

Авиационная и ракетно-космическая техника

УДК 62-642

doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-73-83

Тепловая математическая модель двухфазного контура с механическим насосом и тепловым гидроаккумулятором

Н.О. Борщев

Астрокосмический центр Федерального государственного бюджетного учреждения науки Физический институт им. П.Н. Лебедева Российской академии наук

Thermal Mathematical Model of a Two-Phase Circuit with Mechanical Pump and Thermal Hydraulic Accumulator

N.O. Borshchev

Lebedev Physical Institute of Russian Academy of Sciences

Рост тепловыделения в космических аппаратах с одновременным увеличением их размеров поставил задачу разработки систем терморегулирования, использующих двухфазный кипящий теплоноситель. В нем теплота аккумулируется в виде скрытой теплоты парообразования, что дает возможность переносить значительно большее количество теплоты на единицу массового расхода теплоносителя, чем при применении однофазного теплоносителя. Кроме того, использование теплообмена при кипении позволяет поддерживать температуру объектов практически во всем контуре близкой к температуре кипения выбранного теплоносителя. Все процессы теплопередачи, протекающие при изменении агрегатного состояния вещества, происходят значительно интенсивнее, чем при обычном конвективном теплообмене, поэтому масса теплообменных аппаратов, арматуры и регулирующих органов двухфазного контура будет значительно меньше их массы в контуре с однофазным теплоносителем. Прокладку теплоносителя в двухфазных системах обеспечения теплового режима должны выполнять капиллярные или механические насосы. При большой мощности выгоднее использовать двухфазный кипящий теплоноситель с механическим насосом. Созданию систем терморегулирования на основе двухфазного контура должна предшествовать разработка математической адекватной модели двухфазного кипящего теплоносителя. Предложена математическая модель, с помощью которой можно проанализировать работу двухфазного кипящего теплоносителя, выполнить расчеты гидродинамических и тепломассообменных процессов.

Ключевые слова: тепловая труба, конвективный теплообмен, двухфазный кипящий теплоноситель

Growing heat release in spacecraft accompanied by simultaneous increase in its amount set the task of developing thermal control systems using the two-phase boiling coolant. It ac-

cumulates heat in the form of latent vaporization heat making it possible to transfer much larger amount of heat per the coolant unit mass flow rate than at using a single-phase coolant. In addition, introduction of heat transfer at boiling allows maintaining the object temperature in almost the entire circuit close to the boiling temperature of the selected coolant. All heat transfer processes that occur, when the substance aggregation state changes, are much more intensive than with the conventional convective heat transfer; therefore, the mass of heat exchangers, fittings and control elements of the two-phase circuit would be significantly lower than their mass in a single-phase coolant circuit. Capillary or mechanical pumps should pump the coolant in two-phase systems to ensure the thermal regime. At high power, it is more advantageous to use the two-phase boiling coolant with a mechanical pump. Creation of thermal control systems based on the two-phase circuit should be preceded by elaboration of an adequate mathematical model of the two-phase boiling coolant. Mathematical model is proposed that could be used to analyze operation of the two-phase boiling coolant and calculate hydrodynamic, heat and mass transfer processes.

Keywords: heat pipe, convective heat transfer, two-phase boiling coolant

Увеличение в космических аппаратах тепловыделения и размеров требует разработки систем терморегулирования, использующих двухфазный кипящий теплоноситель (ТН). Прокачку ТН в двухфазных системах обеспечения теплового режима должны выполнять капиллярные или механические насосы [1–4]. При большой мощности выгоднее использовать двухфазный кипящий ТН с механическим насосом.

При разработке математической модели двухфазного контура (ДФК) с механическим насосом предполагалось, что давление и температура ТН в контуре поддерживаются постоянными с помощью гидроаккумулятора с тепловым регулированием (далее ТГА). Практика показывает, что давление и температура ТН в контуре меняются с изменением тепловой нагрузки. Происходит постоянное перераспределение ТН из ТГА в ДФК и обратно, что требует применения специальных органов регулирования этих параметров.

Цель работы — исследование совместной работы ДФК и ТГА и их реакции на изменение тепловой нагрузки в ДФК и внешних условий функционирования.

Принципиальная схема ДФК с ТГА [4] приведена на рис. 1. Там же обозначены тепловые потоки и температуры ТН, использованные при составлении математической модели ДФК с ТГА. Показан вариант, когда конденсатор охлаждается жидким ТН.

Система состоит из насоса, трубопроводов, испарителя, расположенного в приборных панелях, конденсатора с контуром охлаждения (радиатором или конвективным теплообменным аппаратом — теплообменником) и ТГА, гидравлически объединенного с контуром со-

единительным трубопроводом. Насос по напорной гидролинии нагнетает ТН в контур.

За насосом поток разделяется — большая часть по байпасной линии направляется в конденсатор, а оставшаяся — в испаритель, где теплота от электронных приборов подводится к ТН. В результате ТН нагревается до состояния насыщения и испаряется. На выходе из испарителя ТН должен находиться в двухфазном состоянии с паросодержанием $x \approx 0,8$.

Двухфазный ТН поступает в конденсатор, где конденсируется. Затем конденсат через капиллярный затвор попадает в область переохладения, где смешивается с ТН, поступающим по байпасной линии, и переохлаждается до температуры ниже температуры насыщения. Теплота, отводимая от ТН в конденсаторе, по тепловым трубам передается излучающим панелям или к ТН контура охлаждения и отводится во внешнюю среду.

Давление ТН в контуре регулируют с помощью ТГА путем поддержания баланса между теплотой, отводимой от двухфазного ТН в ТГА к переохлажденному ТН, который циркулирует в теплообменнике внутри ТГА, и теплотой, подводимой ленточным электронагревателем, установленным на корпусе ТГА. Если теплоты отводится больше, чем подводится, то давление падает, если меньше — возрастает.

При увеличении давления в ТГА часть жидкости вытесняется из ТГА в ДФК, уменьшается площадь зоны конденсации в конденсаторе ДФК (см. рис. 1). Если тепловая нагрузка от приборов остается постоянной, то температура пара должна возрасти, чтобы сбросить то же количество теплоты с меньшей площади конденсатора.

