



Николаенко Ю.Е.<sup>1</sup>, Малкин Э.С.<sup>2</sup>, Фуртат И.Э.<sup>3</sup>, Николаенко Т.Ю.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Министерство промышленной политики Украины. Украина, Киев.

<sup>2</sup> Киевский национальный университет строительства и архитектуры. Украина, Киев.

<sup>3</sup> Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт". Украина, Киев.

<sup>4</sup> Киевский национальный университет имени Тараса Шевченко. Украина, Киев

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОДНОКАНАЛЬНОГО ЩЕЛЕВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ МИКРОПРОЦЕССОРА

### Анотація

*Описано нову рідинну систему охолодження мікропроцесора на основі одноканального щілинного теплообмінника, її теплові та гідравлічні характеристики. Експериментально показано, що найбільш оптимальні теплогідравлічні характеристики має теплообмінник з висотою каналу 0,2...0,3 мм. При витраті води 3 мл/с через теплообмінник з висотою каналу 0,2 мм можна відвести від мікропроцесора тепловий потік 230 Вт. При цьому температура його основи становить 65°C, температура води на вході 16°C, на виході – 34°C.*

### Abstract

*The new liquid system of cooling of the microprocessor is circumscribed on the basis of a single-channel slot-hole heat exchanger, its thermal and hydraulic performances. Experimentally is shown, that optimal thermohydraulic the performances has the heat exchanger with height of the channel 0,2 ... 0,3 mm. At the rate of flux of water 3 ml/sec through a heat exchanger with height of the channel of 0,2 mm it is possible to allocate from the microprocessor a heat flow 230 W. Thus temperature of its basis makes 65°C with, temperature of water on an inlet 16°C with, on an output – 34°C.*

### Введение

Перспективные высокотехнологические системы, как правило, включают в себя те или иные средства вычислительной техники и управления, построенные на основе мощных высокопроизводительных микропроцессоров. Надежность работы микропроцессоров существенным образом зависит от их теплового режима. Для повышения эффективности охлаждения микропроцессоров вместо воздушных систем охлаждения все чаще начинают применять жидкостные.

### Состояние проблемы и постановка задачи

Экспериментальное исследование известной системы охлаждения [1, 2] с теплообменником, в

полости которого расположен радиатор с шипами, показало, что заданная температура процессора +65°C обеспечивается при расходе воды 42 г/с и рассеиваемом тепловом потоке 65 Вт. Однако современные высокопроизводительные процессоры рассеивают мощность выше указанной. Поэтому известная жидкостная система охлаждения не может обеспечить заданный нормальный тепловой режим их работы. Кроме того, для описанной в [1, 2] системы охлаждения необходимы большие затраты жидкого теплоносителя и соответственно значительные затраты энергии на прокачку его по жидкостному контуру. В связи с изложенным, вопрос повышения эффективности охлаждения мощных микропроцессоров при одновременном снижении затрат жидкого теплоносителя является крайне актуальным, что требует разработки и исследования новых более эффективных систем охлаждения для микропроцессоров.

### Конструкция и принцип работы новой жидкостной системы охлаждения на основе щелевого теплообменника

Поставленным требованиям отвечает новая жидкостная система охлаждения на основе щелевого теплообменника [3], схема которой приведена на рис. 1. Жидкостная система охлаждения мощного микропроцессора содержит щелевой теплообменник 1 с контактной поверхностью 2 для присоединения к ней мощного микропроцессора 3, насос 4, внешний теплообменник 5, входной трубопровод 6, выходной трубопровод 7, соединительный трубопровод 8, с помощью которых щелевой теплообменник, насос и внешний теплообменник объединены в замкнутый жидкостный контур. Трубопроводы 6, 7 и 8 выполнены в виде гибких шлангов. Щелевой теплообменник выполнен в виде двух параллельно расположенных пластин 9 и 10 из теплопроводного материала, установленных одна относительно другой с помощью прокладки 11, выполненной в виде рамки, с образованием между пластинами 9 и 10 плоского щелевого

