

УДК 536.4

ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ, СОСТОЯЩЕЙ ИЗ ЗАМКНУТОЙ ТЕПЛОЙ ТРУБКИ И ЗАПОРНЫХ КЛАПАНОВ, ПРИ РЕЖИМЕ НАГРЕВА СВЕРХУ ОСЦИЛЛИРУЮЩЕГО ПОТОКА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Н. Бхувейкиткумджон, Т. Параметхануват

Технологический университет короля Монгкут, Северный Бангкок, Таиланд
E-mails: nipon.b@fitm.kmutnb.ac.th, thanya.p@fitm.kmutnb.ac.th

Проведено исследование характеристик процесса теплообмена в режиме нагрева сверху осциллирующего потока рабочей жидкости в системе, состоящей из замкнутой тепловой трубки и запорных клапанов. В качестве рабочей жидкости использовался этанол с коэффициентом заполнения рабочей жидкостью суммарного объема трубки, равным 30, 50 и 80 %. Тепловая трубка с внутренним диаметром 2,03 мм изготовлена из меди. Угол наклона системы относительно горизонтальной оси составлял 90°, число поворотных колен системы равно 40, количество запорных клапанов равно двум, длина испарителя — 50, 100, 150 мм, рабочие температуры — 44 и 55 °С. Установлено, что с увеличением рабочей температуры тепловое сопротивление значительно уменьшается. При этом длина испарителя оказывает влияние на тепловое сопротивление тепловой трубки. Показано, что использование системы, состоящей из замкнутой тепловой трубки и запорных клапанов, в режиме нагрева сверху позволяет улучшить тепловые характеристики.

Ключевые слова: режим нагрева сверху, тепловая трубка, запорный клапан.

Введение. Система, состоящая из замкнутой тепловой трубки и запорных клапанов, является эффективной системой теплообмена нового типа, в которой тепло переносится от испарителя к конденсатору за счет осцилляций рабочей жидкости, перемещающейся по трубке [1]. В системах такого типа большое значение имеет внутренний диаметр трубки, который должен быть не очень большим, так чтобы при эксплуатации могли формироваться “жидкие снаряды” и паровые пробки. Систему, состоящую из замкнутой тепловой трубки и запорных клапанов, можно рассматривать в качестве системы охлаждения [2]. Эта система изготовлена из капиллярной трубки [3]. Существует три типа коленчатых тепловых трубок: 1) замкнутые тепловые трубки, закрытые с обоих концов; 2) замкнутые тепловые трубки, соединенные с обоих концов и образующие замкнутый контур; 3) замкнутые тепловые трубки с запорными клапанами [2]. В [4] исследованы тепловые характеристики горизонтальной замкнутой тепловой трубки в нормальных условиях эксплуатации. Изучено течение в медных капиллярных тепловых трубках с различными внутренними диаметрами, длинами испарителя и количеством поворотных колен. В качестве рабочих

Работа выполнена при финансовой поддержке факультета промышленного и технологического менеджмента Департамента технологии проектирования и производства сельскохозяйственных и промышленных машин, а также при поддержке С. Риттидека — начальника отдела тепловых труб и конструирования инструментов интенсивной теплообработки инженерного факультета Университета Махасаракам (Таиланд).

