

А. А. Ахременков, А. М. Цирлин

Математическая модель жидкостного погружного охлаждения вычислительных устройств

Аннотация. В работе предложена модель системы охлаждения вычислительных устройств при их непосредственном контакте с хладагентом. В первой части рассмотрены возможности системы с естественной циркуляцией жидкого хладагента. Во второй — то же для случая кипящего хладагента в нагревателе и конденсирующегося в конденсаторе. И в том, и в другом случае отсутствуют насосы для перекачки хладагента. В третьей части проведено сравнение двух этих систем.

Ключевые слова и фразы: жидкостное охлаждение, кипящий хладагент, естественная циркуляция.

Введение

Повышение мощности и компактности современных вычислительных устройств значительно повысило требования к системе охлаждения. Применение диэлектрических хладагентов позволяет погрузить вычислительный узел в жидкость [1–3]. Эффективность погружного жидкостного охлаждения значительно превышает эффективность воздушного, поскольку жидкость обладает большой теплоемкостью и коэффициентом теплоотдачи. Применение низкокипящих диэлектрических жидкостей позволяет еще более повысить эффективность систем охлаждения, т.к. при фазовом переходе теплоемкость и коэффициент теплоотдачи резко возрастают. В данной работе рассмотрены две математические модели погружных систем охлаждения: с использованием фазового перехода и без него.

1. Жидкостная система охлаждения погружного типа

Применение жидкости вместо воздуха позволяет значительно повысить объемную теплоотдачу системы охлаждения. Одним из недостатков данной системы охлаждения является необходимость

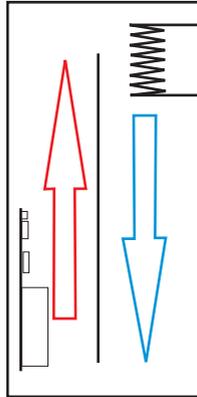


Рис. 1. Структура системы погружного жидкостного охлаждения конвективного типа

принудительной прокачки хладагента через систему, что снижает надежность системы, повышает энергозатраты и создает источник шума. Одним из способов решения данной проблемы является такая конструкция системы, при которой поток охлаждающей жидкости создается за счет ее естественной циркуляции.

Система (рис. 1) состоит из резервуара, разделенного на две части вертикальной термонепроницаемой перегородкой. В нижней части первой половины находится вычислительный узел, выделяющий теплоту. В верхней части второй половины производится охлаждение жидкости. За счет разницы температур и плотностей жидкостей в разных частях емкости происходит конвективный переток. Задача моделирования состоит в том, чтобы установить связь между физическими свойствами жидкости, высотой резервуара, температурой потока, охлаждающего хладагент, температурой и мощностью устройства, охлаждаемого хладагентом.

1.1. Математическая модель

Будем предполагать, что емкость теплоизолирована. Подвод теплоты происходит только от охлаждаемого вычислительного устройства, высота тепловыделяющего устройства равна $L_H < L$, где L [м] — общая высота установки, $t_H(x)$ [°C], $\alpha_H(x, w)$ [Вт·°C⁻¹·м⁻¹] — функции температуры поверхности и коэффициента теплоотдачи для вычислительного устройства, зависящие от текущей координаты по высоте x [м] и от скорости потока w [м·с⁻¹].

Введем эффективный коэффициент теплоотдачи

$$(1) \quad \int_0^{L_H} \alpha_H(x, w) dx = \bar{\alpha}_H(w), \quad \alpha_H(x, w) = 0 \quad \forall x \notin [0, L_H].$$

Для контакта жидкость-металлическая поверхность зависимость $\alpha_H(w)$ [Вт · °С⁻¹] имеет вид [4]

$$(2) \quad \alpha(w) = S(350 + 2000\sqrt{w}),$$

где S [м²] — площадь контакта.

Плотность теплового потока $q_+(x)$ [Вт · м⁻¹], отводимого в сечении x , равна

$$(3) \quad q_+(x) = \alpha_H(x, w)(t_H(x) - t_+(x)),$$

где $t_+(x)$ [°С] — температура охлаждающей жидкости в сечении x .