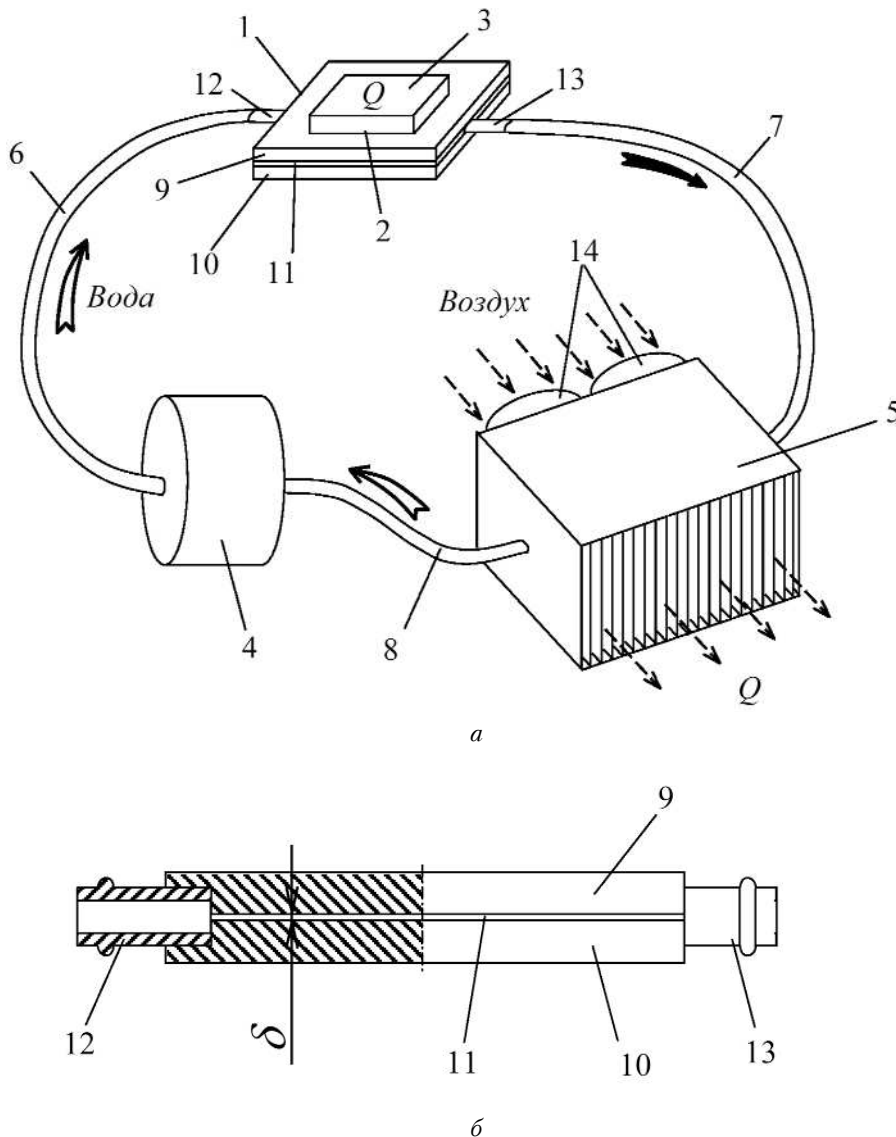


Рис. 1. Общий вид жидкостной системы охлаждения микропроцессора со щелевым теплообменником (а) и вид спереди на теплообменник с частичным разрезом в вертикальной плоскости (б)

канала высотой  $\delta$  для жидкости (см. рис. 1, б). Прокладка 11, пластины 9 и 10 могут быть выполнены как из одного и того же материала, так и из разных материалов, например, из алюминия, меди, теплопроводной керамики и т. п. Прокладка 11 герметично соединена с пластинами 9 и 10 с обеспечением теплового контакта, например с помощью пайки, сварки, прессования, спекания и т. п. Соединение плоского щелевого канала с входным и выходным трубопроводами 6 и 7 системы охлаждения осуществлено с помощью патрубка 12 для ввода жидкости и патрубка 13 для вывода жидкости соответственно.

Согласно [3] высота плоского щелевого канала определяется по формуле

$$\delta = 2\lambda S (1+E) \Delta t / (GC_p (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})),$$

где  $\delta$  — высота щелевого канала, м;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м<sup>2</sup>С);

$S$  — площадь поверхности теплообмена пластин с жидкостью, м<sup>2</sup>;

$E$  — тепловая эффективность верхней пластины (ребра), рекомендуется выбирать  $E = 0,7...0,9$ ;

$\Delta t$  — среднелогарифмическая разность температур, определяемая по заданным значениям температур жидкости на выходе из жидкостного теплообменника и на его входе и температуры пластины, контактирующей с микропроцессором,  $t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$ ,  $t_{\text{конт}}$  соответственно, °С;

$G$  — расход жидкости, кг/с;

$C_p$  — удельная теплоемкость жидкости при постоянном давлении и средней температуре жидкости в теплообменнике, Дж/(кг °С).

Так, например, при значении среднелогарифмической разности температур  $\Delta t = 15,41^\circ\text{C}$ , определенном по зависимости

$$\Delta t = \frac{(t_{\text{конт}} - t_{\text{вх}}) - (t_{\text{конт}} - t_{\text{вых}})}{\ln \frac{(t_{\text{конт}} - t_{\text{вх}})}{(t_{\text{конт}} - t_{\text{вых}})}}$$

при заданных значениях температуры воды на выходе из жидкостного теплообменника  $t_{\text{вых}} = +60^\circ\text{C}$ , температуры воды на входе  $t_{\text{вх}} = +30^\circ\text{C}$  и температуры пластины, контактирующей с микропроцессором,  $t_{\text{конт}}$  на уровне  $+65^\circ\text{C}$  при использовании в качестве жидкого теплоносителя дистиллированной воды с коэффициентом теплопроводности  $\lambda = 0,64$  Вт/(м<sup>2</sup>С) и теплоемкостью  $C_p = 4174$  Дж/(кг °С) при средней температуре воды в теплообменнике  $+45^\circ\text{C}$  и расходе воды  $G = 3,6 \cdot 10^{-3}$  кг/с, значение высоты плоского щелевого канала для воды, определенное по приведенной выше формуле, составляет  $161 \cdot 10^{-6}$  м, т.е. 0,16 мм.

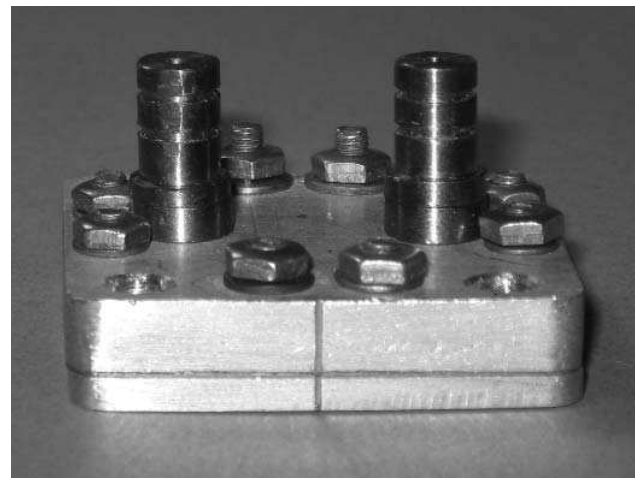
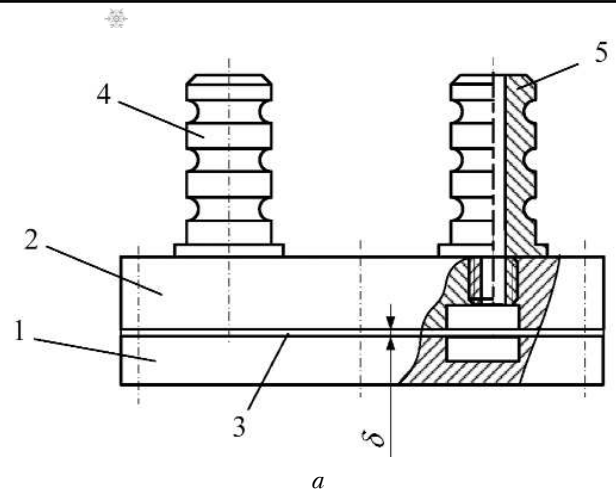
Работа предложенной жидкостной системы охлаждения поясняется с помощью рис. 1. При