© Бхувейкиткумджон Н., Параметхануват Т., 2015

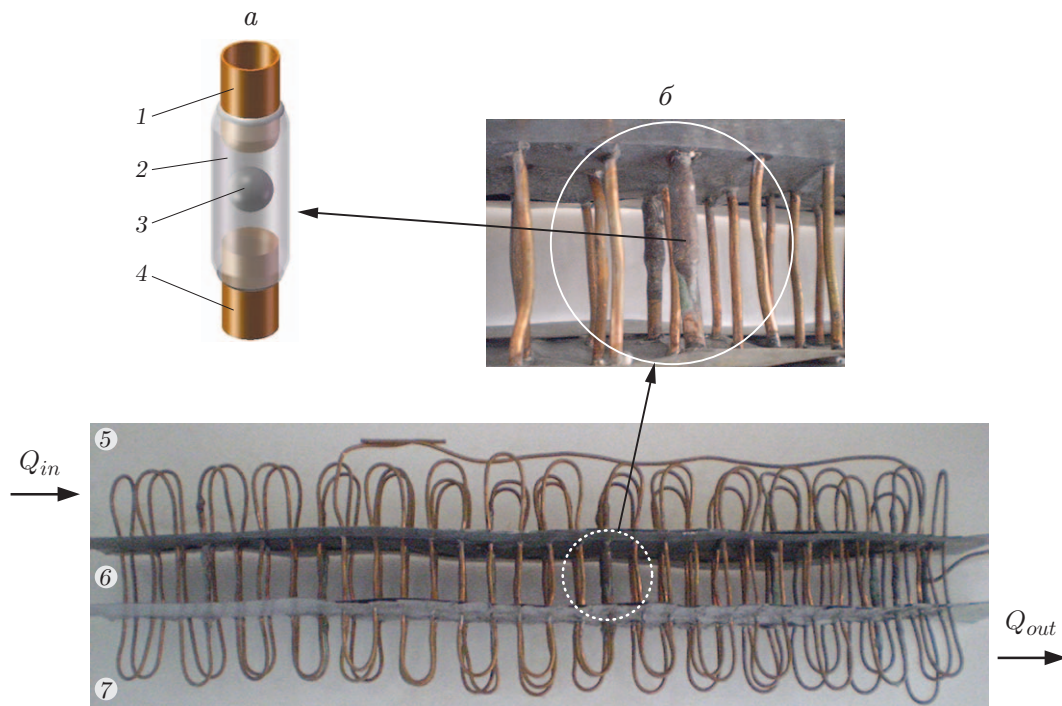


Рис. 1. Запорный клапан (*a*) и система, состоящая из замкнутой тепловой трубки и запорных клапанов, в режиме нагрева сверху осциллирующего потока рабочей жидкости (*б*):

1 — шаровой стопор, 2 — корпус, 3 — шарик, 4 — коническое крепление, 5 — испаритель, 6 — адиабатическая секция, 7 — конденсатор

жидкостей использовались дистиллированная вода и чистый этанол с различными коэффициентами наполнения. Показано, что с увеличением температуры испарителя и уменьшением его эффективной длины тепловые характеристики замкнутой тепловой трубки улучшаются. Наилучшие свойства система замкнутых тепловых трубок имеет при числе поворотных колен, равном 26. В [2] исследованы тепловые характеристики различных систем горизонтальных замкнутых тепловых трубок с запорными клапанами. Из полученных результатов следует, что характеристики теплопереноса системы замкнутых тепловых трубок с запорными клапанами могут быть улучшены за счет уменьшения длины испарителя. Среди исследованных систем наибольшую производительность имела система с двумя запорными клапанами. Максимальная удельная мощность потока тепла достигается при использовании трубки с внутренним диаметром, равным 2 мм, и хладагента R-123 в качестве рабочей жидкости. Кроме того, интенсивность теплообмена замкнутых тепловых трубок с запорными клапанами изменялась при изменении угла наклона системы от 90 до 0°.

Характеристики системы оказываются лучше, если она ориентирована вертикально. Однако вертикальная и горизонтальная ориентации не всегда возможны [5, 6]. Например, при охлаждении электронных устройств и систем кондиционирования воздуха с контролем влажности обычно используются системы с режимом нагрева сверху [7]. Несмотря на то что область применимости систем замкнутых тепловых трубок с запорными клапанами при режиме нагрева сверху достаточно широка, имеется небольшое количество экспериментальных данных о работе этих систем (рис. 1). Целью настоящей работы является экспериментальное исследование основных тепловых характеристик такой системы. Кро-

ме того, рассматриваются способы изменения теплового сопротивления для обеспечения оптимальной длины секции замкнутой тепловой трубки с запорными клапанами в режиме нагрева сверху. Изучается влияние коэффициента заполнения, рабочих температур и длины испарителя на тепловые характеристики замкнутых тепловых трубок с запорными клапанами в режиме нагрева сверху.

