой жидкости и перегретом паре. При хранении криогенных жидкостей флюид находится в насыщенном состоянии. Точные значения коэффициентов конвективной теплоотдачи для криогенных жидкостей при различных давлениях и значениях теплового напора могут быть рассчитаны при помощи существующих программных продуктов. Но, численное моделирование в специализированных САПР-комплексах (ANSYS, COMSOL и др.) это долгий процесс, связанный с использованием значительных вычислительных мощностей, что ограничивает его использование для моделирования нестационарных процессов в крупных физических объектах. В работе предложен метод определения значений коэффициентов конвективной теплоотдачи с использованием метода конечных элементов. Численное моделирование процесса конвекции выполнено с использованием модели Volume of Fluid (VoF) и приближения Бусинеска. При выборе модели турбулентности учитывалось влияние теплового напора на режим движения жидкости. С использованием предложенной методики составлена таблица коэффициентов конвективной теплоотдачи жидкого метана для диапазона рабочих давлений от 0,1 МПа до 2 МПа и различных значениях теплового напора. Использование подобных таблиц позволит значительно упростить моделирование процессов конвективного переноса теплоты в криогенных систем.

Ключевые слова: конвективная теплоотдача, криогеника, хранение СПГ, CFD, Ansys Fluent.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 14.04.2023, одобрена после рецензирования 07.07.2023, принята к печати 17.07.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-74-79

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Иванов Л. В., Баранов А. Ю., Иконникова А. Ю., Баранов М. В. Методика определения коэффициента конвективной теплоотдачи к СПГ на основе метода конечных элементов // Вестник Международной академии холода. 2023. № 3. С. 74-79. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-74-79

Calculation of natural convection heat transfer coefficient towards LNG based on finite element method

L. V. IVANOV¹, D. Sc. A. Yu. BARANOV², A. Yu. IKONNIKOVA¹, M. V. BARANOV²

¹ITMO University

²Scientific and Production Enterprise «KRYON»

E-mail: levladiv@mail.ru

In this paper a method of calculation of heat transfer coefficient for natural convection based on the data obtained from finite element method is presented. Existing classical methods of calculating heat transfer coefficient are only suited for subcooled liquid and overheated vapor. Fluid is in saturated state under storage conditions of cryogenic liquid. Precise coefficient of heat transfer for different cryogenic fluids under different working parameters might be determined with existing software products for numerical modelling. Numerical modeling with special software (ANSYS, COMSOL etc) is time consuming process that requires significant computing power, that is why its usage for large and transient object and processes is limited. In this paper, a method of modelling of heat transfer coefficients based on finite element method for future classical parametric modelling is presented. Numerical model is based on VoF model and Boussinesq approximation. When choosing turbulence model, the change of the flow mode during natural convection with an increase of heat difference is taken into account. With the computational fluid dynamics obtained, a data sheet of heat transfer coefficients for liquid methane under wide range of working pressures from 0.1 MPa to 2 MPa and various temperature differences was created. The use of such tables might make modelling cryogenic systems easier.

Keywords: convective heat transfer, cryogenic, LNG storage, CFD, Ansys Fluent.

Article info:

Received 14/04/2023, approved after reviewing 07/07/2023, accepted 17/07/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-74-79

Article in Russian

For citation:

Ivanov L. V., Baranov A. Yu., Ikonnikova A. Yu., Baranov M. V. Calculation of natural convection heat transfer coefficient towards LNG based on finite element method. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 3. p. 74-79. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-3-74-79

Введение

При моделировании криогенных систем очень важную роль играет тепловой расчет подвода теплоты через тепловое ограждение, который предполагает оценку интенсивности переноса теплоты между внутренней поверхностью ограждения и криопродуктом, что в свою очередь требует определения коэффициента конвективной теплоотдачи. При расчете коэффициентов теплопередачи не следует считать теплопроводность теплоизоляционного материала и стенок резервуара единственным механизмом, осуществляющим передачу теплоты из окружающей среды к криогенной жидкости. Существенное значение имеет эффективность переноса теплоты от внутренней стенки теплового ограждения, которая при определенных условиях определяется естественной конвекцией жидкости или пара. Движение криоагента в пристеночном слое при естественной конвекции быстро может происходить в различных режимах. Из-за крайне малой вязкости жидкости режим движения становится турбулентным уже при малых тепловых напорах.