работе мощного микропроцессора 3 выделяется теплота  $Q$ , которая передается теплопроводностью к контактной поверхности 2 присоединенного жидкостного теплообменника 1. Благодаря высокой теплопроводности пластин 9, 10 и прокладки 11 и высокой эффективности пластины 10 как ребра, а также благодаря малой высоте щелевого канала для жидкости, например 0,16 мм, теплота  $Q$  эффективно передается к жидкости, которая прокачивается насосом 4 по плоскому щелевому каналу. В щелевом канале происходит ламинарное течение жидкого теплоносителя. Коэффициент теплоотдачи при ламинарном течении в щелевом канале высотой  $\delta$  значительно превышает его значение в широких каналах и обусловлен толщиной приповерхностного слоя жидкости, не превышающей половины высоты канала, и коэффициентом теплопроводности жидкости. Расчетное значение коэффициента теплоотдачи в щелевом канале высотой 0,16 мм составляет 14480 Вт/(м<sup>2</sup> °С). Высокое значение коэффициента теплоотдачи обуславливает высокую эффективность поглощения теплоты жидкостью. Ее температура в щелевом канале повышается и нагретый жидкий теплоноситель (на рис. 1 показан зачерненной стрелкой) по патрубку 14 для вывода жидкости и выходному трубопроводу 7 поступает во внешний теплообменник 5, где охлаждается потоком воздуха, продуваемым сквозь теплообменник с помощью вентиляторов 14, и отдает теплоту  $Q$  в окружающую среду. Охлажденная жидкость по соединительному трубопроводу 8 из внешнего теплообменника 5 поступает в насос 4 и дальше цикл отвода теплоты от мощного микропроцессора повторяется.

Расчетное количество теплоты, которую при заданных характеристиках и параметрах отводит предложенная жидкостная система охлаждения от мощного микропроцессора, составляет 456 Вт. Для сравнения устройство [1, 2] при такой же температуре контактной поверхности +65°С может отвести тепловой поток лишь 65 Вт [1], т.е. в 7 раз меньше. При этом расход воды в предложенной жидкостной системе охлаждения в 11,7 раз меньше, чем в известном устройстве (3,6 г/с и 42 г/с соответственно).

#### Экспериментальные исследования

С целью экспериментальной проверки эффективности предложенной жидкостной системы охлаждения была разработана конструкция одноканального щелевого теплообменника и изготовлен его экспериментальный образец (см. рис. 2). Размеры нижней и верхней пластин составляли 40×40 мм, высота нижней пластины, контактирующей с микропроцессором, — 3 мм, верхней пластины (ребра) — 6 мм. Материал — алюминий.



**Рис. 2.** Конструкция экспериментального образца жидкостного щелевого теплообменника (а) и его внешний вид (б):

1 — нижняя пластина с контактной поверхностью для микропроцессора; 2 — верхняя пластина (ребро); 3 — прокладка; 4, 5 — патрубок для подвода и отвода жидкости соответственно;  $\delta$  — высота щелевого канала

Щелевой канал шириной 20 мм и длиной 13,6 мм был образован путем установки между пластинами прокладок в виде рамки. В зависимости от соответствующей комбинации прокладок из комплекта медных прокладок с толщиной 0,05; 0,1 и 0,2 мм были получены варианты одноканального щелевого теплообменника с высотой канала 0,05; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 и 0,6 мм.

Для проведения тепловых и гидравлических характеристик изготовленного образца теплообменника с различной высотой щелевого канала был создан экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 3. Основным элементом экспериментального стенда является рабочий участок, представляющий собой образец щелевого теплообменника, установленный с помощью четырех винтов с гайками на тепловом имитаторе (рис. 4). Максимальная мощность теплового