Методика эксперимента. При конструировании системы, состоящей из замкнутой тепловой трубки и запорных клапанов при режиме нагрева сверху осциллирующего потока рабочей жидкости (далее — тепловой системы) важным является определение диаметра трубки. Максимальный внутренний диаметр может быть определен по формуле [8]

$$d_{\max} < 2\sqrt{\sigma/(\rho_l g)},$$

где d_{\max} — максимальное значение внутреннего диаметра капиллярной трубки, м; σ — поверхностное натяжение жидкости, Н/м; ρ_l — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с². Запорный клапан, являющийся клапаном плавающего типа, состоит из шарика, изготовленного из нержавеющей стали, и медной трубки, в верхней части которой расположен шаровой стопор, а в нижней — коническое крепление клапана (см. рис. 1). Шарик может свободно перемещаться между шаровым стопором и коническим клапаном. Контакт шарика из нержавеющей стали с коническим клапаном предотвращает возвратное течение рабочей жидкости [9]. Шаровой стопор позволяет рабочей жидкости перемещаться в секцию конденсатора и тем самым переносить тепло. На рис. 2 показана экспериментальная установка, состоящая из тепловой системы с испарителем длиной $L_e = 50$ мм, адиабатической секцией длиной $L_a = 100$ мм и конденсатором длиной $L_c = 150$ мм. Внутренний диаметр медных трубок приблизительно равен 2,03 мм. Испаритель нагревался нагревательным прибором, а охлаждался потоком воздуха, который затем поступал в секцию конденсации. На входе и выходе конденсатора были установлены четыре термодатчики (Омега типа К) (точки T_1, T_2 на рис. 2, а). Четыре температурных датчика были установлены на участке медной трубки, расположенном в испарителе и нагретом до высокой температуры, и один — снаружи для определения теплоотдачи. Устройство YokogawaDX 200, регистрирующее температуру, имело 20 входных каналов и позволяло измерять температуру в диапазоне от -200 до 1100 °С с погрешностью $\pm 0,1$ °С. Это устройство вместе с термодатчиками (погрешность измерения которых составляла ± 1 °С) обеспечивало контроль температуры в необходимые моменты времени. Кроме того, две термодатчики были установлены в центре адиабатической секции.

В режиме нагрева сверху происходит перенос тепла от испарителя к конденсатору. Восходящее течение рабочей жидкости формировалось за счет перепада давлений в испарителе и конденсаторе. Так, движение рабочей жидкости в виде “жидких снарядов” или паровых пробок было вызвано влиянием сдвига (трения), силы тяжести, поверхностного натяжения и перепада давления (см. [10]). Эксперименты проводились при следующих значениях параметров: $d_{\max} = 2,03$ мм, длина каждой секции $L = 50, 100, 150$ мм, число запорных клапанов равно двум, коэффициент заполнения $R_F = 30, 50, 80$ %, температура рабочей жидкости (этанол) $T_w = 44, 55$ °С, угол наклона системы равен -90° — и в следующей последовательности. Сначала тепловая система помещалась в экспериментальную установку. Задавалась необходимая температура нагревателя и поступающего воздуха, затем воздух подавался в конденсатор. После достижения установившегося режима регистрирующими приборами фиксировалось распределение температуры. Экспериментальная установка показана на рис. 2. Скорость теплообмена вычислялась по формуле [11]

$$Q = mc_p(T_{c,out} - T_{c,in}), \quad (1)$$

т. е.

$$Q = f(m, T_{out}, T_{in}).$$

Здесь T_{in}, T_{out} — температура потока на входе в конденсатор и выходе из него.