Суммарная тепловая нагрузка \bar{q} [Вт] (мощность охлаждаемого вычислительного узла) задана и равна

$$(4) \quad \int_0^{L_H} q_+(x) dx = \bar{q}.$$

Температура охлаждающей жидкости в сечении x равна

$$(5) \quad t_+(x) = \begin{cases} t_0 + \frac{1}{Cg} \int_0^x q_+(l) dl, & x \in [0, L_H] \\ t_0 + \frac{\bar{q}}{Cg}, & x \in [L_H, L] \end{cases},$$

где t_0 [°С] — температура охлаждающей жидкости, подаваемой в секцию с вычислительным узлом, g [кг · с⁻¹] — расход жидкости, C [Дж · кг⁻¹ · °С⁻¹] — удельная весовая теплоемкость жидкости.

Продифференцируем по x выражение (5) на отрезке $[0, L_H]$ с учетом (3), предполагая, что $\alpha_H(x, w) = \alpha_H(w) = S(350 + 2000\sqrt{w})/L_H$, $t_H(x) = t_H = \text{const}$. Получим

$$(6) \quad \frac{Cg}{\alpha_H(x)} \frac{dt_+}{dx} + t_+(x) - t_H = 0.$$

Решение уравнения (6) с граничным условием $t_+(0) = t_0$ имеет вид

$$(7) \quad t_+(x) = t_H + (t_0 - t_H)e^{-\frac{\alpha_H(w)x}{Cg}}.$$

Подставив полученное решение в равенство (4), найдем значение t_0 :

$$(8) \quad t_0 = t_H - \frac{\bar{q}}{w \left(1 - e^{-\frac{\alpha_H(w)L_H}{Cg}} \right)}.$$

В секции охлаждения находится теплообменник, охлаждающий жидкость. Он характеризуется функциями температуры $t_C(x)$ [°C] и коэффициента теплоотдачи $\alpha_C(x, w)$ [Вт · °C⁻¹ · м⁻¹]. Плотность теплового потока $q_-(x)$ [Вт · м⁻¹], отбираемого в сечении x , равна

$$(9) \quad q_-(x) = \alpha_C(x, w)(t_-(x) - t_C(x)),$$

где $t_-(x)$ [°C] — температура охлаждающей жидкости в сечении x .

Количество теплоты, отводимой в секции

$$(10) \quad \int_{L-L_C}^L q_-(x) dx = \bar{q}.$$

Температура охлаждающей жидкости в сечении x , в секции охлаждения равна

$$(11) \quad t_-(x) = \begin{cases} t_0, & x \in [0, L - L_C] \\ t_0 + \frac{1}{Cg} \int_0^x q_-(l) dl, & x \in [L - L_C, L] \end{cases}.$$

Предполагая, что

$\alpha_C(x, w) = \alpha_C(w) = S(350 + 2000\sqrt{w})/L_C$, $t_C(x) = t_C = \text{const}$, продифференцируем по x выражение (11) на отрезке $[L - L_C, L]$.

Решение уравнения (12)

$$(12) \quad \frac{Cg}{\alpha_C(x)} \frac{dt_-}{dx} - t_-(x) + t_C = 0$$

с граничным условием $t_-(L - L_C) = t_0$ имеет вид

$$(13) \quad t_-(x) = t_C + (t_0 - t_C) e^{-\frac{\alpha_C(w)(x-L+L_C)}{Cg}}.$$

Подставив полученное решение в равенство (10), найдем значение t_C :

$$(14) \quad t_C = t_0 - \frac{\bar{q}}{w \left(e^{-\frac{\alpha_C(w)L_C}{Cg}} - 1 \right)}.$$

Разность температур холодной и горячей частей жидкости приводит к различию плотностей холодной $\rho_-(x)$ [кг · м⁻³] и горячей $\rho_+(x)$ [кг · м⁻³] частей жидкости, что порождает движущую силу. Перепад давления Δp [Па] соответственно равен

$$(15) \quad \Delta p = g^G L \int_0^L (\rho_-(x) - \rho_+(x)) dx,$$

где g^G [м · с⁻²] — ускорение свободного падения.

Плотность жидкости линейно зависит от температуры

$$(16) \quad \rho(t) = \rho_0 + \rho_1(t + 273),$$

здесь $\rho_1 [K^{-1}]$ — коэффициент термического расширения.

