

ISSN 0204-3602

# ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

ТОМ 25

3



2003

INDUSTRIAL HEAT ENGINEERING

Vol 25

No 3 2003

УДК 621.326

Николаенко Ю. Е.<sup>1</sup>, Русковолошин М.Н.<sup>2</sup><sup>1</sup> Министерство промышленной политики Украины<sup>2</sup> Черновицкий национальный университет им. Ю. Федьковича

## ТЕПЛООБМЕННИК ДЛЯ ЗАМКНУТОЙ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

Наведено методику розрахунку та досліджено режим роботи горизонтально розташованого складеного теплообмінника для замкнутої випарної системи охолодження радіоелектронних та електротехнічних пристроїв. Подано графічні залежності нормованого значення густини теплового потоку, що відводиться, від швидкості, температури проточної води та геометричних параметрів ребер на поверхні конденсації.

Приведена методика расчета и исследованы режимы работы горизонтально расположенного составного теплообменника для замкнутой испарительной системы охлаждения теплонагруженных радиоэлектронных и электротехнических устройств. Представлены зависимости нормированного значения плотности отводимого теплового потока от скорости, температуры проточной воды и геометрических параметров ребер на поверхности конденсации.

The technique of calculation of the horizontally located compound heat exchanger for the closed ablative system of cooling of heat-loaded radio electronic and electrotechnical devices is adduced. The results of calculation are shown as graphic relations of the normalized value of density of an assigned heat flow to speed, temperature of flowing water and geometrical parameters of ribs on a surface of condensation.

$a$  – ширина ребра;  
 $b$  – расстояние между ребрами;  
 $c$  – удельная теплоемкость жидкости при постоянном давлении;  
 $F_1$  – площадь поверхности конденсации без оребрения;  
 $F_2$  – площадь оребренной поверхности конденсации;  
 $F_{\text{пов}}$  – площадь поверхности тепловыделяющих элементов;  
 $g$  – ускорение свободного падения;  
 $h$  – высота ребра (вертикальной стенки);  
 $L$  – характерный размер, длина охлаждаемой панели вдоль движения жидкости;  
 $M$  – молекулярная масса;  
 $P$  – давление насыщенного пара;  
 $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$  – число Прандтля;  
 $Q$  – тепловой поток;  
 $q$  – плотность теплового потока;  
 $Re = \frac{wL}{\nu}$  – критерий Рейнольдса;  
 $r$  – теплота парообразования;  
 $S$  – толщина охлаждаемой стенки составного теплообменника;

$T, t$  – температура;  
 $w$  – скорость течения жидкости;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  
 $\delta$  – толщина пленки конденсата;  
 $\mu$  – динамический коэффициент вязкости жидкости;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  
 $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости;  
 $\rho$  – плотность.  
 $\varphi = \frac{F_2}{F_1}$  – степень оребрения.

### Индексы верхние:

' – жидкость;  
 " – пар.

### Индексы нижние:

вх – вход;  
 ж – жидкость;  
 кр – критический;  
 н – насыщение;  
 пов – поверхность;  
 ст – стенка;  
 1 – относящийся к парообразованию;  
 2 – относящийся к конденсации пара;  
 3 – относящийся к движению воды.

### Введение

Для эффективного охлаждения теплонагруженных радиоэлектронных и электротехнических устройств в ряде случаев перспективным является использование замкнутых испарительных систем охлаждения с горизонтальной поверхностью конденсации [1-5]. Конструктивно такие системы охлаждения выполняются преимущественно в виде герметичного корпуса прямоугольной формы с горизонтальной верхней крышкой, частично заполненного жидким диэлектриком, полностью покрывающим размещенные внутри корпуса тепловыделяющие элементы [2,4]. В других вариантах исполнения охлаждаемые элементы могут размещаться снаружи корпуса, выполненного в виде термосифона или тепловой трубы, на его боковых стенках или на нижнем основании корпуса [3,5]. В этом случае в качестве теплоносителя могут использоваться не только диэлектрические жидкости, но и другие теплоносители, обладающие более высокими теплофизическими характеристиками, например, дистиллированная вода или этиловый спирт.

Зоной испарения является поверхность тепловыделяющих элементов (при размещении их внутри корпуса), либо внутренняя поверхность корпуса (при внешнем размещении охлаждаемых элементов). Обращенная вниз внутренняя горизонтальная поверхность крышки корпуса служит зоной конденсации, а ее внешняя поверхность охлаждается либо проточной водой, либо воздухом. Для удобства сборки, монтажа, ремонтпригодности и технического обслуживания часто каналы охлаждения выполняют в отдельной теплообменной панели, которую прижимают с обеспечением минимального термического сопротивления к верхней поверхности крышки корпуса (рис. 1).