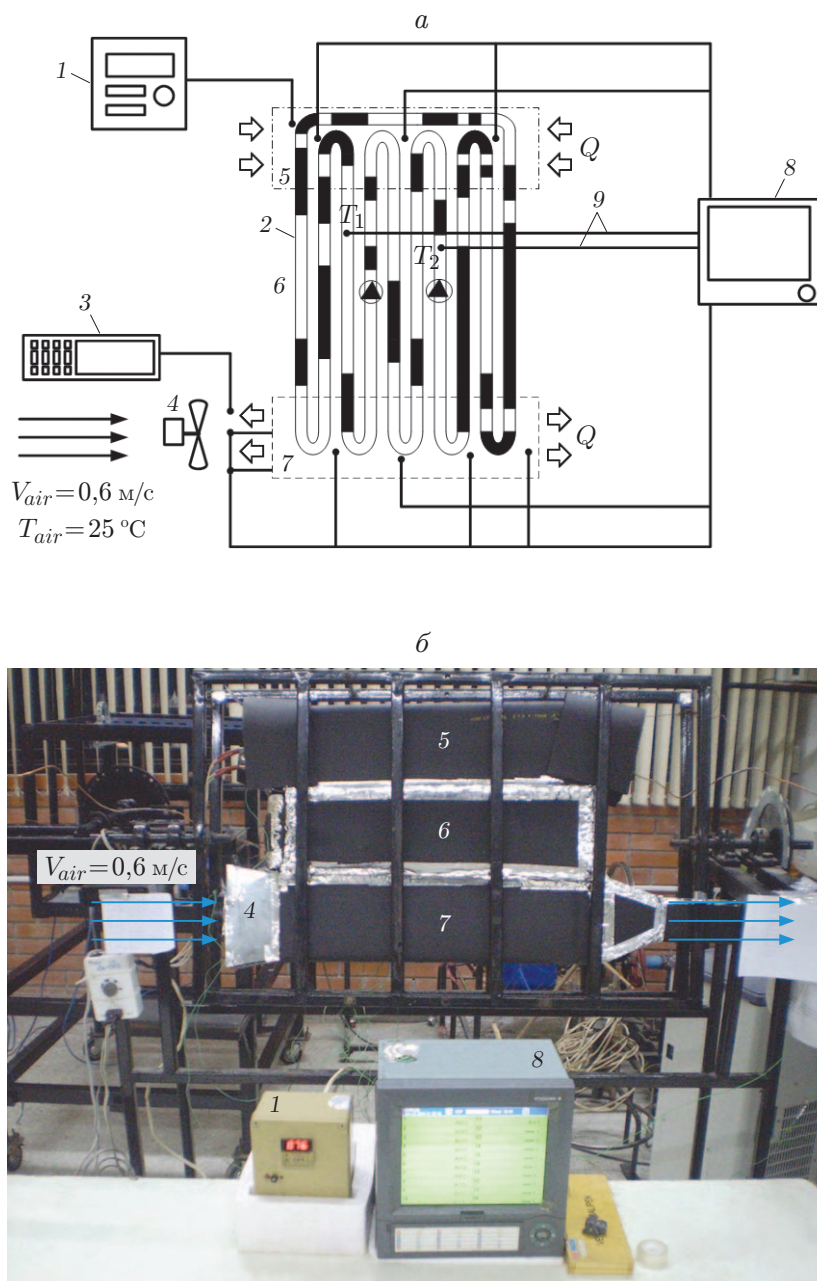


Рис. 2. Схема (а) и внешний вид (б) экспериментальной установки:
 1 — источник тепла, 2 — капиллярная трубка, 3 — анемометр, 4 — вентилятор, 5 — испаритель, 6 — адиабатическая секция, 7 — конденсатор, 8 — регистрирующее устройство, 9 — термопары

Погрешности вычисления скорости теплообмена по формуле (1) определялись следующим образом [9]:

$$\Delta Q = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial m} \Delta m \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} \Delta T_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} \Delta T_{in} \right)^2 \right]^{1/2}.$$

Для данных экспериментов удельную мощность теплового потока можно вычислить по формуле

$$q = Q/A_c \quad (2)$$

(A_c — площадь внешней поверхности части трубки, находящейся в конденсаторе).

Тепловое сопротивление R тепловой системы равно отношению перепада температур в конденсаторе и испарителе к удельной мощности теплового потока, который был вычислен с использованием уравнения (2):

$$R = (T_e - T_c)/q.$$

Здесь T_e , T_c — температуры стенок секции испарителя и секции конденсатора соответственно.

Результаты экспериментов и их обсуждение. Работа рассматриваемой тепловой системы обеспечивается поверхностным натяжением, силой тяжести и перепадом давления [10], которые зависят от различных параметров. Сила тяжести зависит от угла наклона устройства, в то время как диаметр трубки и длина испарителя оказывают существенное влияние на поверхностное натяжение, при этом осцилляции зависят от мощности теплового потока.