Подставим выражения (16), (13), (7) в формулу (15) и проинтегрируем полученное выражение:

$$\int_0^L t_-(x)dx = t_0(L - L_C) + t_C L_C + \frac{(t_0 - t_C)gC}{\alpha_C(x)} \left(e^{\frac{\alpha_C(w)L_C}{gC}} - 1 \right),$$

$$\int_0^L t_+(x)dx = t_H L_H + (L - L_H) \left(t_0 + \frac{\bar{q}}{gC} \right) - \frac{(t_0 - t_H)gC}{\alpha_H(w)} \left(e^{-\frac{\alpha_H(w)L_H}{gC}} - 1 \right),$$

откуда

$$(17) \quad \Delta p = g^G L \rho_1 \left[\int_0^L t_-(x)dx - \int_0^L t_+(x)dx \right].$$

Создаваемое давление совершает работу, связанную с созданием скоростного потока $\Delta p_{ск}$ [Па] и преодолением гидравлического сопротивления $\Delta p_{тр}$ [Па]:

$$(18) \quad \Delta p = \Delta p_{ск} + \Delta p_{тр}.$$

Согласно [5] потери давления, связанные с созданием скоростного потока, равны

$$(19) \quad \Delta p_{ск} = w^2 \bar{\rho}_- / 2,$$

где w — скорость потока в секции охлаждения, $\bar{\rho}_- [кг \cdot м^{-3}]$ — средняя плотность в секции охлаждения. Потеря давления, связанная с трением, равна

$$(20) \quad \Delta p_{тр} = \lambda \frac{L}{d_e} \frac{w^2 \bar{\rho}_-}{2},$$

где λ — коэффициент трения (безразмерная величина), $d_e [м]$ — эквивалентный диаметр, $L [м]$ — длина. Для каналов некруглого сечения коэффициент λ равен (см. [5])

$$(21) \quad \lambda = \frac{57}{Re},$$

где Re – критерий Рейнольдса:

$$(22) \quad Re = wd_e \bar{\rho}_- / \mu.$$

Здесь μ [Па·с] – динамический коэффициент вязкости.

Подставим выражения (21) и (22) в (20), получим

$$(23) \quad \Delta p_{\text{тр}} = \frac{57Lw}{2d_e^2} \mu.$$

Расход жидкости, протекающей со скоростью w в трубе диаметра d_e , равен

$$(24) \quad g = 0.25w\pi d_e^2 \bar{\rho}_-.$$

Выразим из этого выражения $w(g)$ и подставим в выражения (18)–(20). Найдем $\Delta p(g)$:

$$(25) \quad \Delta p(g) = \frac{8g^2}{\pi^2 d_e^4 \bar{\rho}_-} + \frac{114Lg}{\pi d_e^4 \bar{\rho}_-} \mu.$$

Подставим полученное выражение в уравнение (17) и приведем его к итерационной форме

$$(26) \quad g_{i+1} = \gamma \left(g^G L \rho_1 \left[\int_0^L t_-(x) dx - \int_0^L t_+(x) dx \right] - \frac{8g^2}{\pi^2 d_e^4 \bar{\rho}_-} - \frac{114Lg}{\pi d_e^4 \bar{\rho}_-} \mu \right) + g_i,$$

где γ – коэффициент управления сходимостью итераций, i – номер итерации. В качестве начального приближения брался расход равный

$$g_0 = \frac{\bar{q}}{5C},$$

что соответствует расходу, обеспечивающему перепад температуры в 5°C .

Решение полученного уравнения итерационным методом позволяет найти значение расхода g , после чего по формулам (8), (14) могут быть найдены температуры t_0, t_C .

1.2. Пример

Решим задачу (26) для следующих начальных данных. Характеристики охлаждающей жидкости:

$$\rho(t) = 929.325 - 0.89625t [\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}], \quad C = 1605 [\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{K}],$$

$$\mu = 0.004555 [\text{Па} \cdot \text{с}].$$

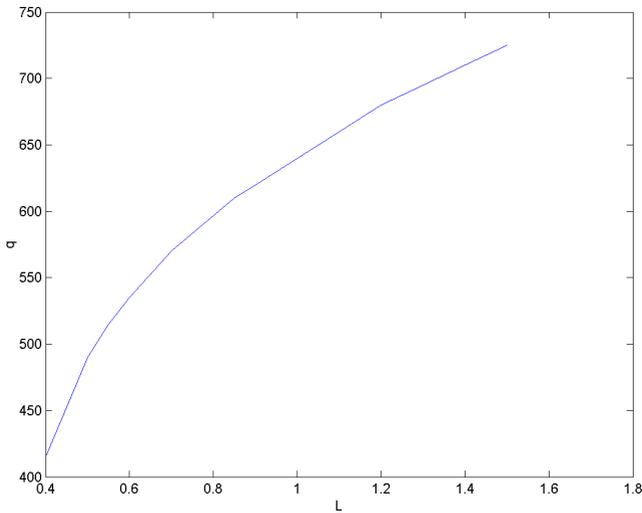


Рис. 2. Зависимость между отбираемой мощностью q [Вт] и высотой столба хладагента L [м] при фиксированных значениях $t_C = 30^\circ\text{C}$, $t_H = 57^\circ\text{C}$