Особенности конструкции такого конденсационно-жидкостного теплообменника накладывают определенные ограничения на эффективность процесса теплопередачи в системе охлаждения. Для улучшения стекания пленки конденсата с обращенной вниз горизонтальной поверхности конденсации последняя снабжается ребрами. Расчет и обоснование выбора параметров ребрения поверхности конденсации, обеспечивающих наиболее эффективную передачу теплового потока в рассматриваемом теплообменнике, является актуальной задачей.

### Методика расчета

В настоящей работе на примере испарительной системы охлаждения мощного трансформатора (рис. 1) приводится методика расчета описанного выше составного конденсационно-водяного теплообменника. В расчетной модели теплообменника вводится допущение, что между верхней крышкой корпуса и охлаждаемой панелью существует идеальный тепловой контакт. Кроме того, вводится допу-

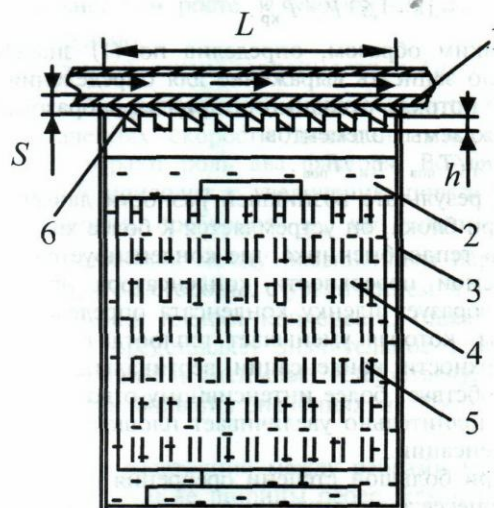


Рис. 1. Схема конденсационно-жидкостного теплообменника. 1 – охлаждаемая панель, 2 – жидкий диэлектрик, крышка, 3 – корпус, 4 – теплонагруженный элемент (трансформатор), 5 – каналы охлаждения в теплонагруженном элементе, 6 – крышка корпуса.

щение, что вся, выделяемая трансформатором теплота, отводится проточной водой, прокачиваемой через теплообменник.

Под воздействием теплоты, выделяемой при работе активными элементами устройства, жидкий диэлектрик, например фреон-113, начинает испаряться, а потом кипеть. В настоящее время опубликовано большое количество формул для определения коэффициента теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в условиях естественной конвекции. Большинство опубликованных формул представляют собой эмпирические обобщенные зависимости, построенные на основе теории подобия. Для расчета интенсивности теплообмена при развитом пузырьковом кипении фреонов на поверхности одиночных труб в [6] для коэффициента теплоотдачи рекомендована формула, обобщающая с погрешностью  $\pm 20\%$  многочисленные опытные данные, полученные разными авторами при кипении фреонов в широком диапазоне изменения режимных параметров:

$$\alpha_1 = C_0 (q_0)^{0.75} f(P), \quad (1)$$

где  $C_0$  определяется через параметры вещества в критическом состоянии ( $P_{кр}$ ;  $T_{кр}$ ) и его молекулярную массу  $M$ :

$$C_0 = 550 P_{кр}^{1/4} (M^{1/8} T_{кр}^{7/8})^{-1},$$

$q_0$  – удельная тепловая нагрузка (плотность теплового потока от теплопередающей поверхности с температурой  $T_{пов}$ ), значение функции  $f(P)$  при  $0,02 < P/P_{кр} < 0,06$  имеет вид

$$f(P) = 0,18 + 1,53 P / P_{кр}$$

Таким образом, определив по (1) значение  $\alpha_1$ , можно записать выражение для определения теплового потока, отводимого при парообразовании от охлаждаемых элементов

$$Q_1 = \alpha_1 (T_{пов} - T_n) F_{пов} \quad (2)$$

В результате возникшей разности давления пара внутри блока, он устремляется к более холодной области теплообменника, где конденсируется. На смачиваемой поверхности конденсатора насыщенный пар образует пленку конденсата определенной толщины, которая уменьшает теплоотдачу. Снабжение поверхности конденсации вертикальными ребрами способствует более интенсивному отводу конденсата и дополнительно увеличивает площадь поверхности конденсации.