Влияние коэффициента наполнения. На рис. 3 показано влияние коэффициента наполнения на тепловое сопротивление в рассматриваемой тепловой системе с числом поворотных колен, равным 40. Видно, что при $R_F = 80\%$ и длине испарителя $L_e = 50$ мм тепловое сопротивление наибольшее. Тепловое сопротивление увеличивалось, когда коэффициент наполнения увеличивался с 30 до 80%. Длина трубки и коэффициент наполнения тепловой системы жидкостью оказывают существенное влияние на тепловое сопротивление, а сила тяжести — на характеристики процесса теплообмена [12]. В режиме нагрева сверху течение рабочей жидкости в обратном направлении (в испаритель) затруднено, поэтому формирование устойчивой циркуляции также затруднено. В результате ухудшается

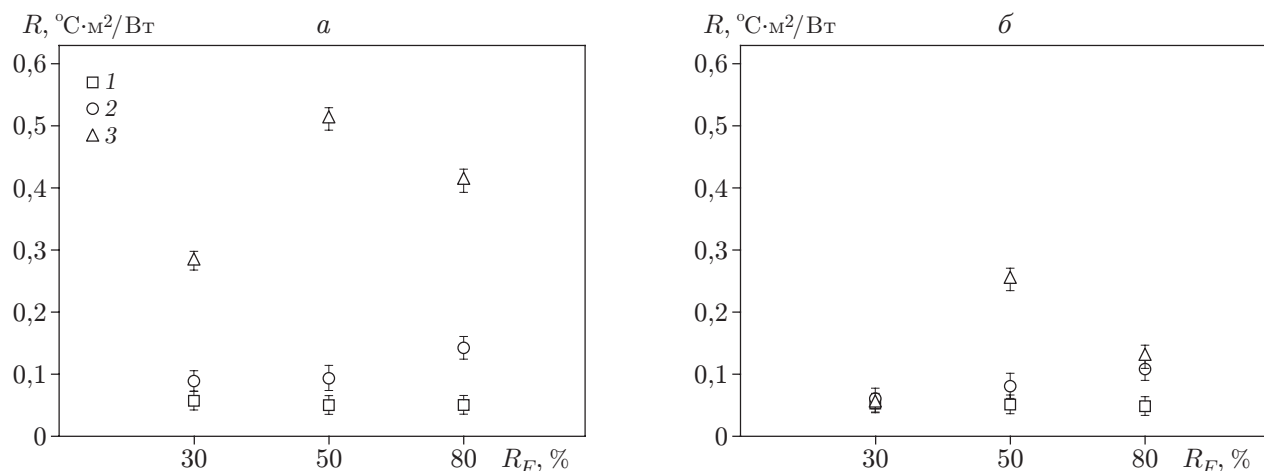


Рис. 3. Зависимость теплового сопротивления от коэффициента наполнения при различных значениях длины испарителя:

a — $T_w = 44$ °C, b — $T_w = 55$ °C; 1 — $L_e = 50$ мм, 2 — $L_e = 100$ мм, 3 — $L_e = 150$ мм