Специфика переноса теплоты через тепловое ограждение криогенных хранилищ криогенных хранилищ заключается в том, что плотность тепловых потоков мала, а криоагент находится в насыщенном состоянии. Популярные методы расчета интенсивности конвективного переноса теплоты хорошо описывают только теплоотдачу от поверхности к недогретой жидкости или перегретому пару [1]. При математическом описании теплоотдачи к системе из насыщенной жидкости и насыщенного пара наблюдаются значительные расхождения результатов расчета с экспериментальными данными.

Также существует проблема определения граничных условий вычислительного эксперимента. При моделировании процессов теплопередачи через тепловую изоляцию используется граничное условие второго рода, то есть задается постоянное вычисляемое значение плотности теплового потока, зависящее от параметров тепловой изоляции. Но, традиционные формулы для определения коэффициента конвективной теплоотдачи используют граничное условие первого рода — заданную разность температур между греющей поверхностью и криоагентом.

Предлагаемый способ определения коэффициента конвективной теплоотдачи основан на использовании метода конечных элементов. Моделирование процессов, происходящих в крупных объектах, описываемыми сетками с большим количеством элементов, а также с большим количеством рассматриваемых процессов, описываемыми отдельными дифференциальными уравнениями приводит к усложнению расчетной модели. Сложные модели требуют значительных вычислительных мощностей для решения.

Однако, при помощи расчетных комплексов можно рассчитать значения коэффициента конвективной теплоотдачи: для различных сочетаний значений плотности теплового потока через тепловое ограждение резервуара и давлений в парожидкостной системе. С помощью таких расчетов можно составить таблицы, которые будут пригодны для использования при параметрическом моделировании процессов теплообмена в парожидкостной системе. Практика показывает, что параметрическое моделирование процессов парожидкостной системе требует значительно меньших затрат машинного времени, по сравнению с традиционными методиками, например методом конечных элементов.

В статье [2] авторы используют для моделирования передачи тепла через тепловое ограждение мембранного танка к СПГ программу STAR-CCM+, для того чтобы оценить объем парообразования. При моделировании конвективного переноса теплоты использована модель турбулентности RK-E и модель испарения Розенау (Rohsenow). С учетом этого все процессы рассмотрены как нестационарные.

Авторы статьи [3] применили модель VoF (Volume of Fluid) для исследования процессов испарения и конденсации паров ацетона в АБХМ. В численном эксперименте использована модель турбулентности Transitional SST (Shear Stress Transport) которая рекомендована для переходного режима движения жидкости.

В работе [4] авторы использовали ПО Ansys Fluent для моделирования процессов теплообмена на всех участках кривой кипения. Авторы представляют объект моделирования в виде двухмерного геометрического объекта — расчетной зоне. Для сохранения постоянного давления в процессе моделирования в верхней части расчетной зоны предусмотрен выход для образующегося пара. Моделирование переноса теплоты осуществляется с учетом нестационарности процессов. Авторами принято допущение о ламинарном режиме движения в переходном слое криоагента. В качестве криоагента рассматривается жидкий азот. Используется модель расчета агрегатного состояния — VoF. Граничные условия на стороне подогрева определяются двумя способами: фиксированной величиной теплового потока и фиксированным значением температуры греющей поверхности.

Авторы статьи [5] исследуют конвективный теплоперенос в небольшом резервуаре СПГ при различных значениях давления и уровнях заполнения резервуара жидкостью. При построении математической модели авторы используют модель турбулентности SST K-ε и модель VoF. Все теплофизические параметры определяются как функция от температуры в системе.

В работах [6, 7] авторы рассматривают конвекцию в резервуаре СПГ при атмосферном и повышенном давлении. Аналогично с подходом, изложенным в статье [3], они используют нестационарную постановку задачи и для поддержания постоянного давления в системе наверху расчетной зоны располагают выход пара. Для расчета текущего значения плотности жидкости авторы применяют приближение Бусинеска.