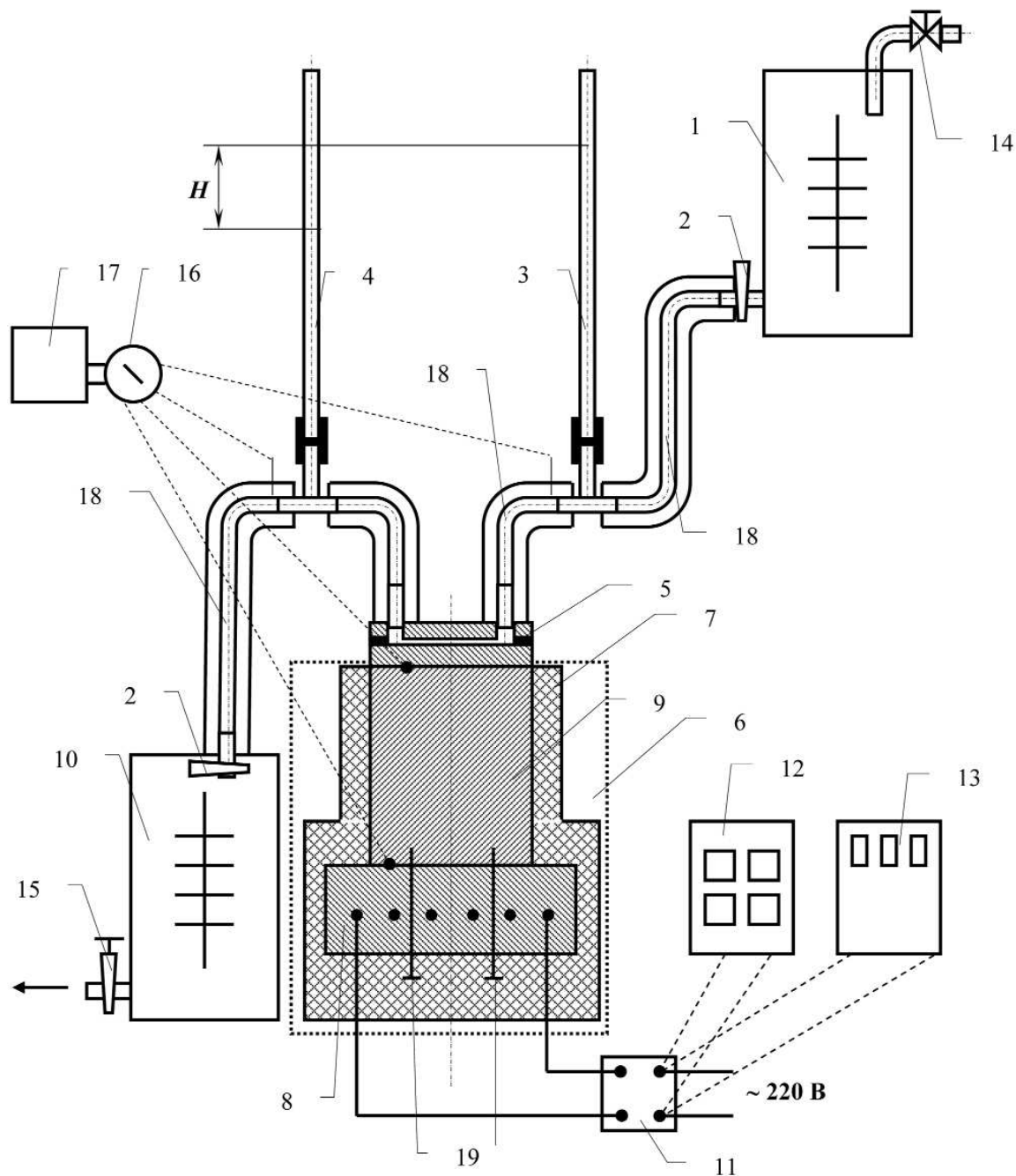


Рис. 3. Схема экспериментального стенда:

- 1 – бак с водой; 2 – регулирующий кран; 3, 4 – мерные трубки; 5 – одноканальный щелевой теплообменник; 6 – имитатор теплового потока; 7 – тепловая изоляция; 8 – электронагреватель; 9 – теплопровод; 10 – мерный бак для потока воды; 11 – автотрансформатор РНО; 12 – электрический шкаф с приборами измерения тока и напряжения; 13 – измерительный комплект К-50; 14 – входной регулирующий вентиль; 15 – выходной кран; 16 – переключатель термопар; 17 – милливольтметр В01-14; 18 – силиконовые шланги; 19 – болты

имитатора 1200 Вт при напряжении питания 220 В. Измерение силы и напряжения электрического тока осуществлялось с помощью измерительных приборов электрического шкафа, а измерение потребляемой электронагревателем мощности – с помощью измерительного комплекта К-50.

Поверхность теплового имитатора покрыта толстым слоем теплоизоляционного материала

(базальта), размещенного в металлическом охватывающем каркасе, что свело к минимуму оттоки теплоты во внешнюю среду. Температурное поле на теплоотдающей поверхности верхней пластины теплообменника (ребра) определялось с помощью трех хромель-алюмелевых термоэлектрических преобразователей, подключенных через переключатель к милливольтметру В01-14. С помощью

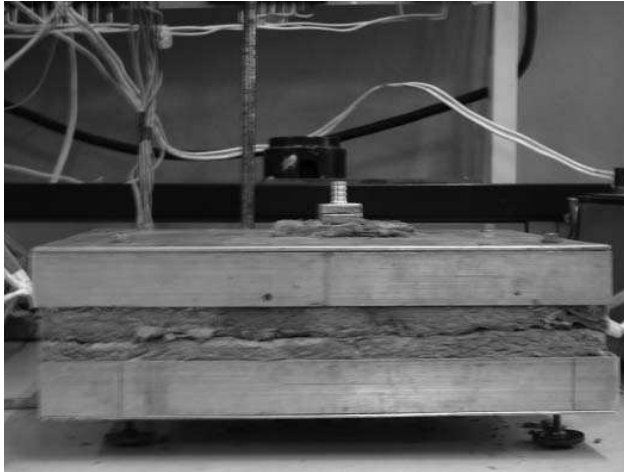


Рис. 4. Общий вид щелевого теплообменника, смонтированного вместе с имитатором теплового потока

еще четырех термопреобразователей измерялась температура воды на входе и выходе из теплообменника, температура в зоне контакта теплового имитатора с нижней пластиной теплообменника и температура на поверхности электронагревателя теплового имитатора.

Методика проведения экспериментальных исследований состояла в следующем. Устанавливался набор прокладок, обеспечивающий получение высоты щелевого канала 0,6 мм и проводились тепловые и гидравлические исследования при различных значениях теплового потока и расхода охлаждающей воды. Изменения расхода охлаждающей воды и теплового потока осуществлялись таким образом, чтобы обеспечивалась постоянная заданная температура в зоне контакта теплового имитатора с поверхностью нижней пластины теплообменника.