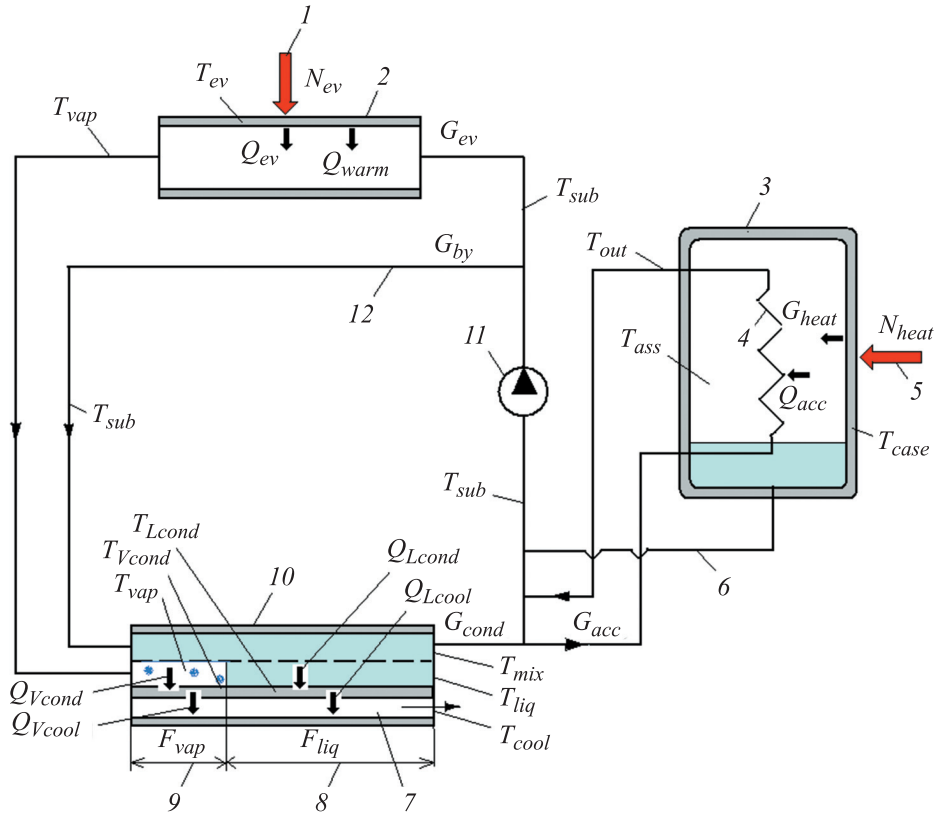


Рис. 1. Схема ДФК с ТГА:

1 и 5 — теплота, поступающая от приборов и электроннагревателя; 2 — испаритель; 3 — ТГА; 4 — теплообменник для отвода теплоты из ТГА; 6 — соединительный трубопровод; 7 — контур охлаждения; 8 и 9 — зона переохлаждения и конденсации; 10 — конденсатор; 11 — насос; 12 — байпасная линия с жидким ТН

Рост температуры пара сопровождается повышением давления насыщения. Этот процесс будет продолжаться до тех пор, пока давление в ДФК не сравняется с давлением в ТГА, а температура — с температурой ТН в ТГА. При уменьшении давления в ТГА справедлива обратная картина.

Анализ теплогидравлических процессов в системе терморегулирования ДФК проводили с использованием математического моделирования. ТГА и ДФК разбивали на зоны переохлаждения и конденсации (см. рис. 1), после чего составляли систему дифференциальных и алгебраических уравнений для температур и тепловых потоков в этих зонах.

При этом принимали следующие допущения:

- транспортное запаздывание температуры ТН при его движении по трубопроводам отсутствует;
- температура пара остается неизменной при движении ТН по трубопроводам в результате потерь давления;
- смешение конденсата с ТН байпасной линией происходит на выходе из конденсатора;

- температура пара в зоне конденсации зависит от количества теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости (или радиатору-излучателю), и от площади зоны конденсации;
- давление в ДФК зависит от температуры пара в зоне конденсации.

Температура пара в зоне конденсации (такой же будет температура пара в испарителе)

$$T_{vap} = T_{Vcond} + \frac{Q_{vap}}{\alpha_{vap} F_{vap}}, \quad (1)$$

где T_{Vcond} — температура корпуса конденсатора в зоне конденсации, К; Q_{vap} — количество теплоты, затраченное на испарение ТН в испарителе, Вт; α_{vap} — коэффициент теплоотдачи от пара к стенке конденсатора в зоне конденсации, Вт/(м²·К); F_{vap} — площадь зоны конденсации пара, м².

Температура сконденсировавшегося пара (конденсата) на выходе из конденсатора,

$$T_{liq} = T_{vap} - \frac{Q_{liq}}{W_{ev}}. \quad (2)$$

Здесь Q_{liq} — количество теплоты, затраченное на переохлаждение ТН в конденсаторе, Вт;

$$W_{ev} = G_{ev}c_{liq},$$

где G_{ev} — расход ТН через испаритель, кг/с; c_{liq} — удельная теплоемкость жидкого ТН, Дж/(кг·К).

Температура ТН на выходе из конденсатора после смешения с ТН байпасной линии

$$T_{mix} = \frac{G_{by}}{G_{cond}}T_{sub} + \frac{G_{ev}}{G_{cond}}T_{liq}, \quad (3)$$

где G_{by} — расход ТН через байпасную линию, кг/с; G_{cond} — расход ТН через конденсатор, $G_{cond} = G_{ev} + G_{by}$, кг/с; T_{sub} — температура ТН на входе в испаритель, К.

Температура ТН на выходе из теплообменника ТГА

$$T_{out} = E_{acc}T_{mix} + (1 - E_{acc})T_{acc}; \quad (4)$$

$$E_{acc} = \exp\left(-\frac{k_{acc}F_{acc}}{W_{acc}}\right).$$

Здесь T_{acc} — температура пара в ТГА, К; k_{acc} — коэффициент теплопередачи от ТН в ТГА к ТН в теплообменнике ТГА, Вт/(м²·К); F_{acc} — площадь теплообменника ТГА, м²;

$$W_{acc} = G_{acc}c_{liq},$$

где G_{acc} — расход ТН через теплообменник ТГА, кг/с.