В работе [8] авторы описывают математическую модель крупнотоннажного резервуара для СПГ, в которой они моделируют перенос теплоты за счет естественной конвекции жидкости до момента начала пузырькового кипения. Результаты численного моделирования температуры начала пузырькового кипения совпадают с экспериментальными.

На основании проведенного обзора литературы создана модель, описывающая конвективный теплообмен в резервуаре. В разработанной модели нет допущения о постоянстве режима движения флюида в пристеночной зоне. В зависимости от режима движения подбирается модель турбулентности: для ламинарного режима, переходного и турбулентного.

Математическая модель

Главной проблемой математического моделирования переноса теплоты через ограждение криогенных емкостей к жидкости является несоответствие начальных данных и граничных условий.

Главной проблемой, возникающей при математическом моделировании переноса теплоты через теплое ограждение к криогенным емкостям, является постановка граничных условий.

В большинстве случаев математические модели строятся с использованием граничных условий 1 рода, которые предполагают использование фиксированного значения температуры внутренней поверхности теплового ограждения. В то же время при тепловом расчете криогенных резервуаров чаще используют граничное условие второго рода, т. е. задают фиксированное значение плотности теплового потока через теплое ограждение.

Уравнение теплопроводности в интегральной форме [8]:

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_t} \rho v_x T dy - T_{\delta_t} \frac{d}{dx} \int_0^{\delta_t} \rho v_x dy = -\frac{\lambda}{C_p} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}, \quad (1)$$

где T_w — температура на греющей поверхности, К; T — температура основного слоя, К; T_{δ_t} — температура на внешней поверхности теплового слоя, К.

T_{δ_t} можно разложить уравнение в степенной ряд по степеням y/δ_t .

$$\frac{T_w - T}{T_w - T_{\delta_t}} = \frac{\vartheta}{\vartheta_{\delta_t}} = \alpha_0 + \alpha_1 \left(\frac{y}{\delta_t} \right) + \alpha_2 \left(\frac{y}{\delta_t} \right)^2 + \dots \quad (2)$$

Граничные условия для ϑ следуют из граничных условий для T :

$$\begin{aligned} y=0, \vartheta &= 0; \\ y=\delta_t, \vartheta &= \vartheta_{\delta_t}. \end{aligned}$$

Эти граничные условия дают следующие значения коэффициентов α : $\alpha_0=3/2$, $\alpha_1=0$, $\alpha_2=0$, $\alpha_3=-1/2$ и т. д. От-

сюда получается приближенное выражение, описывающее температуру внутри пограничного теплового слоя:

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_{\delta_t}} = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_t} \right)^3. \quad (3)$$

По закону Ньютона — Рихмана:

$$q = -\alpha (T_{\text{wall}} - T_{\text{fluid}}) = \alpha \Delta T, \quad (4)$$

где q — плотность теплового потока, Вт/м². Тепловой поток через изоляцию может быть определен по уравнению Фурье:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}. \quad (5)$$

Отсюда:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = \frac{\lambda}{\Delta T} \cdot \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right)_{y=0}. \quad (6)$$

Из уравнения (1):

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial y}_{y=0} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda}{\delta_t}. \quad (7)$$

Отсюда:

$$\alpha = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda}{\delta_t}. \quad (8)$$

Толщина теплового пограничного слоя [10]:

$$\delta_t = \sqrt{\pi \Delta T \cdot a}, \quad (9)$$

где $\alpha = \frac{\lambda}{C_p \rho}$ — температуропроводность теплового пограничного слоя. Все теплофизические значения принимаются для средней температуры теплового пограничного слоя.

Метод численного моделирования

Для нахождения значения коэффициента конвективной теплоотдачи необходимо определить значение теплового напора. Для это используется метод конечных элементов на базе ПО Ansys Fluent.

Поскольку СПГ состоит больше чем на 95% из метана — в данной модели принято допущение о том, моделируемую жидкость рассматривается как жидкий метан.