При большой степени оребрения основную роль в процессе теплоотдачи играет вертикальная поверхность конденсации, образованная ребрами. Для ламинарного стекания конденсата по вертикальной стенке [7]

$$\alpha_2 = \frac{\lambda}{R_3} Nu_3, \quad (3)$$

$$\text{где } R_3 = \left( \frac{\mu^2}{\rho^2 g} \right)^{1/3},$$

$$Nu_3 = 0,943 K^{1/4} Pr^{1/4} \left( \frac{R_3}{h} \right)^{1/4}$$

Макс-Адамс ограничивает применение формулы (3) критическим значением числа Рейнольдса [7]

$$Re_3 = \left( \frac{4 \alpha_2 h (T_n - T_{ст})}{\mu r} \right)^{-1/3},$$

равным  $Re_{3,кр} = 2100$ , рекомендуя прибавлять, начиная от  $Re_3 = 1300$ , около 20 % к значению  $\alpha_2$ .

Составной теплообменник охлаждается проточной водой в канале охлаждающей панели. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_3 = \frac{Nu \lambda}{L}$$

при этом будет иметь большее значение у входа в канал. Для определения среднего по длине коэффициента теплоотдачи составной стенки теплообменника, омываемой продольным потоком жидкости при ламинарном режиме в пограничном слое, можно рекомендовать приближенную формулу М.А. Михеева при значениях чисел  $Re < 4000$  [8]

$$Nu_{ж} = 0,66 Re_{ж}^{0,5} Pr_{ж}^{0,33} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25},$$

где  $Pr_{ж}$  и  $Pr_{ст}$  – числа Прандтля для жидкости, вычисленные при температуре воды на входе в канал и при температуре омываемой стенки теплообменника, соответственно.

Увеличение поверхности стенки, разделяющей две среды с разными коэффициентами теплоотдачи,

путем снабжения ее ребрами улучшает теплообмен с этой стороны стенки. Если стенка разделяет две среды, температуры которых  $T_n > t_{вх}$  ( $T_n$  – температура насыщенного пара,  $t_{вх}$  – температура проточной воды на входе в канал), то тепловой поток от первой среды ко второй описывается формулой [7]

$$Q = K_{\phi} F_1 (T_n - t_{вх}), \quad (4)$$

$$\text{где } K_{\phi} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2 \phi} + \frac{S}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_3}}, \quad (5)$$

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации пара,  $\alpha_3$  – коэффициент теплоотдачи при ламинарном движении охлаждающей жидкости.

Исходя из выражений (2) и (4) для тепловых потоков соответствующих процессов теплоотдачи, и, предполагая, что весь тепловой поток, выделяемый теплонагруженными охлаждаемыми элементами устройства, отводится охлаждающей водой, т. е., что  $Q_1 = Q$ , можно получить выражение для суммарного температурного напора

$$T_{пов} - t_{вх} = Q \left( \frac{1}{\alpha_1 F_{пов}} + \frac{1}{\alpha_2 F_2} + \frac{S}{\lambda_{ст} F_1} + \frac{1}{\alpha_3 F_1} \right),$$

откуда среднее количество теплоты, отводимой за единицу времени с единицы площади крышки контейнера, с учетом выражения (5), можно определить по формуле

$$q = \frac{T_{пов} - t_{вх}}{\frac{1}{\alpha_1 F_{пов} / F_1} + \frac{1}{K_{\phi}}}$$

Отношение  $q/q_0$ , являющееся нормированной величиной плотности отводимого теплового потока, может служить показателем эффективности рассматриваемого теплообменника.

### Результаты расчета

Расчеты проведены для составного теплообменника замкнутой испарительной системы охлаждения, в которой в качестве теплоносителя выбран фреон-113 с температурой кипения  $T_n = 47,68$  °С,  $\rho' = 1500$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho'' = 8,04$  кг/м<sup>3</sup>,  $\lambda = 0,0703$  Вт/(м·К),  $c = 0,976$  кДж/(кг·К),  $\mu = 0,47 \cdot 10^{-3}$  кг/(м·с),  $r = 143,7$  кДж/кг,  $P_{кр} = 3,412$  МПа,  $C_0 = 3,08$  при давлении  $P = 0,1$  МПа [9,10]. Верхняя крышка корпуса и охлаждаемая панель выполнены из алюминиевого сплава с  $\lambda_{ст} = 106$  Вт/(м·К). При скорости движения проточной воды  $w = 0,01$  м/с с температурой  $t_{вх} = 20$  °С,  $\lambda_{ст} = 0,565$  Вт/(м·К),  $\nu = 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,  $\rho = 998$  кг/м<sup>3</sup>,  $Pr = 7,06$  и  $Pr_{ст} = 5,5$  возле стенки канала с  $T_{ст} = 30$  °С. При температуре тепловыделяющей поверхности  $T_{пов} = 60$  °С, тепловой нагрузке  $q_0 = 10$  кВт/м<sup>2</sup> и параметрах конструкции  $h = 0,01$ м,