Коэффициент теплопередачи от ТН в ТГА к ТН в теплообменнике ТГА

$$k_{acc} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{acc}} + \frac{1}{\alpha_{vap}}},$$

где α_{acc} — коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника ТГА к ТН внутри теплообменника, Вт/(м²·К).

Температура ТН на входе в испаритель (после смешения с ТН, прошедшим через теплообменник ТГА)

$$T_{sub} = \frac{G_{cond} - G_{acc}}{G_{cond}}T_{mix} + \frac{G_{acc}}{G_{cond}}T_{out}. \quad (5)$$

Изменение температуры корпуса испарителя T_{ev} , К, определяется выражением

$$(MC)_{ev} \frac{dT_{ev}}{d\tau} = N_{ev} - Q_{ev}, \quad (6)$$

где $(MC)_{ev}$ — массовая теплоемкость корпуса испарителя, Дж/К; τ — время; N_{ev} — тепловой поток от приборно-агрегатного оборудования;

Q_{ev} — тепловой поток от стенки испарителя к ТН, Вт.

Изменение температуры корпуса ТГА вычисляется как

$$(MC)_{acc} \frac{dT_{case}}{d\tau} = N_{heat} - Q_{heat}, \quad (7)$$

где $(MC)_{acc}$ — массовая теплоемкость корпуса ТГА, Дж/К; T_{case} — температура внутренней поверхности корпуса ТГА, К; N_{heat} — тепловой поток, идущий на нагрев ТГА; Q_{heat} — тепловой поток от стенки ТГА к ТН в ТГА, Вт.

Тепловые потоки (см. рис. 1) описываются следующими выражениями:

- количество теплоты, затраченное на испарение ТН в испарителе,

$$Q_{vap} = Q_{ev} - Q_{warm}; \quad (8)$$

- тепловой поток от стенки испарителя к ТН

$$Q_{ev} = \alpha_{ev}F_{ev}(T_{ev} - T_{vap}); \quad (9)$$

- количество теплоты, затраченное на подогрев вошедшей в испаритель жидкости до температуры насыщения пара,

$$Q_{warm} = W_{ev}(T_{vap} - T_{sub}); \quad (10)$$

- количество теплоты, затраченное на переохлаждение ТН в конденсаторе,

$$Q_{liq} = W_{ev}(1 - E_{liq})(T_{vap} - T_{Lcond}); \quad (11)$$

- тепловой поток от стенки ТГА к ТН в ТГА

$$Q_{heat} = \alpha_{case}F_{case}(T_{case} - T_{acc}); \quad (12)$$

- тепловой поток от ТН в ТГА к ТН в теплообменнике ТГА

$$Q_{acc} = W_{acc}(1 - E_{acc})(T_{acc} - T_{mix}); \quad (13)$$

- тепловой поток от пара в зоне конденсации к стенке конденсатора

$$Q_{Vcond} = \alpha_{vap}F_{vap}(T_{vap} - T_{Vcond}); \quad (14)$$

- тепловой поток от ТН в зоне переохлаждения к стенке конденсатора

$$Q_{Lcond} = Q_{liq}.$$

Здесь α_{ev} — коэффициент теплоотдачи от корпуса испарителя к пару в испарителе Вт/(м²·К); F_{ev} — площадь внутренней поверхности испарителя, м²; T_{Lcond} — температура корпуса конденсатора в зоне переохлаждения, К; F_{case} — площадь внутренней поверхности корпуса ТГА, м²; α_{case} — коэффициент теплоотдачи от корпуса от ТН в ТГА, Вт/(м²·К);

$$E_{liq} = \exp\left(-\frac{\alpha_{liq} F_{liq}}{W_{ev}}\right),$$

где α_{liq} — коэффициент теплоотдачи от жидкого ТН к стенке конденсатора в зоне переохлаждения, Вт/(м²·К); F_{liq} — площадь зоны переохлаждения пара, м².

Охлаждение с помощью конвективного теплообменника. При использовании в качестве стока теплоты конвективного теплообменника с охлаждающей жидкостью, имеющей температуру T_{cool} , К, справедливы следующие уравнения:

- для изменения температуры корпуса конденсатора в зоне конденсации

$$(MC)_{Vcond} \frac{dT_{Vcond}}{d\tau} = Q_{Vcond} - Q_{Vcool}; \quad (15)$$

- для изменения температуры корпуса конденсатора в зоне переохлаждения

$$(MC)_{Lcond} \frac{dT_{Lcond}}{d\tau} = Q_{Lcond} - Q_{Lcool}; \quad (16)$$

- для теплового потока от стенки конденсатора в зоне конденсации к охлаждающей жидкости

$$Q_{Vcool} = \alpha_{cool} F_{vap} (T_{Vcond} - T_{cool}); \quad (17)$$

- для теплового потока от стенки конденсатора в зоне переохлаждения к охлаждающей жидкости

$$Q_{Lcool} = \alpha_{cool} F_{liq} (T_{Lcon} - T_{cool}), \quad (18)$$

где $(MC)_{Vcond}$ и $(MC)_{Lcond}$ — массовая теплоемкость корпуса конденсатора в зоне конденсации и переохлаждения, Дж/К; α_{cool} — коэффициент теплоотдачи от корпуса конденсатора к охлаждающей жидкости, Вт/(м²·К).

Охлаждение с помощью радиационного теплообменника. При использовании в качестве стока теплоты радиационного теплообменника с тепловыми трубами справедливы следующие уравнения [5–9]:

- для изменения температуры корпуса конденсатора в зоне конденсации

$$(MC)_{Vcond} \frac{dT_{Vcond}}{d\tau} = Q_{Vcond} - Q_{Vhp}; \quad (19)$$

- для изменения температуры корпуса конденсатора в зоне переохлаждения

$$(MC)_{Lcond} \frac{dT_{Lcond}}{d\tau} = Q_{Lcond} - Q_{Lhp}; \quad (20)$$

- для изменения температуры радиатора в зоне конденсации

$$(MC)_{Vrad} \frac{dT_{Vrad}}{d\tau} = Q_{Vhp} - F_{Vrad} \eta_{rad} (\epsilon \sigma T_{Vrad}^4 - q_{abs}); \quad (21)$$