Характеристики теплоотводящей секции:

$$S = 0.05[\text{м}^2], \alpha_C = 120[\text{Вт} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}], d_e = 0.05[\text{м}].$$

Характеристики тепловыделяющей секции:

$$\alpha_H = 120[\text{Вт} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}], t_H = 57[^\circ\text{C}].$$

Коэффициент сжатия для решения итерационного уравнения (26) брался равным $\gamma = 0.01$. На рис. 2 представлена зависимость отбираемой мощности от высоты емкости при фиксированном значении температуры $t_C = 30^\circ\text{C}$.

2. Жидкостная система охлаждения погружного типа с использованием кипящего хладагента

Применение кипящего хладагента (с температурой кипения 50°C при атмосферном давлении) позволяет еще более повысить эффективность системы охлаждения (рис. 3), состоящей из испарителя, в котором находится вычислительный узел, выделяющий теплоту,

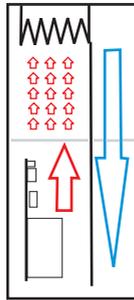


Рис. 3. Структура системы погружного жидкостного охлаждения с кипящим хладагентом

и конденсатора, в котором получившийся пар конденсируется и стекает обратно в емкость.

2.1. Математическая модель

Будем предполагать, что в стационарном режиме температура жидкости равна температуре кипения t_B [$^{\circ}\text{C}$] и вся теплота, выделяемая вычислительным устройством, уходит на испарение. Расход жидкости при испарении существенно меньше, чем при жидкостном охлаждении (с одинаковой тепловой нагрузкой \bar{q}), следовательно, высота столба хладагента L ни как ни влияет на работу системы охлаждения. Поскольку температура вычислительного устройства t_H , температура охлаждающей жидкости t_B , удельный коэффициент теплоотдачи α_B [$\text{Вт} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1} \cdot \text{м}^{-2}$] и площадь контакта S_B [м^2] заданы, то предельная отводимая мощность \bar{q} [Вт] равна

$$(27) \quad \bar{q} = S_B \alpha_B (t_H - t_B).$$

В этом случае массовый поток пара g_{Π} [$\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$] равен

$$(28) \quad g_{\Pi} = \bar{q}/r,$$

где r [$\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1}$] — удельная теплота парообразования охлаждающей жидкости. Объемный расход пара g_V [$\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$] равен

$$(29) \quad g_V = g_{\Pi} \rho_{\Pi},$$

где ρ_{Π} [$\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$] — плотность пара.

Кипение жидкости может происходить в двух режимах: пузырьковым и пленочном. При малых значениях разности между температурой кипения и нагревателя режим кипения пузырьковый. При увеличении этой разности кипение переходит к пленочному режиму. Между нагревателем и жидкостью образуется непрерывная паровая прослойка, что значительно понижает коэффициент теплоотдачи. Система охлаждения должна быть спроектирована таким образом, чтобы не допускать пленочного режима кипения жидкости.

Удельный коэффициент теплоотдачи α_B при пузырьковом кипении равен [5]

$$(30) \quad \alpha_B = \left[0,075 + 0,75 \left(\frac{\rho_{\Pi}}{\rho_{\text{Ж}} - \rho_{\Pi}} \right)^{2/3} \right] \sqrt[3]{\frac{\lambda \bar{q}^2}{\nu \sigma (273 + t_B)}},$$

где $\rho_{\text{Ж}}$ [кг · м⁻³] — плотность жидкости, λ [Вт · м⁻¹ · К⁻¹] — коэффициент теплопроводности, $\nu = \mu/\rho_{\text{Ж}}$ [м² · с⁻¹] — кинематическая вязкость, σ [Н · м⁻¹] — коэффициент поверхностного натяжения.