ширине ребер  $a = 0,01$  м, расстоянию между ними  $b = 0,01$  м ( $\varphi$  при этом равно 2),  $S = 0,01$  м,  $L = 0,2$  м значения чисел Рейнольдса и Нуссельта для процессов конденсации фреона-113 и движения охлаждающей воды соответственно равны:  $Re_3 = 0,42$ ;  $Nu_3 = 0,62$ ;  $Re_ж = 1000$ ;  $Nu_ж = 71,2$ . Числа Рейнольдса  $Re_3$  и  $Re_ж$  при данных параметрах меньше их критических значений, что соответствует ламинарному движению жидкости и позволяет использовать приведенные выше формулы.

На рис. 2 изображена зависимость относительной нормированной величины среднего количества отводимой плотности теплового потока  $q/q_0$  для данного теплообменника от длины канала для проточной воды при  $w = 0,01$  м/с,  $t_{вх} = 20$  °С,  $T_{ст} = 30$  °С,  $T_{пов} = 60$  °С,  $F_{пов} / F_1 = 2$ ,  $a = 0,005$  м,  $h = 0,007$  м,  $b = 0,005$  м,  $S = 0,01$  м для разных значений тепловой нагрузки. С увеличением тепловой нагрузки  $q/q_0$  уменьшается, теплообменником отводится меньшая величина плотности теплового потока по сравнению с тем, что поступает. С увеличением  $L$  среднее количество теплоты, отводимой за единицу времени с единицы площади, уменьшается и это закономерно, поскольку коэффициент теплоотдачи имеет большее значение у входа в канал, где вода еще не нагрелась и сохраняется высокий температурный напор. Значительное влияние на величину отводимой теплообменником теплоты имеет значение температуры проточной воды  $t_{вх}$  (рис. 3,  $L = 0,5$  м,  $T_{ст} = 40$  °С,  $q_0 = 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>).

С увеличением скорости движения воды (рис. 4,  $T_{ст} = 40$  °С,  $q_0 = 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>) теплоотдача возрастает,

но при дальнейшем росте  $w$  увеличение  $q/q_0$  не столь значительно.

На рис. 5 изображены зависимости  $q/q_0$  от высоты ребер  $h$  на поверхности конденсации при различных значениях скорости движения проточной воды. Здесь играют роль два фактора. Во-первых, увеличение  $h$  приводит к увеличению поверхности  $F_2$ , т.е. степени оребрения  $\varphi$ , что значительно улучшает теплообмен между насыщенным паром и стенкой. С другой стороны, с увеличением  $h$  увеличивается толщина пленки конденсата, стекающего вниз, которая представляет значительное термическое сопротивление и уменьшает теплоотдачу, что и проявляется при больших значениях  $h$ . Рост  $q/q_0$  замедляется.

Уменьшение расстояния между ребрами (рис. 6,  $w = 0,04$  м/с), а также ширины ребер, как и увеличение  $h$ , приводит к росту степени оребрения  $\varphi$ . Поэтому, чем меньше расстояние между ребрами, тем больше эффективность теплообменника. Но здесь следует принять во внимание тот факт, что на стенках ребер существует пленка стекающего вниз конденсата, толщина которой возрастает книзу. Чтобы пленка между ребрами не сомкнулась и не образовала сплошную поверхность, это расстояние должно быть больше удвоенной толщины пленки при высоте ребра  $h$ . Зависимость толщины пленки конденсирующегося вещества фреон-113  $\delta = R_3 / Nu_3$  от  $h$  представлена на рис. 7.

В связи с указанным рекомендуется выполнять ребра с сечением в виде трапеции, срезая их снизу на величину  $\delta$  с каждой стороны.