- для изменения температуры радиатора в зоне переохлаждения

$$(MC)_{Lrad} \frac{dT_{Lrad}}{d\tau} = Q_{Lhp} - F_{Lrad} \eta_{rad} (\epsilon \sigma T_{Lrad}^4 - q_{abs}); \quad (22)$$

- для теплового потока от стенки конденсатора к радиатору по тепловым трубам в зоне конденсации

$$Q_{Vhp} = k_{Vhp} (T_{Vcond} - T_{Vrad}); \quad (23)$$

- для теплового потока от стенки конденсатора к радиатору по тепловым трубам в зоне переохлаждения

$$Q_{Lhp} = k_{Lhp} (T_{Lcond} - T_{Lrad}), \quad (24)$$

где $(MC)_{Vrad}$ и $(MC)_{Lrad}$ — массовая теплоемкость корпуса радиатора в зоне конденсации и переохлаждения, Дж/К; T_{Vrad} и T_{Lrad} — температура радиатора в зоне конденсации и переохлаждения, К; F_{Vrad} и F_{Lrad} — площадь радиатора, связанная с зоной конденсации и переохлаждения, м²; η_{rad} — коэффициент эффективности оребрения радиатора; ϵ — степень черноты покрытия радиатора; σ — коэффициент Стефана — Больцмана; q_{abs} — внешнее излучение от Солнца, Земли и элементов конструкции, поглощенное радиатором, Вт/м²; k_{Vhp} и k_{Lhp} — проводимость тепловых труб, связанных с зоной конденсации и переохлаждения, Вт/(м²·К).

Расчет давления в ТГА. Температура пара в ТГА T_{acc} зависит от давления в ТГА. Уравнение для расчета давления пара в ТГА получают путем совместного решения уравнений Клайперона — Менделеева для пара как идеального газа и уравнения Клайперона — Клаузиуса для пара на линии насыщения.

Уравнение Клайперона — Менделеева для пара в ТГА [6] имеет вид

$$p_{acc} V_{vap} = M_{vap} R_{am} T_{acc}, \quad (25)$$

где p_{acc} , V_{vap} и M_{vap} — давление, объем и масса пара в ТГА соответственно; R_{am} — газовая постоянная для аммиака.

Дифференцируя уравнение (25) по времени, получаем

$$\begin{aligned} V_{vap} \frac{dp_{acc}}{d\tau} + p_{acc} \frac{dV_{vap}}{d\tau} &= \\ &= R_{am} T_{acc} \frac{dM_{vap}}{d\tau} + R_{am} M_{vap} \frac{dT_{acc}}{d\tau}. \end{aligned} \quad (26)$$

Полагаем, что пар находится в насыщенном состоянии и подчиняется закону Клайперона — Клаузиуса, записанному как

$$\frac{dp_{acc}}{dT_{acc}} = \frac{h_{ev} \rho_{vap}}{T_{acc}}, \quad (27)$$

где h_{ev} — теплота испарения аммиака, Дж/К; ρ_{vap} — плотность пара, кг/м³.

Выражая из формулы (27) изменение давления пара в ТГА

$$dp_{acc} = \frac{h_{ev} \rho_{vap}}{T_{acc}} dT_{acc}, \quad (28)$$

а из уравнения (25) температуру пара в ТГА

$$T_{acc} = \frac{p_{acc} V_{vap}}{M_{vap} R_{am}}, \quad (29)$$

и подставляя соотношение (29) в выражение (28), получаем

$$dp_{acc} = \frac{h_{ev} \rho_{vap}}{p_{acc} V_{vap}} R_{am} M_{vap} dT_{acc}. \quad (30)$$

Отсюда

$$R_{am} M_{vap} \frac{dT_{acc}}{d\tau} = \frac{p_{acc} V_{vap}}{h_{ev} \rho_{vap}} \frac{dp_{acc}}{d\tau}. \quad (31)$$

После подстановки уравнения (31) в формулу (26) имеем выражение для изменения давления пара в ТГА

$$\frac{dp_{acc}}{d\tau} = \frac{R_{am} T_{acc} \frac{dM_{vap}}{d\tau} - p_{acc} \frac{dV_{vap}}{d\tau}}{V_{vap} \left(1 - \frac{p_{acc}}{h_{ev} \rho_{vap}} \right)}. \quad (32)$$

Изменение массы пара в ТГА зависит от баланса тепловых потоков в ТГА (см. рис. 1) следующим образом:

$$h_{ev} \frac{dM_{vap}}{d\tau} = Q_{heat} - Q_{acc} - Q_{lat}, \quad (33)$$

где Q_{lat} — количество теплоты, необходимое для подогрева холодной жидкости, вошедшей в ТГА из ДФК, до температуры насыщения.

Тогда уравнение, описывающее изменение давления в ТГА при подводе (отводе) теплоты, приобретает вид

$$\begin{aligned} \frac{dp_{acc}}{d\tau} &= \\ &= \frac{R_{am} T_{acc} (Q_{heat} - Q_{acc} - Q_{lat}) - p_{acc} h_{ev} \frac{dV_{vap}}{d\tau}}{V_{vap} \left(h_{ev} - \frac{p_{acc}}{\rho_{vap}} \right)}. \end{aligned} \quad (34)$$

Абсолютное давление в ТГА в $(k + 1)$ -й момент времени описывается выражением [8]

$$p_{acc}^{k+1} = p_{acc}^k + \left(\frac{dp_{acc}}{d\tau} \right)^k \Delta\tau, \quad (35)$$

где $\Delta\tau$ — шаг интегрирования уравнения (34) по времени.

Температура пара в ТГА определяется из уравнения Антуана, связывающего давление и температуру пара на линии насыщения [8]:

$$T_{acc} = \frac{B}{A - \ln \frac{p_{acc}}{133,3}} - C. \quad (36)$$

Здесь $[T_{acc}] = \text{K}$; $[p_{acc}] = \text{Па}$; B, A, C — коэффициенты, для аммиака $B = 2132,5$; $A = 16,9481$; $C = -32,98$.

Метод численного решения. Систему дифференциальных уравнений для нестационарных температур (15), (16), (19)–(22) и тепловых потоков (23), (24) можно решить как задачу Коши, например, методом Эйлера, если известны ее правые части, включая площади F_{vap} , F_{liq} , F_{Vrad} и F_{Lrad} . Однако эти площади также определяются работой ТГА, массопереносом жидкости в ТГА и гидролиниях ДФК. Этот процесс регулируется уравнением Бернулли, параметры которого зависят от температуры.