Измерения проводились при двух заданных значениях температуры в зоне контакта теплового имитатора с нижней пластиной теплообменника: 68 и 65°C. При этом температура верхней

пластины (ребра) составляла 60 и 57°C, соответственно. Температура охлаждающей воды на входе составляла 16°C, а температура воды на выходе изменялась в диапазоне от 20 до 58°C при изменении теплового потока в диапазоне от 95,67 до 47,83 Вт и объемного расхода воды от  $57,12 \cdot 10^7$  до  $2,71 \cdot 10^7$  м<sup>3</sup>/с соответственно. Значения  $\Delta t_{\text{ср}}$  при разных значениях температур охлаждаемой поверхности  $t_{\text{пов}}$  и воды на входе  $t'_{\text{в}}$  и выходе  $t''_{\text{в}}$  представлены в табл. 1.

Затем устанавливался другой набор прокладок, обеспечивающий высоту канала 0,5 мм и проводились такие же исследования. И то же при высоте канала 0,4 мм, 0,3 мм, 0,2 мм. Данные по теплогидравлическим исследованиям при высоте канала 0,1 и 0,05 мм получены расчетным путем, поскольку напора воды было недостаточно, чтобы обеспечить необходимый ее расход через щелевой канал такой высоты, обеспечивающий поддержание заданной температуры в зоне контакта между тепловым имитатором и нижней пластиной теплообменника.

#### Результаты исследования тепловых характеристик

Алгоритм исследования тепловых характеристик одноканального щелевого теплообменника заключался в следующем:

1. По геометрическим размерам определяем поверхность теплообмена щелевого канала, которая составила

$$F_{\text{нагр}} = 2 \cdot 10^{-2} \cdot 1,36 \cdot 10^{-2} \cdot 2 = 5,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

2. По результатам измерений находим температуру воды на входе в теплообменник, температуру воды на выходе из теплообменника и среднюю температуру поверхности теплообмена, соответственно

$$t'_{\text{в}}, t''_{\text{в}}, t_{\text{пов}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. С помощью мерного сосуда определяем объемный расход воды через щелевой теплообменник

$$V_{\text{в}}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Таблица 1

$t_{\text{пов}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t'_{\text{в}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t''_{\text{в}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta t_{\text{ср}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$V, 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$					$Q, \text{ Вт}$				
				$\delta=0,6 \text{ мм}$	$\delta=0,5 \text{ мм}$	$\delta=0,4 \text{ мм}$	$\delta=0,3 \text{ мм}$	$\delta=0,2 \text{ мм}$	$\delta=0,6 \text{ мм}$	$\delta=0,5 \text{ мм}$	$\delta=0,4 \text{ мм}$	$\delta=0,3 \text{ мм}$	$\delta=0,2 \text{ мм}$
68	16	58	25	2,71	3,26	4,08	5,44	8,16	47,83	57,40	71,75	95,67	143,50
		52,5	30	3,76	4,50	5,63	7,51	11,27	57,40	68,80	86,10	114,80	172,20
		38,5	40	8,13	9,74	12,19	16,20	24,37	76,54	91,80	114,80	159,00	229,60
		20	50	57,12	68,55	85,68	114,22	171,36	95,67	114,80	143,50	191,30	287,00
65	16	55	25	2,93	3,52	4,39	5,85	8,79	47,83	57,40	71,75	95,67	143,50
		47	30	4,42	5,30	6,63	8,84	13,27	57,40	68,80	86,10	114,80	172,20
		34	40	10,16	12,81	15,23	21,10	30,46	76,54	91,80	114,80	159,00	229,60



4. По измеренным данным (см. табл. 1) расчетным путем определяем отводимый тепловой поток по формуле

$$Q = V_B \cdot \rho_B \cdot c_B \cdot (t''_B - t'_B), \text{ Вт},$$

где  $\rho_B$ , кг/м<sup>3</sup>,  $c_B$ , Дж/кг °С — плотность и теплоемкость воды при средней температуре воды соответственно.

5. Учитывая, что

$$Q = \alpha \cdot F_{\text{нагр}} \cdot \left( t_{\text{пов}} - \frac{t'_B + t''_B}{2} \right)$$

по полученным данным находим значение коэффициента теплоотдачи по формуле

$$\alpha = \frac{V_B \cdot \rho_B \cdot c_B \cdot (t''_B - t'_B)}{F_{\text{нагр}} \cdot \left( t_{\text{пов}} - \frac{t'_B + t''_B}{2} \right)}$$

6. По полученным значениям определяем среднелогарифмический температурный напор строим график зависимости количества отводимой теплообменником теплоты от среднелогарифмического температурного напора для разных значений высоты щелевого канала (см. рис. 5).

7. Строим график значений коэффициента теплоотдачи, отнесенных к поверхности теплообмена щелевого канала и к общей внутренней поверхности теплообменника, для теплообменников с разной высотой каналов (см. рис. 6).

Как видно из рис. 6, при заданной высоте щелевого канала 1,6 мм экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи, отнесенное к поверхности теплообмена канала, составляет 15000 Вт/(м<sup>2</sup>°С), что сопоставимо с приведенным в начале статьи расчетным значением коэффициента теплоотдачи для такого щелевого канала, равным 14480 Вт/(м<sup>2</sup>°С).

8. По результатам измерений (см. табл. 1) была построена также графическая зависимость объемного расхода охлаждающей воды от подводимого теплового потока для теплообменника с различной высотой щелевого канала, при сочетании которых обеспечивается поддержание заданного значения температуры в зоне контакта имитатора теплового потока с теплообменником (см. рис. 7), которую можно использовать при проектировании системы охлаждения микро-

процессора на основе одноканального щелевого теплообменника.