Задача решается в двухмерной постановке, что значительно упрощает и снижает вычислительную сложность.

По значениям базы данных REFPROP [11] были составлены полиномы, описывающие зависимости теплофизических параметров метана от давления. Температура в системе принимается равной температуре насыщения метана при заданном давлении.

$$T_{\text{sat}} = f(P). \quad (11)$$

Поверхностное натяжение жидкости:

$$\sigma = 3,46302 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2,7686 \cdot 10^{-4} \cdot T + 3,9533 \cdot 10^{-2}. \quad (12)$$

Удельная теплоемкость жидкости:

$$C_p = 1,0129 \cdot 10^{-2} \cdot T^3 - 3,7380 \cdot T^2 + 4,6912 \cdot 10^2 \cdot T - 1,6407 \cdot 10^4. \quad (13)$$

Теплопроводность жидкости:

$$\lambda = -1,2451 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 1,3894 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0,3405. \quad (14)$$

Вязкость жидкости:

$$v = 8,0862 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 - 3,0593 \cdot 10^{-9} \cdot T^2 + 4,2524 \cdot 10^{-7} \cdot T - 1,6354 \cdot 10^{-5}. \quad (15)$$

Плотность жидкости определяется в соответствии с корреляцией Буссинеска [12]:

$$\rho = \rho(T) = \rho_0 (1 - \beta\theta), \quad (16)$$

где β — коэффициент теплового расширения; θ — отклонение температуры от начального заданного условия, $\theta = T - T_0$.

При решении задач, включающих в себя испарение или конденсацию, для корректного расчета задается плотность наиболее легкого флюида в системе.

Теплофизические свойства пара метана задаются постоянными для каждого значения давления.

Режим движения флюида при условии естественной конвекции определяется в зависимости от значения числа Релея.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu \cdot k}. \quad (17)$$

Поскольку в модели рассматривается конвективный теплоперенос теплоты недогретой жидкостью, значение характерного размера l принимается равным толщине теплового пограничного слоя [13].

Граничное условие задается в виде условия первого рода — устанавливается фиксированная разница температур между греющей поверхностью и флюидом. Это позволяет рассчитывать значение числа Релея и определять режим движения жидкости. В зависимости от режима движения выбирается модель турбулентности. Также принимается условие прилипания, т. е. нулевая скорость на границе стенка-поток (no-slip condition). Угол краевого смачивания принимается постоянным и составляет 5° . Участок верхней границы расчетной области является отверстием для выхода образовавшегося пара.

При значениях числа Релея [14]:

— $Ra < 10^7$ — ламинарный режим, используется модель Laminar.

— $10^7 < Ra < 5 \cdot 10^8$ — переходный режим, используется модель Transition k-kl-omega.

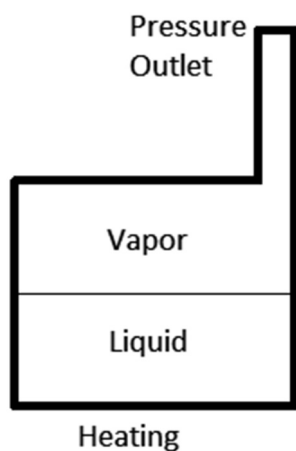


Рис. 1. Расчетная модель
Fig. 1. Calculation model

— $Ra > 5 \cdot 10^8$ — турбулентный неразвитый режим, используется модель Standard k-omega.

Для моделирования турбулентности выбрана модель k-omega, которая более корректно описывает эффекты, происходящие в вязком ламинарном подслое жидкости. Для корректной работы модели турбулентности используется расчетная сетка с мелким шагом разбиения около поверхности нагрева. Использование модели k-omega связано с соблюдением условий. Так безразмерная длина от центра оиды ячейки до стенки:

$$y^+ \approx 1. \quad (18)$$

Высота первой ячейки определяется по формуле [15]:

$$h^* = \frac{y^+ \mu}{\sqrt{\frac{0,058 \cdot Re^{-0,2} \nu^2}{2}}}, \quad (19)$$

где ν — скорость движения потока жидкости в пристеночной зоне. Скорость естественной конвекции криогенных жидкостей составляет от 0,001 до 0,01 м/с [16].