В связи с этим для решения дифференциальных уравнений применяют метод последовательных приближений на каждом шаге по времени, при котором значения площадей F_{vap} и F_{liq} можно брать с предыдущего шага.

Первый этап. Задаваясь начальными значениями параметров F_{vap} и F_{liq} , решаем дифференциальные уравнения (15), (16), (19)–(22), (34) численным интегрированием по методу Эйлера с шагом интегрирования $\Delta\tau$, а алгебраические уравнения (1)–(14), (17), (18) — методом подстановки, в результате которой получаем

$$T_{vap} = \frac{S_7 T_{ev} + S_1 T_{Vcond} + [S_3 + S_4 (1 - E_{liq})] T_{Lcond}}{S_6 + S_7} + \frac{S_5 T_{acc}}{S_6 + S_7}. \quad (37)$$

Здесь

$$\begin{aligned} S_7 &= \frac{S_1}{\alpha_{vap} F_{vap}} R_{15}; \quad S_1 = \frac{1}{1 + D}; \\ S_3 &= \frac{D}{1 + D} R_{12}; \quad S_4 = \frac{D}{1 + D} R_{13}; \\ S_5 &= \frac{D}{1 + D} R_{14}; \quad S_6 = 1 - S_2 - S_4 E_{liq}; \quad R_{15} = \alpha_{ev} F_{ev}; \\ R_{12} &= \frac{R_1}{R_5} (1 - E_{liq}); \quad R_{13} = \frac{R_2 R_8}{R_5 R_{10}}; \quad R_{14} = \frac{R_2 R_9}{R_5 R_{10}}; \\ S_2 &= \frac{D}{1 + D} R_{11}; \quad R_1 = \frac{G_{ev}}{G_{cond}}; \quad R_5 = R_3 - R_4; \quad (38) \\ R_2 &= \frac{G_{acc}}{G_{cond} - G_{acc}}; \quad R_8 = \frac{R_1 R_3}{R_5} E_{acc}; \quad R_{10} = 1 - R_6 + R_7; \\ R_9 &= 1 - E_{acc}; \quad R_{11} = \frac{R_1}{R_5} E_{liq}; \quad R_3 = \frac{G_{cond}}{G_{cond} - G_{acc}}; \\ R_4 &= \frac{G_{by}}{G_{cond}}; \quad R_6 = \frac{R_2 R_3}{R_5} E_{acc}; \quad R_7 = R_2 E_{acc}, \end{aligned}$$

где

$$D = \frac{\alpha_{ev} F_{ev} + W_{ev}}{\alpha_{vap} F_{vap}}.$$

С учетом сокращений (38) запишем следующие уравнения для температур элементов ДФК и ТГА:

$$T_{liq} = E_{liq} T_{vap} + (1 - E_{liq}) T_{Lcond}; \quad (39)$$

$$T_{out} = \frac{R_8}{R_{10}} T_{liq} + \frac{R_9}{R_{10}} T_{acc}; \quad (40)$$

$$T_{mix} = \frac{R_1 R_3}{R_5} T_{liq} + \left(\frac{R_2 R_3}{R_5} - R_2 \right) T_{out}; \quad (41)$$

$$T_{sub} = \frac{R_1}{R_5} T_{liq} + \frac{R_2}{R_5} T_{out}. \quad (42)$$

Давление пара в ДФК определяется температурой его насыщения T_{vap} , которая зависит от температуры испарителя T_{ev} , температуры стенок конденсатора T_{Vcond} и T_{Lcon} , температуры ТН в ТГА T_{acc} и площади зоны конденсации пара F_{vap} в конденсаторе.

Зная из уравнения (37) температуру пара и используя выражение (36), находим давление пара в контуре ДФК

$$p_{vap} = \exp \left(A - \frac{B}{T_{vap} + C} \right) \cdot 133,3. \quad (43)$$

Второй этап. Если давление p_{vap} , рассчитанное по уравнению (43), будет меньше давления в ТГА p_{acc} , вычисленного по уравнению (35), то ТН по соединительному трубопроводу потечет из ТГА в ДФК. Расход ТН можно определить из уравнения Бернулли. Последнее представляет собой уравнение баланса удельной механической энергии жидкости, записанное для двух сечений одного и того же потока.

Уравнение Бернулли в общем виде

$$\begin{aligned} Z_1 + \frac{p_1}{\rho_{liq} g} + \alpha_1 \frac{u_1^2}{2g} &= \\ &= Z_{21} + \frac{p_{21}}{\rho_{liq} g} + \alpha_2 \frac{u_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}, \end{aligned} \quad (44)$$

где индексы «1» и «2» соответствуют местам сечения труб рассматриваемого участка гидравлических потерь; Z_1, Z_{21} — нивелирные высоты (энергии положения), м; p_1, p_{21} — давления жидкости; ρ_{liq} — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; $p_1/(\rho_{liq} g), p_{21}/(\rho_{liq} g)$ — пьезометрические высоты (энергии давления), м; α_1, α_2 — коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скорости жидкости (в ламинарном режиме течения жидкости равные двум, в турбулентном — единице); u_1, u_2 — скорости потока; $\alpha_1 u_1^2/(2g), \alpha_2 u_2^2/(2g)$ — скоростные напоры (кинетические энергии), м; $\sum h_{1-2}$ — суммарные гидравлические потери механической энергии, м.

Если принять, что все элементы ДФК и ТГА лежат в одной плоскости (при наземных испытаниях) или находятся в невесомости (при летных испытаниях), то уравнение Бернулли приобретает вид

$$\frac{p_{acc}}{\rho_{liq}} = \frac{p_{vap}}{\rho_{liq}} + \alpha \frac{u_a^2}{2} + (\xi_{loc} + \xi_{fr}) \frac{u_a^2}{2}, \quad (45)$$

где u_a — скорость течения жидкости в соединительном трубопроводе на входе в конденсатор, м/с; ξ_{loc} и ξ_{fr} — местные гидравлические сопротивления и сопротивление трения соединительного трубопровода.