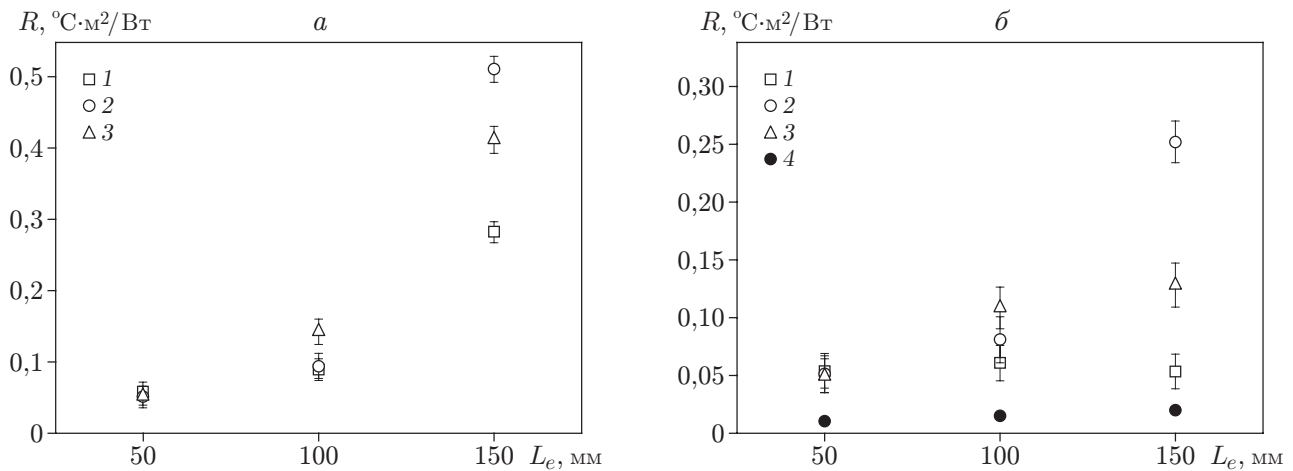


Рис. 4. Зависимость теплового сопротивления от длины испарителя при различных значениях коэффициента заполнения:
 а — $T_w = 44^{\circ}\text{C}$, б — $T_w = 55^{\circ}\text{C}$; 1-3 — данные настоящей работы (1 — $R_F = 30\%$, 2 — $R_F = 50\%$, 3 — $R_F = 80\%$) 4 — результаты эксперимента [2]

теплоперенос в рассматриваемой тепловой системе [6]. Поэтому тепловое сопротивление увеличивалось при увеличении коэффициента заполнения с 30 до 80 % и длины испарителя с 50 до 150 мм.

Влияние длины испарителя. На рис. 4 показано распределение теплового сопротивления по длине испарителя тепловой системы с числом поворотных колен, равным 40, и рабочими температурами $T_w = 44, 55^{\circ}\text{C}$. Видно, что чем длиннее испаритель, тем больше тепловое сопротивление. Так, если длина испарителя, адиабатической секции и конденсатора были равны, имел место равномерный поток тепла. От длины испарителя зависит эффективная длина пути потока жидкости между испарителем и конденсатором. При уменьшении L_e эффективная длина также уменьшалась. Следовательно, тепловые характеристики системы могут быть улучшены за счет уменьшения длины испарителя и эффективной длины. Максимальная производительность системы наблюдалась при малой длине испарителя ($L_e = 50$ мм). Из рис. 3, 4 следует, что с увеличением рабочей температуры тепловое сопротивление существенно уменьшается. Это вызвано тем, что при малой эффективной длине испарителя влияние потерь давления вследствие трения и приведенного поверхностного натяжения потока жидкости сопоставимо с влиянием силы тяжести. Таким образом, рабочая жидкость может течь от конденсатора к испарителю [12]. На рис. 4, б приведены также результаты эксперимента при горизонтальном положении тепловой системы [2]. Видно, что при увеличении L_e с 50 до 150 мм тепловое сопротивление незначительно уменьшается. Это может быть обусловлено тем, что при наибольшей длине L_e режим кипения близок к режиму кипения в большом объеме, т. е. кипение происходит при меньшей удельной мощности теплового потока [1]. В то же время при малых значениях L_e режим кипения близок к режиму кипения в ограниченном канале, которое происходит при большой удельной мощности теплового потока. Однако в экспериментах, описываемых в данной работе, тепловое сопротивление больше, чем в экспериментах [2].

Особенности эксплуатации рассматриваемой тепловой системы. Параметры замкнутой тепловой трубки с запорными клапанами в режиме нагрева сверху зависят от адиабатических температур в смежных трубках [4]. Эта зависимость представлена на рис. 5 ($d = 2$ мм, $L_e = 100$ мм, число поворотных колен тепловой трубки равно 40). Адиабатические температуры T_1, T_2 поверхности медных трубок в середине адиабатиче-