### Результаты исследования гидравлических характеристик

Алгоритм исследования гидравлических характеристик одноканального щелевого теплообменника заключался в следующем:

1. Экспериментальным путем находим зависимость потерь давления  $\Delta p$  на теплообменнике от объемного расхода воды  $V_B$  через него

$$\Delta p = f(V_B).$$

2. Полученные значения объемных расходов теплоносителя, скоростей воды и отводимого количества теплоты при разных значениях высоты щелевого канала сводим в таблицу и по ее данным строим график зависимости потерь давления от объемного расхода для разных

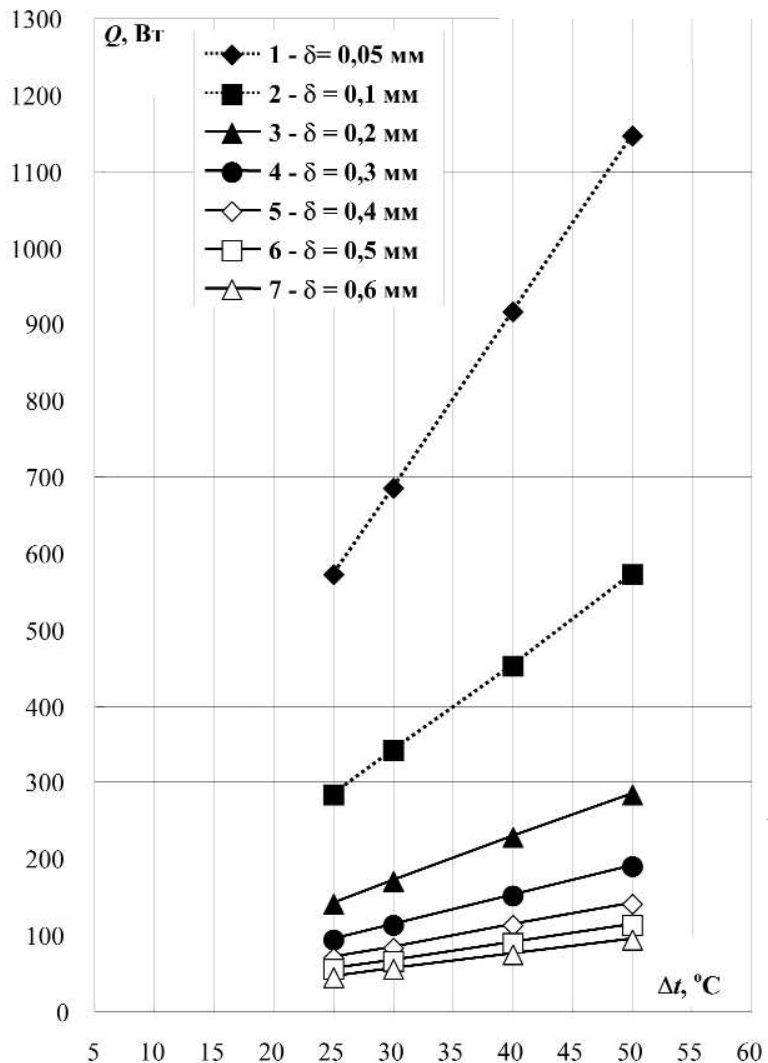
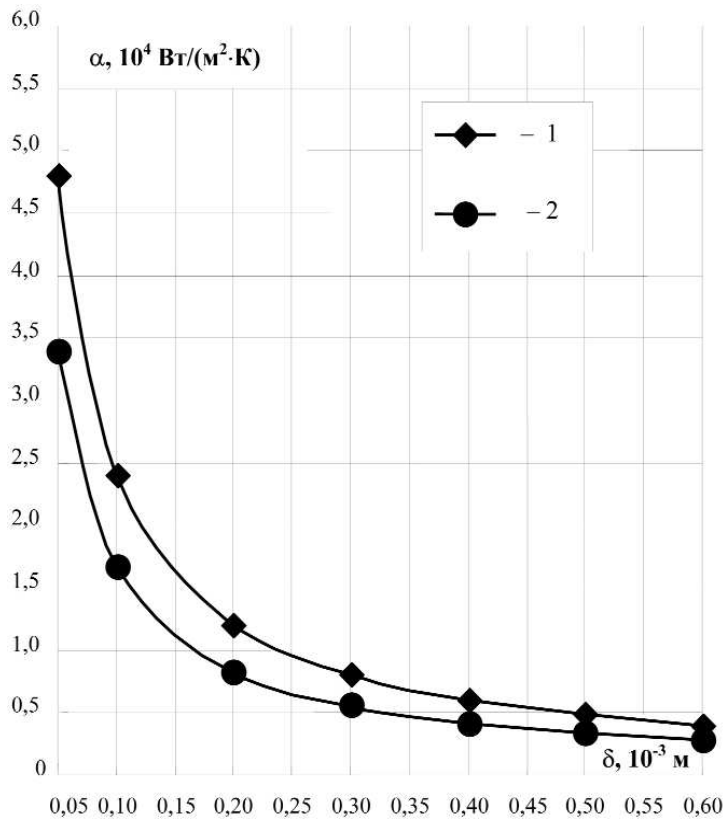


Рис. 5. График зависимости количества отводимой теплообменником теплоты  $Q$  от среднелогарифмического температурного напора  $\Delta t$  для разной высоты  $\delta$  щелевого канала





**Рис. 6.** График значений коэффициента теплоотдачи, отнесенных к поверхности теплообмена щелевого канала (1) и к общей внутренней поверхности теплообменника (2), для теплообменников с разной высотой каналов

значений высоты щелевого канала (см. рис. 8).