Из уравнения (45) получаем

$$u_a = \pm \sqrt{\frac{2|p_{acc} - p_{vap}|}{\rho_{liq} (\alpha + \xi_{loc} + \xi_{fr})}}. \quad (46)$$

Здесь скорость течения жидкости в соединительном трубопроводе на входе в конденсатор будет иметь знак «+», когда ТН выходит из ТГА

($p_{acc} > p_{vap}$), а знак «-», когда ТН входит в ТГА ($p_{acc} < p_{vap}$).

Тогда объем жидкости, проходящей через соединительный трубопровод в единицу времени, определяется выражением

$$V_a = u_a S_a, \quad (47)$$

а массовый расход

$$M_a = \rho_{liq} u_a S_a, \quad (48)$$

где S_a — проходная площадь сечения соединительного трубопровода.

С учетом уравнения (47) уравнение (34) можно записать как

$$\frac{dp_{acc}}{d\tau} = \frac{R_{am} T_{acc} (Q_{heat} - Q_{acc} - Q_{lat}) - p_{acc} h_{ev} u_a S_a}{V_{vap} \left(h_{ev} - \frac{p_{acc}}{\rho_{vap}} \right)}.$$

Перетекая в ДФК, жидкость объемом V_a за единицу времени $\Delta\tau$ затопит площадь конденсатора, которую можно рассчитать по уравнению

$$\Delta F_{liq} = A_{in} u_a \frac{S_a}{S_c} \Delta\tau, \quad (49)$$

где A_{in} — внутренний периметр сечения конденсатора; S_c — проходная площадь сечения конденсатора.

Тогда площадь зоны переохлаждения конденсатора в $(k+1)$ -й момент времени определяется выражением

$$F_{liq}^{k+1} = F_{liq}^k + \Delta F_{liq}^k, \quad (50)$$

а площадь зоны конденсации

$$F_{vap}^{k+1} = F_{cond} - F_{liq}^{k+1}, \quad (51)$$

где F_{cond} — полная площадь теплообмена конденсатора с охлаждающей жидкостью или радиатором-излучателем, m^2 .

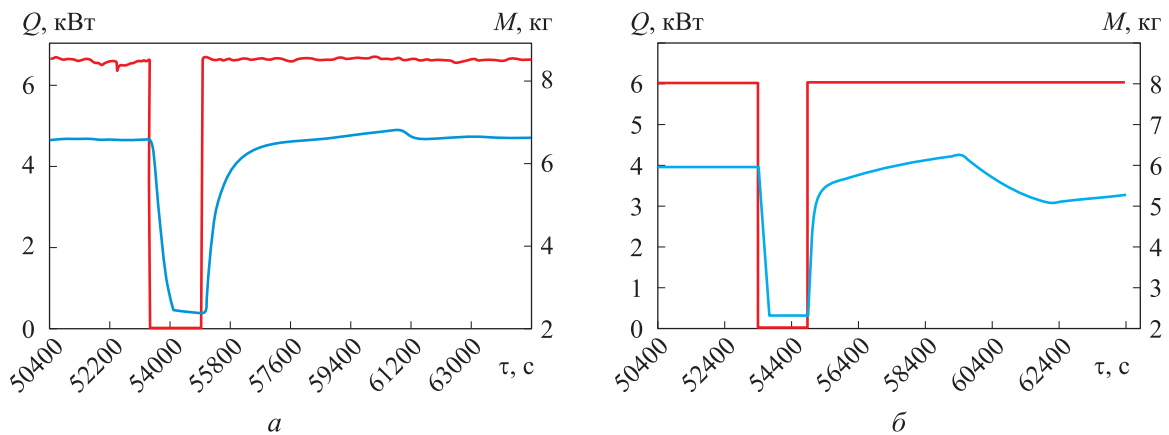


Рис. 2. Экспериментальные (а) и расчетные (б) зависимости тепловой нагрузки в контуре Q (—) и массы ТН в ТГА M (—) от времени τ

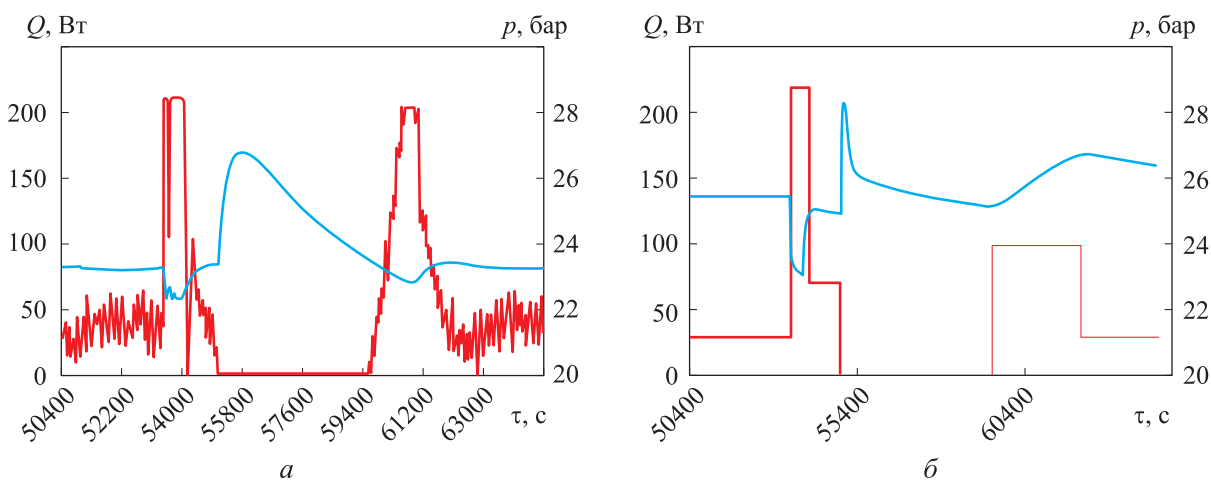


Рис. 3. Экспериментальные (а) и расчетные (б) зависимости тепловой нагрузки в ТГА Q (—) и давления ТН в ТГА p (—) от времени τ