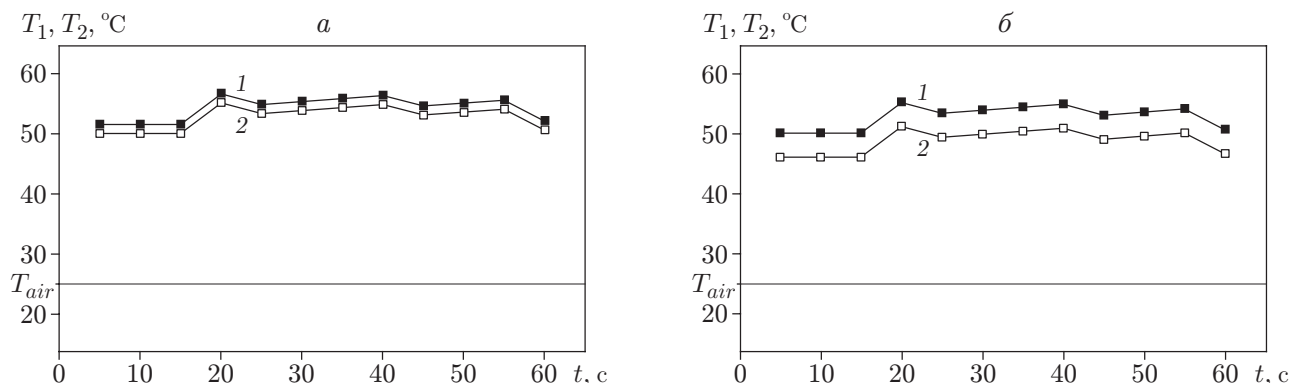


Рис. 5. Зависимость температуры в адиабатической секции от времени:
a — в отсутствие рабочей жидкости ($R_F = 0$), *б* — при наличии рабочей жидкости
 (этанол, $R_F = 30\%$); 1 — T_1 , 2 — T_2 , T_{air} — температура окружающей среды

ской секции всегда различаются. На рис. 5 видно, что $T_1 > T_2$. Это вызывает увеличение теплоотдачи. Проведено сравнение замкнутых тепловых систем с запорными клапанами в режиме нагрева сверху с рабочей жидкостью и без нее. Установлено, что такая система не способна работать в отсутствие рабочей жидкости (см. рис. 5, *a*). Адиабатическая температура данной тепловой системы не могла быть достигнута, поскольку при $T_1 = T_2$ теплообмен отсутствует. Следовательно, от выбранной рабочей жидкости и положения тепловой системы зависят тепловые характеристики [12, 13].

Выводы. Таким образом, в проведенных экспериментах наибольшая теплоотдача в замкнутой тепловой трубке с запорными клапанами при режиме нагрева сверху имела место при $L_e = 50$ мм, $R_F = 50\%$.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Dunn P., Reay D.** Heat pipe. N. Y.: Pergamon Press, 1982.
2. **Rittidech S., Pipatpaiboon N., Terdtoon P.** Heat-transfer characteristics of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves // Appl. Energy. 2007. V. 84, N 5. P. 565–577.
3. **Akachi H., Polasek F., Stulc P.** Pulsating heat pipe // Proc. of the 5th Intern. heat pipe symp., Melbourne (Australia), 1996. S. 1., 1996. P. 208–217.
4. **Charoensawan P., Terdtoon P.** Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes // Appl. Thermal Engng. 2008. V. 28, N 5/6. P. 460–466.
5. **Nimkon S., Rittidech S.** Effect of working fluids and evaporator temperatures on internal flow patterns and heat transfer rates of a top heat mode closed-loop oscillating heat pipe with check valves (THMCLOHP/CV) // Austral. J. Basic Appl. Sci. 2011. V. 5, N 10. P. 1013–1019.
6. **Bhuwaketkumjohn N., Rittidech S., Pattiya A.** Heat-transfer characteristics of the top heat mode closed-loop oscillating heat pipe with a check valve (THMCLOHP/CV) // J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2012. V. 53, N 2. P. 224–230.
7. **Kiniman A., Rittidech S., Bubphachot B.** Application of the top heat mode closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (THMCLOHP/CV) air preheater for chili drying // J. Appl. Sci. Res. 2012. V. 8, N 3. P. 1699–1706.
8. **Maezawa S., Gi A., Minamisawa K., Akachu H.** Thermal performance of capillary tube thermosyphon // Proc. of the 9th Intern. heat-pipe conf., Albuquerque (USA), 1995. S. 1., 1996. P. 791–795.

9. **Paramatthanuwat T., Boothaisong S., Rittidech S., Booddachan K.** Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon using de ionized water mixed with silver nano // Heat Mass Transfer. 2010. V. 46, N 3. P. 281–285.
10. **Thongdaeng S., Rittidech S., Bubphachot B.** Flow patterns and heat-transfer characteristics of a top heat mode closed-loop oscillating heat pipe with check valves (THMCLOHP/CV) // J. Engng Thermophys. 2012. V. 21, N 4. P. 235–247.
11. **Incropera F. P.** Fundamental of heat and mass transfer. 4th ed. / F. P. Incropera, D. P. de Witt. N. Y.: John Wiley and Sons, 1996.
12. **Faghri A.** Heat pipe science and technology. Washington: Taylor and Francis, 1995.

*Поступила в редакцию 4/XII 2012 г.,
в окончательном варианте — 25/VII 2013 г.*