3. Определяем значения площади  $f_k$  поперечного сечения канала для прохода теплоносителя при разных значениях высоты щелевого канала  $\delta$ :

- $\delta = 0,05 \text{ мм}; f_k = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$
- $\delta = 0,10 \text{ мм}; f_k = 1 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$
- $\delta = 0,20 \text{ мм}; f_k = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$
- $\delta = 0,30 \text{ мм}; f_k = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$
- $\delta = 0,40 \text{ мм}; f_k = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$
- $\delta = 0,50 \text{ мм}; f_k = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$
- $\delta = 0,60 \text{ мм}; f_k = 6 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$

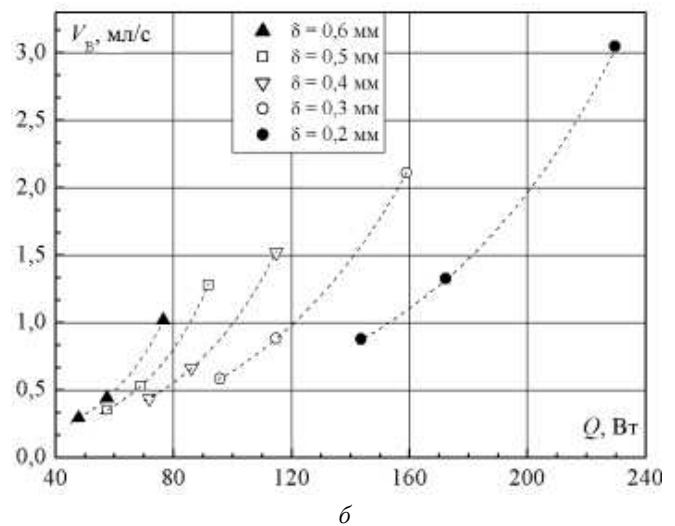
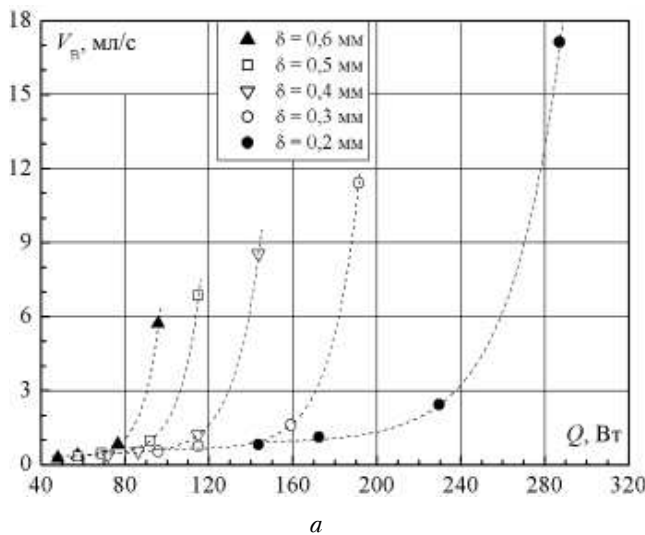
4. Обрабатываем результаты опытов в виде

$$\Delta p = f_1 \left( \text{Re}, \frac{V_B}{f_k} \right)$$

где  $\text{Re}$  — число Рейнольдса, определяемое как  $\text{Re} = w_B 2\delta/\nu$ .

Здесь  $w_B$  — скорость движения воды в щелевом канале, м/с, определяемая как  $w_B = V_B/f_k$ ;

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости охлаждающей жидкости при среднем значении температуры воды в канале,  $\text{м}^2/\text{с}$ .



**Рис. 7.** Зависимость объемного расхода  $V_B$  охлаждающей воды ( $t'_B = 16^\circ\text{C}$ ) через теплообменник от подводимого теплового потока  $Q$  при поддержании значения температуры в зоне теплоподвода на уровне  $68^\circ\text{C}$  (а) и  $65^\circ\text{C}$  (б) для пяти значений высоты щелевого канала  $\delta$

$t_{\text{подл}} = 68^\circ\text{C}$

- $\delta = 0,2; V_B(Q) = 8,63 + 0,001434 \cdot \exp(0,0405 \cdot Q);$
- $\delta = 0,3; V_B(Q) = 6,20 + 0,0000846 \cdot \exp(0,0735 \cdot Q);$
- $\delta = 0,4; V_B(Q) = 4,31 + 0,000723 \cdot \exp(0,0810 \cdot Q);$
- $\delta = 0,5; V_B(Q) = 3,45 + 0,000586 \cdot \exp(0,101 \cdot Q);$
- $\delta = 0,6; V_B(Q) = 3,33 + 0,000303 \cdot \exp(0,126 \cdot Q).$

$t_{\text{подл}} = 65^\circ\text{C}$

- $\delta = 0,2; V_B(Q) = 0,202 + 1,05 \cdot \exp(0,0146 \cdot Q);$
- $\delta = 0,3; V_B(Q) = -1,68 + 1,41 \cdot \exp(0,0175 \cdot Q);$
- $\delta = 0,4; V_B(Q) = 0,100 + 0,525 \cdot \exp(0,0293 \cdot Q);$
- $\delta = 0,5; V_B(Q) = 0,556 + 0,277 \cdot \exp(0,0413 \cdot Q);$
- $\delta = 0,6; V_B(Q) = 0,0942 + 0,344 \cdot \exp(0,0441 \cdot Q).$