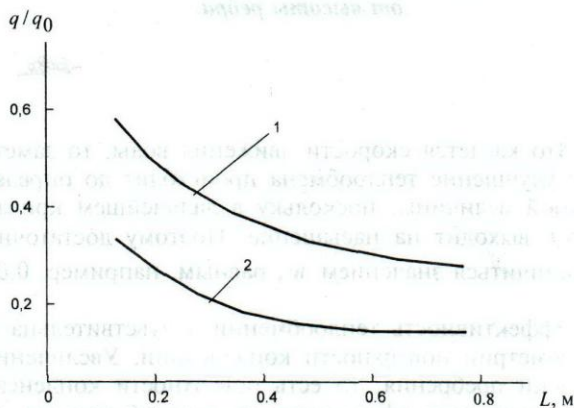


Рис. 2. Влияние длины охлаждающей панели на нормированную величину плотности отводимого теплового потока. 1 —  $q_0 = 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, 2 —  $2 \cdot 10^4$ .

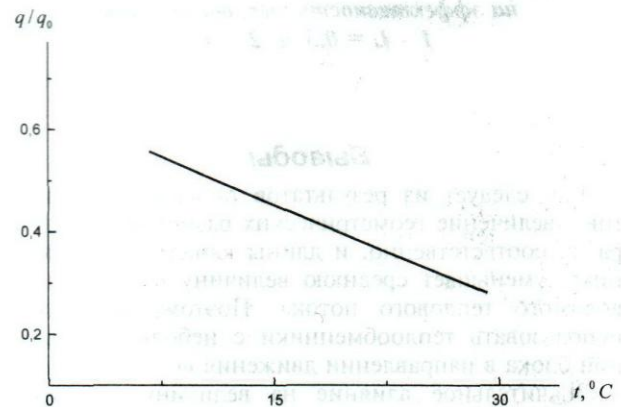


Рис. 3. Расчетная зависимость нормированного значения плотности отводимого теплового потока от температуры воды на входе в теплообменник.

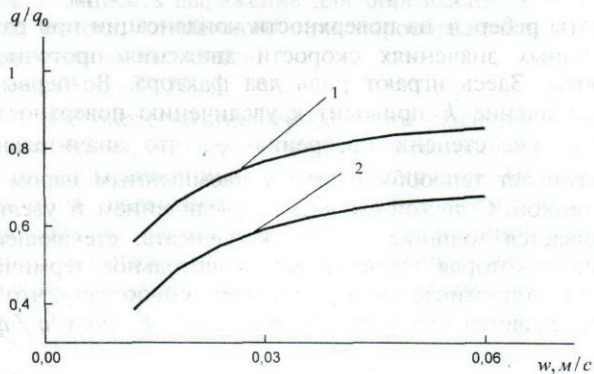


Рис. 4. Зависимость нормированного значения плотности отводимого теплового потока от скорости охлаждающей воды в канале теплообменника.  
1 -  $L = 0,2$  м, 2 -  $0,5$ .

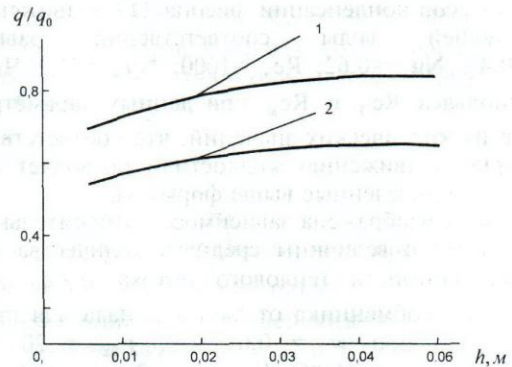


Рис. 5. Влияние высоты ребер на эффективность теплообменника. 1 -  $L = 0,2$  м,  $W = 0,02$  м/с, 2 -  $0,2$ ,  $0,01$ .

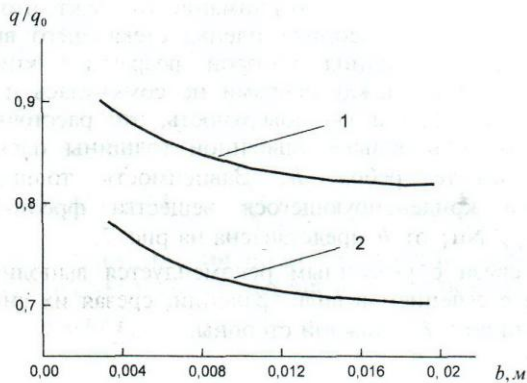


Рис. 6. Влияние расстояния между ребрами на эффективность теплообменника.  
1 -  $L = 0,3$  м, 2 -  $0,4$ .