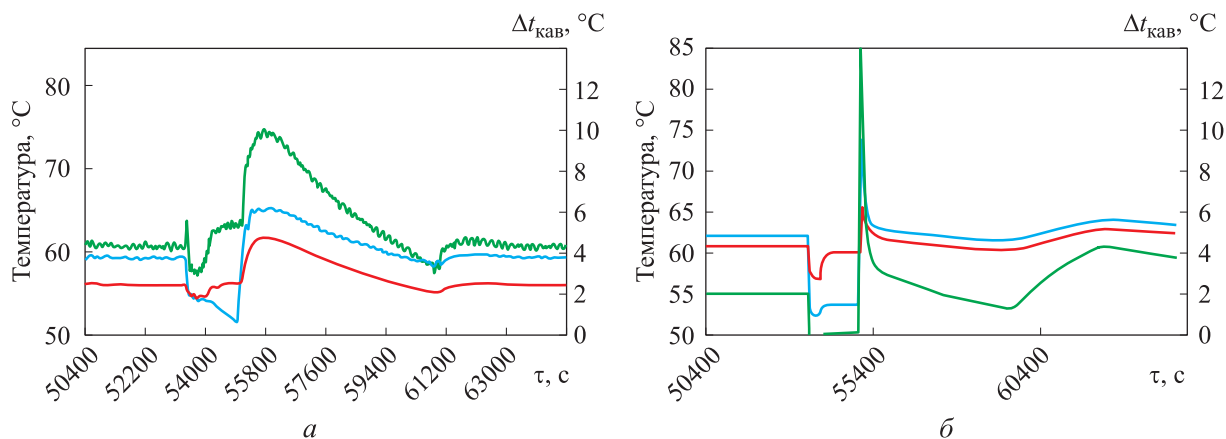


Рис. 4. Экспериментальные (а) и расчетные (б) зависимости кавитационного запаса на входе в насос $\Delta t_{\text{кав}}$ (—), температур приборов (—) и ТН в ТГА (—) от времени τ

После подстановки полученных значений площадей $F_{\text{лиq}}$ и $F_{\text{вар}}$ в уравнения (5)–(24) получаем искомые температуры и давления.

Сравнение результатов расчета и эксперимента. По уравнениям (1)–(51) составлена программа и проведены расчеты параметров ДФК с ТГА. Характеристики ДФК и ТГА задавали такими, чтобы результаты расчета можно было сравнить с данными эксперимента, приведенными в статье [7]. Также проведен анализ результатов, полученных в работах [11–16].

Результаты эксперимента [7] и расчета приведены на рис. 2–4. Эксперимент заключался в достижении стационарного режима при тепловой нагрузке в ДФК $Q = 6$ кВт и резком снижении тепловой нагрузки на испаритель ДФК с 6 кВт до 0, после чего через 25 мин происходило возвращение к начальной тепловой нагрузке. Расчет температур и давлений в ТГА и ДФК выполнен по принятой математической модели для условий эксперимента.

Сравнение результатов расчета и эксперимента показывает качественное совпадение кривых давления и температуры ТН. Различие в абсолютных значениях и инерционных характеристиках кривых связано с несовпадением

исходных данных, которых в статье [7] было недостаточно. В частности, отсутствовали массогабаритные характеристики испарителя, конденсатора и соединительных трубопроводов, площади теплообменных поверхностей и расходы ТН в байпасной линии и теплообменнике ТГА.

Выводы

1. Составлена теплогидравлическая модель сосредоточенных параметров (изотермических узлов) ДФК с механическим насосом и ТГА.
2. Исследована совместная работа ДФК и ТГА и их реакции на изменение ступенчатой тепловой нагрузки в ДФК и внешних условий функционирования.
3. Анализ результатов эксперимента и теоретического расчета показал хорошую сходимость. Температурная разность обусловлена неопределенностью теплофизических свойств ТН от температуры в разных агрегатных состояниях, в том числе и на линии насыщения, а также методом решения в виде тепловых балансов, где основным недостатком является постоянство температуры каждого изотермического узла в рамках его объема.

Литература

- [1] Maidanik Y.F., Fershtater Y.G. Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops. *Proc. of the 10th Int. Heat Pipe Conf.*, 1997.
- [2] Kotlyarov E.Y., Serov G.P. Methods of increase of the evaporators reliability for loop heat pipes and capillary pumped loops. *24th Int. Conf. on Environmental Systems, Society of Automotive Engineers*, 1994, paper 941578.
- [3] Вершинин С.В., Майданик Ю.Ф. Гибкие миниатюрные контурные тепловые трубы. *Тепловые процессы в технике*, 2012, № 12, с. 559–565.

- [4] Zalmanovich S., Goncharov K. Radiators with LHP. *Int. Conf. Heat Pipes for Space Application*, 2009.
- [5] Копяткевич Р.М., Гуля В.М., Тулин Д.В. и др. Тепловое проектирование и пофрагментная наземная отработка системы обеспечения теплового режима космического аппарата негерметичного исполнения на базе сотопанелей с тепловыми трубами. *Космонавтика и ракетостроение*, 2010, № 3, с. 33–41.
- [6] Панин Ю.В., Антонов В.А., Балькин М.А. К вопросу проектирования и эксплуатации ТТ в составе СТР посадочных модулей межпланетных станций для исследования тел солнечной системы. *Вестник НПО им. С.А. Лавочкина*, 2021, № 4, с. 31–38.
- [7] Гакал П.Г., Рузайкин В.И., Турна Р.Ю. и др. Экспериментальный стенд для исследования теплогидравлических процессов в системе терморегулирования телекоммуникационного спутника. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2011, № 5, с. 21–30.
- [8] Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва, Машиностроение, 1992. 672 с.
- [9] Никонов А.А., Горбенко Г.А., Блинков В.Н. *Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов*. Москва, ЦНТИ Поиск, 1991. 302 с.
- [10] Рид Р., Праустид Дж., Шервуд Т. *Свойства газов и жидкостей*. Ленинград, Химия, 1982. 592 с.
- [11] Белов А.Е., Великанов А.А., Ильмов Д.Н. и др. Расчетно-экспериментальное исследование работы контурной тепловой трубы в стационарном режиме. *Теплоэнергетика*, 2022, № 3, с. 50–62, doi: <https://doi.org/10.1134/S004036362203002X>
- [12] Афанасьев В.Н., Недайвозов А.В. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик контурной тепловой трубы с открытой компенсационной полостью. *Наука и образование: научное издание ана*, 2016, № 11. URL: <http://engineering-science.ru/doc/849572.html>
- [13] Майданик Ю.Ф., Пастухов В.Г., Иванов А.В. Исследование работы контурной тепловой трубы с несколькими источниками тепла различной мощности. *Решетневские чтения*, 2017, т. 1, с. 145–146.
- [14] Майданик Ю.Ф., Вершинин С.В., Пастухов В.Г. Охлаждающая панель с контурными тепловыми трубами для неравномерно распределенных источников тепла. *Решетневские чтения*, 2015, т. 1, с. 206–208.
- [15] Майданик Ю.Ф., Пастухов В.Г., Вершинин С.В. Разработка и применение миниатюрных контурных тепловых труб. *Решетневские чтения*, 2014, т. 1, с. 90–91.
- [16] Ван Юй, Денисов О.В., Денисова Л.В. Моделирование охлаждения процессора в наноспутнике с помощью контурных тепловых труб. *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия. Инженерные исследования*, 2019, т. 20, № 3, с. 211–219, doi: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-3-211-219>