В конденсатор пар поступает при температуре кипения и, конденсируясь, отдает теплоту охлаждающей жидкости. Будем предполагать, что вся жидкость после конденсации попадает в емкость при температуре кипения. Количество теплоты q_K [Вт], отводимое при конденсации, равно

$$(31) \quad q_K = K_K(t_B - t_C),$$

где t_C [°С] — температура охлаждающей жидкости, K_K [Вт · °С⁻¹] — коэффициент теплопередачи,

$$(32) \quad K_K = \frac{S_K}{\frac{1}{\alpha_K} + \frac{\delta}{\alpha_C} + \frac{1}{\alpha_{\text{Ж}}}},$$

и α_K [Вт · м⁻² · °С⁻¹] — удельный коэффициент теплоотдачи для конденсирующего пара, α_C [Вт · м⁻¹ · °С⁻¹] — теплопроводность стенки теплообменника, δ [м] — толщина стенки, $\alpha_{\text{Ж}}$ [Вт · м⁻² · °С⁻¹] — удельный коэффициент теплоотдачи нагреваемой жидкости, S_K [м²] — площадь контакта.

Удельный коэффициент теплоотдачи для конденсирующего пара α_K в конденсаторе из пучка вертикальных труб высотой H [м] равен [5]

$$(33) \quad \alpha_K = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho_{\text{Ж}}^2 g Gr}{\mu (t_B - t_C) H}},$$

где μ [Па·с] — динамическая вязкость, g^G — ускорение свободного падения. Площадь контакта в конденсаторе, содержащем пучок из n труб диаметра d [м] и высоты H [м], равна

$$(34) \quad S_K = n\pi dH.$$

Из условия теплового баланса $\bar{q} = q_K$ можно определить температуру охлаждающей жидкости

$$(35) \quad t_C = t_B - \frac{\bar{q}}{K_K}.$$

3. Сравнение двух типов охлаждения

Для сравнения двух типов охлаждения рассмотрим систему жидкостного охлаждения со следующими параметрами: $S_B=0.05$ м², $t_C = 25^\circ\text{C}$, $t_0 = 35.8^\circ\text{C}$, соответствующее значение тепловой нагрузки равно $q = 432$ Вт, высота ванны $L = 0.6$ м, максимальная температура охлаждающей жидкости на выходе из холодильника равна 46.9°C .

Для следующих исходных данных рассчитаем характеристики системы охлаждения:

$$\begin{aligned} S_B &= 0.05[\text{м}^2], \quad \lambda = 0.124[\text{Вт} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}], \quad \rho_{\text{ж}} = 911[\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}], \\ \nu &= \frac{\mu}{\rho_{\text{ж}}} = 2.8 * 10^{-6}[\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-1}], \quad \sigma = 20 * 10^{-3}[\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}], \\ \rho_{\text{п}} &= 1.2[\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}], \quad t_H = 60^\circ\text{C}, \quad t_B = 50^\circ\text{C}, \quad r = 90[\text{кДж} \cdot \text{кг}^{-1}]. \end{aligned}$$

Найдем удельный коэффициент теплоотдачи α_B по формуле (30):

$$\alpha_B = 1470 [\text{Вт} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \cdot \text{м}^{-2}],$$

соответствующее значение тепловой нагрузки (27) равно 735 [Вт], коэффициент теплопередачи при конденсации (33) $K_K = 93.6$ [Вт·°C⁻¹], максимально отбираемая теплота $q = 2340$ [Вт].

Для сравнения двух систем зафиксируем температуры охлаждающей жидкости $t_C = 25^\circ\text{C}$, вычислительного устройства $t_H = 60^\circ\text{C}$, тепловыделяющей площади в вычислительном устройстве и холодильнике/конденсаторе. Коэффициент теплоотдачи при кипении (30) в 4.2 раза больше, чем при нагреве (2), разность температур при кипении равна 10°C , а при нагреве — 25°C . Таким образом, теплосъем в системе с кипящим хладагентом в 1.7 раз больше. При конденсации паров коэффициент теплоотдачи (33) в 5.2 раза больше, чем коэффициент теплообмена в холодильнике, разность температур при конденсации

равна 25°C , а при охлаждении — 15°C . Следовательно, эффективность охлаждения при конденсации в $25/15 * 5.2 = 8.7$ раза больше, чем при охлаждении в системе с некипящим хладагентом.

Применение жидкостных погружных системы охлаждения вычислительных устройств позволяет значительно повысить их эффективность по сравнению с воздушными. При этом достигается большая компактность размещения устройств. Система охлаждения с кипящим хладагентом обладает только одним недостатком: герметичное исполнение. Но ее эффективность в разы превышает простую погружную систему и она не требует создания циркуляции жидкости. Также стоит отметить компактность конденсатора, по сравнению с обычным теплообменником для охлаждения хладагента.