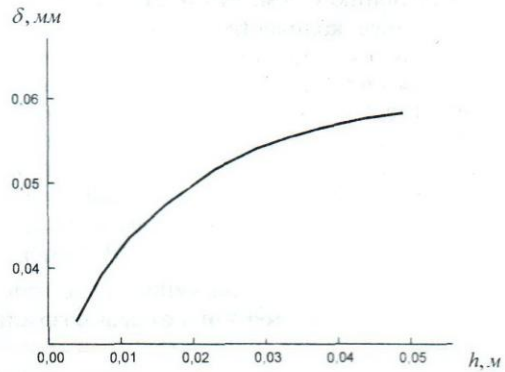


Рис. 7. Зависимость толщины пленки конденсата от высоты ребра.

### Выводы

Как следует из результатов проведенных расчетов, увеличение геометрических размеров контейнера, а, соответственно, и длины канала теплообменника, уменьшает среднюю величину плотности отводимого теплового потока. Поэтому желательно использовать теплообменники с небольшой шириной блока в направлении движения воды.

Значительное влияние на величину отводимой теплоты имеет температура проточной воды. Так, снижение ее для теплообменника с диэлектриком фреон-113 в качестве теплоносителя от  $t = 20$  °С до  $t = 10$  °С приводит к увеличению  $q/q_0$  от 0,4 до 0,584 при  $q_0 = 10$  кВт/м<sup>2</sup>.

Что касается скорости движения воды, то заметное улучшение теплообмена происходит до определенной величины, поскольку в дальнейшем кривая  $q(w)$  выходит на насыщение. Поэтому достаточно ограничиться значением  $w$ , равным, например, 0,05 м/с.

Эффективность теплообменника чувствительна и к геометрии поверхности конденсации. Увеличение степени оребрения, то есть поверхности конденсации, повышает эффективность теплообменника. С уменьшением ширины ребер, расстояния между ними и увеличением их высоты теплообмен увеличивается. Но, принимая во внимание утолщение пленки стекающего вниз конденсата, ребра целесообразно срезать снизу на величину  $\delta$  с каждой стороны, вы-

полняя их в виде трапеции в сечении. Однако, поскольку для фреона-113 даже при высоте ребра  $h = 0,03$  м толщина пленки не столь значительна ( $\delta = 0,0557$  мм), имеет смысл говорить об определяющем вкладе расстояния между ребрами. Так, значение  $q/q_0$  для теплообменника с поверхностью конденсации с ребрами шириной  $a = 2$  мм, высотой  $h = 0,01$  м и расстоянием между ними  $b = 2$  мм равно 0,586 ( $\varphi = 6$ ), тогда как уменьшив  $b$  до  $4\delta$  ( $a = 2$  мм) получим  $q/q_0 = 0,593$  ( $\varphi = 30$ ). Однако, следует отметить, что технологически выполнить такое оребрение (когда  $b = 4\delta$ ) при одновременном выполнении ребер в виде трапеции, достаточно сложно.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Туник А.Т. Охлаждение радиоэлектронной аппаратуры жидкими диэлектриками.– М.: Сов. Радио, 1973.– 248 с.
2. Дульнев Г. Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре.– М.: Высшая школа, 1984.– 247 с.
3. Николаенко Ю.Е. Исследование теплообмена в конденсационной зоне замкнутых испарительных систем охлаждения с плоской горизонтальной поверхностью конденсации и совершенствование их конструкций// Технология приборостроения.– 1999.– № 1.– С. 51-58.
4. Ставинский А.А., Чекунов В.К., Ставинский Р.А., Плахтырь О.О. Особенности тепловых процессов в трехфазных пространственных трансформаторах с параллельными стенками обмоточных окон // Электротехника і Електромеханіка.– 2002.– № 2.– С. 65-67.
5. Декларацийний патент України на винахід № 36268А, МПК6 F 28 D 15/00. Теплова труба / Ю.Є. Ніколаєнко.– 5 с. ил.; Опубл. 15.04.2001, Бюл. № 3. Заявка № 99116411 від 25.11.1999 р.
6. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании.– М.: Высш. школа, 1986.– 448 с.
7. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники.– Ленинград: ГХИ, 1961.– 820 с.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи.– М.: Энергия, 1977.– 343 с.
9. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.– М.: Наука, 1972.– 720 с.
10. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб.– М.: Атомиздат, 1978.– 256 с.

Получено 17.04.2003 г.