На основании полученного значения высоты первого ряда ячеек, касающегося стенки, строится расчетная сетка.

В ходе численного решения решается уравнение неразрывности [17]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m, \quad (20)$$

где S_m — масса, добавленная в неразрывную фазу, г;

Уравнение Навье–Стокса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F}, \quad (21)$$

где $\bar{\tau}$ — тензор напряжений; $\rho \vec{g}$ — гравитационные силы;

\vec{F} — внешние силы.

$$\bar{\tau} = \mu \left[\left(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} \cdot I \right], \quad (22)$$

где μ — молекулярная вязкость; I — единичный тензор.

Уравнение энергии:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \left(\sum_j h_j \vec{J}_j \right) + S_h, \quad (23)$$

где h — энтальпия вещества, Дж/кг; J — диффузионный поток, моль/($m^2 \cdot c$); S_h — теплота химических реакций и распределенных источников тепла, Дж; E — энергия:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}. \quad (24)$$

Для моделирования массопереноса применяется модель Ли [17] в сочетании с моделью VoF. Выбор обоснован наличием четкой границы раздела жидкой и газовой фаз.

Критерии сходимости решений дифференциальных уравнений установлены 10^{-3} для уравнения энергии, параметров k и w из модели турбулентности. Шаг изменения значения плотности теплового потока на греющей поверхности не превышает 10^{-3} Вт/ m^2 .

Расчеты были выполнены для диапазонов давлений от 0,1 до 2 МПа и температурных напоров от 0,002 до 0,12 К. Результаты моделирования приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения тепловых потоков

Table 1

Characteristics of heat flows

Температурный напор, К	Давление, МПа										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,4	1,7	2
0,12	452,78	478,78	491,07	501,83	511,06	528,35	606,30	619,66	630,29	645,37	662,51
0,1	377,31	398,98	409,25	418,07	425,89	440,08	505,32	516,39	525,58	537,85	552,03
0,07	264,11	279,29	286,47	292,65	298,01	345,81	353,26	361,46	367,90	376,49	381,88
0,05	188,65	199,49	204,62	208,91	212,87	217,36	224,81	231,61	262,78	268,91	274,93
0,04	150,92	159,59	163,50	165,68	170,28	176,13	179,66	185,29	210,22	215,13	222,31
0,03	113,19	119,69	122,62	125,38	127,80	132,08	134,40	138,97	157,66	161,35	165,22
0,02	75,45	79,79	81,85	83,68	85,20	88,04	89,14	92,64	95,47	98,19	100,87
0,01	37,72	39,90	40,92	41,81	42,59	44,02	45,73	46,32	47,76	49,10	50,43
0,008	30,14	31,92	32,74	33,44	34,08	35,22	36,42	37,06	38,21	39,28	40,35
0,005	18,86	19,95	20,46	20,90	21,30	22,01	22,68	23,16	23,88	24,55	25,22
0,003	11,32	11,97	12,28	12,54	12,78	13,21	13,62	13,90	14,33	14,73	15,13
0,002	7,55	7,98	8,18	8,36	8,52	8,80	9,02	9,26	9,55	9,82	10,09