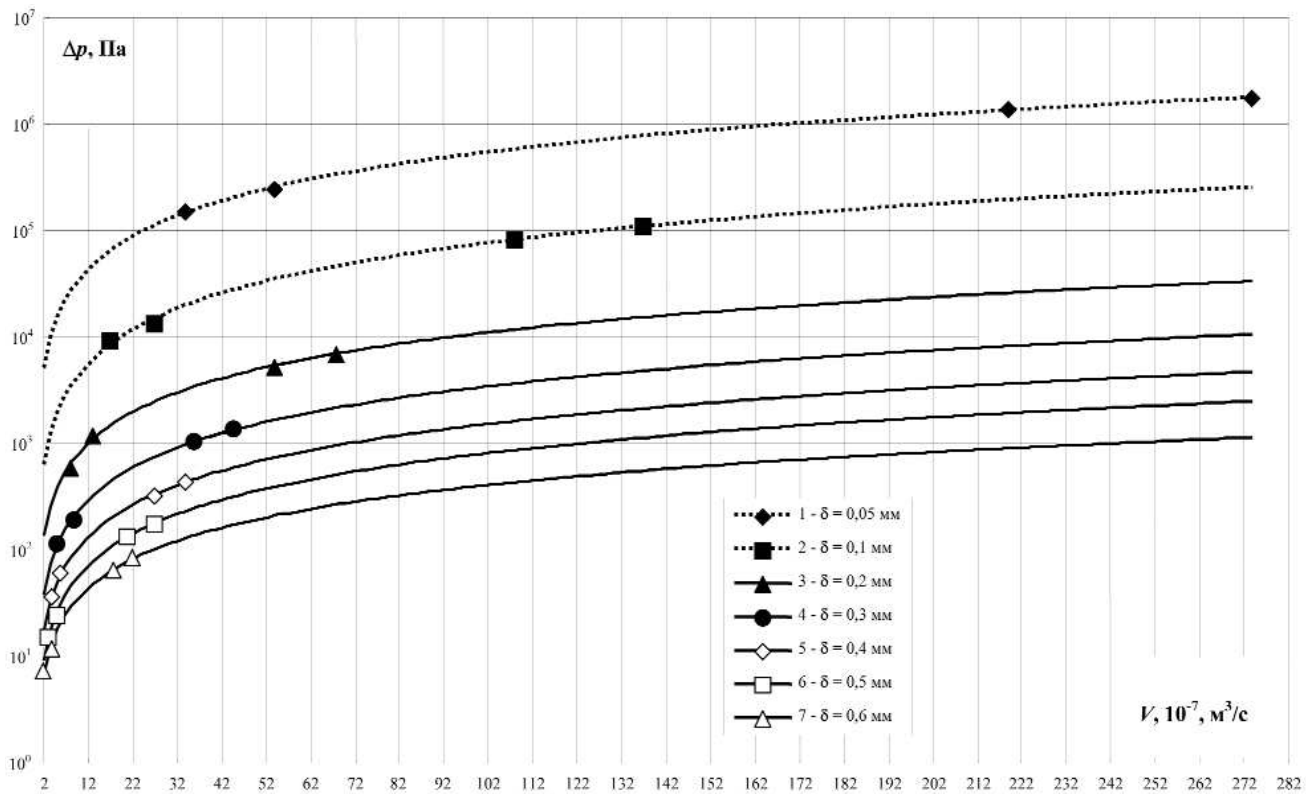


Рис. 8. Зависимость потерь давления  $\Delta p$  от объемного расхода воды  $V$  для разной высоты  $\delta$  щелевого канала

5. В результате обработки результатов исследований получаем зависимость

$$\Delta p = \left( \frac{96 \cdot L}{\text{Re} \cdot (2\delta_k)^2} + 1,02 \right) \cdot \frac{\rho_v \cdot w_v^2}{2},$$

где  $L$  — длина щелевого канала по направлению водяного потока, м.

Полученная зависимость отличается от известной зависимости для щелевых цилиндрических каналов [4] увеличенным почти в 2 раза значением коэффициента местного сопротивления, что обусловлено наличием дополнительного местного сопротивления вне канала на входе в плоский теплообменник и выходе из него.

### Выводы

1. С учетом значительного возрастания гидравлического сопротивления щелевого канала при уменьшении его высоты по результатам экспериментальных исследований можно рекомендовать наиболее оптимальный диапазон значений высоты щелевого канала одноканального теплообменника для жидкостной системы охлаждения мощного микропроцессора 0,2...0,3 мм.

2. Практически определить, какой расход воды необходимо подать через щелевой канал выбранной высоты для обеспечения заданного значения температуры в зоне контакта микропроцессора с

теплообменником при определенном значении подводимого теплового потока, можно по графическим зависимостям, полученным в результате данных экспериментальных исследований (см. рис. 7).

Например, воспользовавшись графиком, приведенным на рис. 7, б, можно определить, что при рассеиваемом микропроцессором тепловом потоке 200 Вт, при выбранной высоте щелевого канала 0,3 мм необходимо обеспечить объемный расход воды 2 мл/с. При этом температура микропроцессора в зоне контакта с теплообменником будет составлять 65°C.

3. Полученные результаты являются основой для развития дальнейших исследований в направлении разработки аналогичных многоканальных щелевых теплообменников с повышенной эффективностью охлаждения.

### Литература

1. Глеб Пархоменко. Водные процедуры // Мой компьютер, 2004. — № 9/284, 01 марта — 08 марта. — С. 17—19.
2. Деклараци́нный патент України на винахід № 59101А, МПК7 Н05К7/20. Охолоджувач процесорів електронних пристроїв // Закрите акціонерне товариство "Консультаційна компанія "Енергетичний консалтинг" / Д.М. Тютюнник, Г.О. Пархоменко. Опубл. 15.08.2003 г., бюл. № 8, 2003 г. Заявка 2003010485 від 20.01.2003 р. — 3 с.





3. Патент України на корисну модель № 22628, МПК(2006) H05K7/20. Рідинна система охолодження потужного електронного компонента // Науково-дослідний комплекс Київського національного університету будівництва і архітектури / Е.С. Малкін, А.В. Тимошенко, Т.Ю. Ніколаєнко,

Ю.Є. Ніколаєнко. Опубл. 25.04.2007. Бюл. № 5. Заявка u200612862 від 06.12.2006 р. — 5 с.

4. Тимошенко А.В. Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілинних мікроканалах: Автореферат дис. ... канд. техн. наук, 05.14.06, ІТТФ НАНУ. — Київ, 2007. — 20 с.