Список литературы

- [1] В. С. Лытарь. «Реализация суперкомпьютеров с массивно-параллельной архитектурой и прямым жидкостным охлаждением на примере стенда RSC Petastream», *Наука и образование в XXI веке*, Сборник научных трудов по материалам международной научно-практической конференции. Т. 15 (31 октября 2014 г.), ООО «Консалтинговая компания Юком», Тамбов, 2014, с. 88–90. [↑] [187](#)
- [2] Ю. Хомуткий. «Жидкостное охлаждение в ЦОД: опыт, выводы, перспективы», *Журнал сетевых решений LAN*, 2013, №4, с. 42–47. [↑] [187](#)
- [3] В. П. Киц, А. А. Новиков, С. А. Пахомова. «Эффективность жидкостного охлаждения центрального процессора персонального компьютера», *Инженерный вестник*, 2015, №1, с. 1–2. [↑] [187](#)
- [4] Х. Кухлинг. *Справочник по физике*, Мир, М., 1985. [↑] [189](#)
- [5] А. Г. Касаткин. *Основные процессы и аппараты химической технологии*, Изд. 9-е, Химия, М., 1973, 750 с. [↑] [191,195](#)

Рекомендовал к публикации

Программный комитет

Четвёртого национального суперкомпьютерного форума *НСКФ-2015*

Об авторах:



Андрей Александрович Ахременков

ИПС им. А.К. Айламазяна РАН, с.н.с. ИЦСА. Области исследований: термодинамика при конечном времени, промышленное моделирование

e-mail:

andrei@svp.botik.ru



Анатолий Михайлович Цирлин

ИПС им. А.К. Айламазяна РАН, г.н.с. ИЦСА. Области исследований: теория оптимального управления, условия оптимальности усредненных задач, термодинамика при конечном времени, термодинамический подход к анализу экономических систем

e-mail:

tsirlin@sarc.botik.ru

Пример ссылки на эту публикацию:

А. А. Ахременков, А. М. Цирлин. «Математическая модель жидкостного погружного охлаждения вычислительных устройств», *Программные системы: теория и приложения*, 2016, **7**:1(28), с. 187–199.

URL:

http://psta.psiras.ru/read/psta2016_1_187-199.pdf

Andrei Akhremenkov, Anatoly Tsirlin. *Mathematical model of liquid immersion cooling system for supercomputer*.

ABSTRACT. In this paper, a model of the cooling system for supercomputer with their direct contact with the refrigerant. The first part considers the capabilities of the system with natural circulation of the liquid refrigerant. The second for the case of boiling refrigerant in the heater and condensed in the condenser. In all cases there are no pumps to pump the refrigerant. In the third part a comparison of these two systems. (*In Russian*).

Key words and phrases: immersion cooling system, boiling refrigerant, natural circulation.

References

- [1] V.S. Lytar'. "Implementation of supercomputers with massively parallel architecture and direct liquid cooling considering RSC Petastream stand", *Nauka i obrazovaniye v XXI veke*, Sbornik nauchnykh trudov po materialam mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. V. 15 (31 oktyabrya 2014 g.), ООО "Konsaltingovaya kompaniya Yukom", Tambov, 2014, pp. 88–90 (in Russian).
- [2] Yu. Khomutkiy. "Liquid cooling in the data center: experience, conclusions, perspectives", *Zhurnal setevykh resheniy LAN*, 2013, no.4, pp. 42–47 (in Russian).
- [3] V. P. Kits, A. A. Novikov, S. A. Pakhomova. "The efficiency of PC CPU liquid cooling", *Inzhenernyy vestnik*, 2015, no.1, pp. 1–2 (in Russian).
- [4] Kh. Kukhling. *Handbook of physics*, Mir, M., 1985 (in Russian).
- [5] A. G. Kasatkin. *Basic processes and apparatuses of chemical technology*, Izd. 9-ye, Khimiya, M., 1973 (in Russian), 750 p.

Sample citation of this publication:

Andrei Akhremenkov, Anatoly Tsirlin. "Mathematical model of liquid immersion cooling system for supercomputer", *Program systems: theory and applications*, 2016, **7**:1(28), pp. 187–199. (*In Russian*).

URL: http://psta.psiras.ru/read/psta2016_1_187-199.pdf