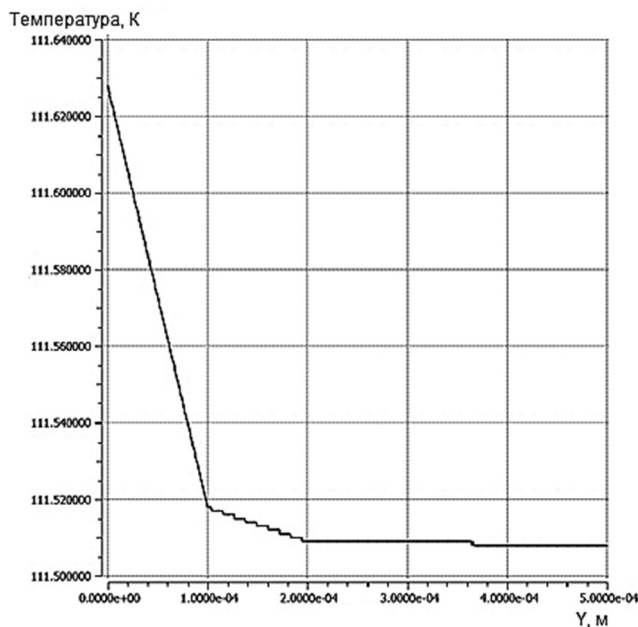
Таблица 2

Сравнение толщин переходного теплового слоя, определенных разными способами

Table 2

Widths of transitional thermal layer calculated by different methods

Температурный напор, К	Численный метод, мм	Аналитическая формула, мм
0,12	0,34	0,217186
0,1	0,29	0,198263
0,07	0,199	0,165879
0,05	0,19	0,140193
0,04	0,185	0,125393
0,03	0,188	0,108593
0,02	0,157	0,088666
0,01	0,1	0,062696
0,008	0,098	0,056077
0,005	0,089	0,044333
0,003	0,079	0,03434
0,002	0,04	0,028039

Рис. 2. Изменение толщины теплового слоя при $\Delta T = 0,12$ К и $P = 0,1$ МПаFig. 2. Changes of thermal layer width at $\Delta T = 0.12$ K and $P = 0.1$ МПа

На рис. 2 изображен график изменения температуры по толщине переходного теплового слоя. Полученные значения толщины теплового слоя коррелируют со значениями, получаемыми аналитически по формуле (9). Сравнение результатов, получаемых численным моделированием и аналитической формулой (9) представлено в табл. 2. По полученным данным видно, что значения, получаемые разными методами, одного порядка и сходны между собой.

Заключение

Для проведения теплового расчета криогенных резервуаров необходимо определять значение коэффициента конвективной теплоотдачи от внутренней поверхности теплового ограждения к криопродукту.

Существующие методы оценки величины коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции криопродуктов обеспечивает вычисления с достаточной точностью только для условий недогретой жидкости или перегретого пара. В тех случаях, когда флюид находится в насыщенном состоянии, эти методы неприменимы. Для расчета коэффициента теплопередачи применяются формулы, использующие значение теплового напора, который при моделировании теплоизоляции криогенных резервуаров это значение является неизвестным, и применяется другое граничное условие — фиксированный тепловой поток на греющей поверхности.

На основе использования методов вычислительной гидродинамики были составлены таблицы значений коэффициента теплоотдачи, которые позволяют установить связь между разными граничными условиями и определять значения теплового напора при различных давлениях в системе и параметрах изоляции. Подобные таблицы могут быть составлены для наиболее используемых

криоагентов: азот, метан, водород и др. Численное моделирование методом конечных элементов больших и сложных систем является крайне ресурсоемким и времязатратным процессом. Однако использование подобных

таблиц в сочетании с параметрическим моделированием позволяет добиться точных и быстрых результатов моделирования без использования серьезных вычислительных мощностей.