References

- [1] Maidanik Y.F., Fershtater Y.G. Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops. *Proc. of the 10th Int. Heat Pipe Conf.*, 1997.
- [2] Kotlyarov E.Y., Serov G.P. Methods of increase of the evaporators reliability for loop heat pipes and capillary pumped loops. *24th Int. Conf. on Environmental Systems, Society of Automotive Engineers*, 1994, paper 941578.
- [3] Vershinin S.V., Maydanik Yu.F. Flexible compact loop heat pipes. *Teplovye protsessy v tekhnike*, 2012, no. 12, pp. 559–565. (In Russ.).
- [4] Zalmanovich S., Goncharov K. Radiators with LHP. *Int. Conf. Heat Pipes for Space Application*, 2009.
- [5] Kopyatkevich R.M., Gulya V.M., Tulin D.V. et al. Thermal designing and fragment-by-fragment ground development verification of thermal mode support system of non-pressurized spacecraft based on honeycomb panels with heat pipes. *Kosmonavtika i raketo-stroenie* [Cosmonautics and Rocket Engineering], 2010, no. 3, pp. 33–41. (In Russ.).
- [6] Panin Yu.V., Antonov V.A., Balykin M.A. About design and operation of heat pipes as part of the thermal control systems of the landing module of interplanetary stations for the

- study of the solar system bodies. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2021, no. 4, pp. 31–38. (In Russ.).
- [7] Gakal P.G., Ruzaykin V.I., Turna R.Yu. et al. Experimental facility for thermal hydraulic processes investigation in telecommunication satellites thermal control system. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2011, no. 5, pp. 21–30. (In Russ.).
- [8] Idelchik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook on hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 672 p. (In Russ.).
- [9] Nikonov A.A., Gorbenko G.A., Blinkov V.N. *Teploobmennye kontury s dvukhfaznym teplonositelem dlya sistem termoregulirovaniya kosmicheskikh apparatov* [Heat-transfer loop with biphasic heat-transfer fluid for space craft thermal regulation systems]. Moscow, TsNTI Poisk Publ., 1991. 302 p. (In Russ.).
- [10] Reid R.C., Prausnitz J.M., Sherwood T.K. *The properties of gases and liquids*. McGraw-Hill, 1977. (Russ. ed.: *Svoystva gazov i zhidkostey*. Leningrad, Khimiya Publ., 1982. 592 p.)
- [11] Belov A.E., Velikanov A.A., Ilmov D.N. et al. Numerical and experimental study of loop heat pipe steady-state performance. *Teploenergetika*, 2022, no. 3, pp. 50–62, doi: <https://doi.org/10.1134/S004036362203002X> (in Russ.). (Eng. version: *Therm. Eng.*, 2022, vol. 69, no. 3, pp. 190–20, doi: <https://doi.org/10.1134/S0040601522030028>)
- [12] Afanasyev V.N., Nedayvozov A.V. Experimentally investigated thermo-hydraulic characteristics of the loop heat pipe with an open compensation chamber. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2016, no. 11. URL: <http://engineering-science.ru/doc/849572.html> (in Russ.).
- [13] Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G., Ivanov A.V. Investigating a loop heat pipe operation with several heat sources of different power. *Reshetnevskie chteniya*, 2017, vol. 1, pp. 145–146. (In Russ.).
- [14] Maydanik Yu.F., Vershinin S.V., Pastukhov V.G. A cooling panel with loop heat pipes for nonuniformly distributed heat sources. *Reshetnevskie chteniya*, 2015, vol. 1, pp. 206–208. (In Russ.).
- [15] Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G., Vershinin S.V. Development and application of miniature loop heat pipes. *Reshetnevskie chteniya*, 2014, vol. 1, pp. 90–91. (In Russ.).
- [16] Van Yuy, Denisov O.V., Denisova L.V. Simulation of cooling of a processor in nanosatellite using the loop heat pipes. *Vestnik Rossiyskogo universiteta druzhby narodov. Seriya. Inzhenernyye issledovaniya* [RUDN Journal of Engineering Research], 2019, vol. 20, no. 3, pp. 211–219, doi: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-3-211-219> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 23.08.2022

Информация об авторе

БОРЩЕВ Никита Олегович — кандидат технических наук, ведущий инженер. Астрокосмический центр Федерального государственного бюджетного учреждения науки Физический институт им. П.Н. Лебедева Российской академии наук (119991, Москва, Российская Федерация, Ленинский проспект, д. 53, стр. 4, e-mail: www.moriarty93@mail.ru).

Information about the author

BORSHCHEV Nikita Olegovich — Candidate of Science (Eng.), Leading Engineer. Lebedev Physical Institute of Russian Academy of Sciences (119991, Moscow, Russian Federation, Leninsky Ave., Bldg. 53, Block 4, e-mail: www.moriarty93@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Борщев Н.О. Тепловая математическая модель двухфазного контура с механическим насосом и тепловым гидроаккумулятором. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 2, с. 73–83, doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-73-83

Please cite this article in English as:

Borshchev N.O. Thermal Mathematical Model of a Two-Phase Circuit with Mechanical Pump and Thermal Hydraulic Accumulator. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 2, pp. 73–83, doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-73-83