Литература/References

1. Adrian Bejan. Convection Heat Transfer. Fourth Edition. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA, 2013.
2. Gyu-Mok Jeon, Jong-Chun Park, Seongim Choi. Multiphase-thermal simulation on BOG/BOR estimation due to phase change in cryogenic liquid storage tanks. *Applied Thermal Engineering*. 5 February 2021, Vol. 184, 116264. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116264>
3. Hayder I. Mohammed, Donald Giddins, Gavin S. Walker. CFD multiphase modelling of the acetone condensation and evaporation process in a horizontal circular tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. May 2019, Vol. 134, P. 1159–1170. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.062>
4. Yi Liu, Tomasz Olewski, Luc N. Vechot Modeling of cryogenic liquid pool boiling by CFD simulation. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2015. Vol. 35, p. 125–134.
5. Ferrin J. L., Perez-Perez L. J. Numerical simulation of natural convection and boil-off in a small size pressurized LNG storage tank. *Computers and Chemical Engineering*. 2020. Vol. 138. P. 106840 <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2020.106840>
6. Sangeun Roh, Gihun Son. Numerical study of natural convection in a liquefied natural gas tank. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012, 26 (10), p. 3133–3140. DOI 10.1007/s12206-012-0820-x
7. Sangeun Roh, Gihun Son, Gildal Song, Junghong Bae Numerical study of transient convection in a pressurized LNG storage tank. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 52. p. 209–220. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.021>
8. Abdullah Saleem, Shamsizzaman Farooq, Iftekhar A. Karimi, Raja Banerjee Wall superheat at the incipient nucleate boiling condition for natural and forced convection: A CFD approach. *Computers and Chemical Engineering*. 2020, vol. 134, p. 106718. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2019.106718>
9. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика. М.: Наука, 1964. 816 с. [Fabrikant N. Ya. Aerodynamics. M.: Nauka, 1964. 816 p. (in Russian)]
10. Chi-Yeh Han, Peter Griffith The mechanism of heat transfer in nucleate pool boiling — Part I: Bubble initiation, growth and departure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1965, vol. 8, pp 887–904. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(65\)90073-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(65)90073-6)
11. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): version 10. [Electronic resource]: URL: <https://www.nist.gov/srd/refprop> (date of application 28.03.2023)
12. Natural convection and buoyancy driven flows. [Electronic resource]: URL: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node470.htm> (date of application 29.03.2023);
13. Belmedani M., Belgacem A., Rebiai R. Analysis of natural convection on liquid nitrogen under storage conditions. *Journal of Applied Sciences*. 2008. 8 (14): 2544–2552.
14. Furst J., Straka P., Prihoda J., Simurda D. Comparison of several models of the laminar/turbulent transition. *EPJ Web of Conferences*. 2013. Vol. 45, p. 01032. DOI: 10.1051/epjconf/20134501032
15. Ansys Fluent Users Guide Ansys Inc. 2013.
16. Randal F. Barron Cryogenic Heat Transfer CRC Press Boca Raton — 1999. DOI: <https://doi.org/10.1201/b15230>
17. ANSYS Fluent Theory Guide Ansys Inc. 2013.

Сведения об авторах

Иванов Лев Владимирович

Аспирант, инженер, Университет ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, levladv@mail.ru, ORCID 0000-0002-6916-7154

Баранов Александр Юрьевич

Д. т. н., профессор, Научно-производственное предприятие «КРИОН», 197375, Санкт-Петербург, Макулатурный проезд, 4, литер А, abaranov@itmo.ru, ORCID 0000-0002-9263-8153

Иконникова Анастасия Юрьевна

Аспирант, старший лаборант, Университет ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, aikonnikova@itmo.ru, ORCID 0000-0003-2665-5788

Баранов Матвей Владимирович

Аспирант, технолог, Научно-производственное предприятие «КРИОН», 197375, Санкт-Петербург, Макулатурный проезд, 4, литер А, mvbaranov@bk.ru, ORCID 0009-0004-1419-1482

Information about authors

Ivanov Lev V.

Postgraduate student, Engineer, ITMO University, Russia, 191002, St. Petersburg, Lomonosova str., 9, levladv@mail.ru, ORCID 0000-0002-6916-7154

Baranov Aleksandr Yu.

D. Sc., Professor, Research and Production Enterprise «KRYON», Russia, 197375, St. Petersburg, Makulaturny pas., 4, letter A, abaranov@itmo.ru, ORCID 0000-0002-9263-8153

Ikonnikova Anastasiia Yu.

Postgraduate student, Senior laboratory assistant, ITMO University, Russia, 191002, St. Petersburg, Lomonosova str., 9, aikonnikova@itmo.ru, ORCID 0000-0003-2665-5788

Baranov Matvey V.

Postgraduate student, Technologist, Research and Production Enterprise «KRYON», Russia, 197375, St. Petersburg, Makulaturny pas., 4, letter A, mvbaranov@bk.ru, ORCID 0009-0004-1419-1482

