

ких пластинчатых поверхностей с разрезным оребрением при вынужденной конвекции // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т.27, №4. – С.11-16.

2. Письменный Е.Н., Рогачев В.А., Терех А.М., Бурлей В.Д., Разумовский В.Г. Теплообмен плоских поверхностей с сетчато-проволочным оребрением при вынужденной конвекции // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т.24, №4. – С.71-78.

3. Дыбан Е.П., Эпик Э.Я. Теплообмен и гидродинамика турбулизованных потоков. – К.: Наукова думка, 1985. – 293 с.

4. Эпик Э.Я. Проблемы прогнозирования и расчета верхнего теплового ламинарно-турбулентного перехода (проблемный доклад) // Труды У Минского международного форума по тепло-и массообмену, 24-28 мая 2004, – Минск. – 2004. – 10 с.

Получено 26.02.2007 г.

УДК 519.6

ВЕРЛАНЬ А.Ф.¹, ГОРОШКО И.О.¹, НИКОЛАЕНКО Ю.Е.²

¹Институт проблем моделирования в энергетике им. Г.Е. Пухова НАН Украины

²Министерство промышленной политики Украины

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПЕРСПЕКТИВНЫХ БАЗОВЫХ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЯХ С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ

Розглянуто задачі моделювання теплових і гідродинамічних процесів у системі водяного охолодження яруса БНК нового покоління, побудованої на основі теплових труб. Порівняння результатів кінчоелементного моделювання з експериментом підтвердило адекватність розроблених математичної і комп'ютерної моделей та можливість їх застосування для виконання інженерних розрахунків при розробці і проектуванні перспективних систем охолодження БНК засобів обчислювальної техніки і керування на новій елементній базі з тепловою потужністю, що розсіюється, до 30 кВт в одній стойці.

Рассмотрены задачи моделирования тепловых и гидродинамических процессов в системе водяного охлаждения яруса БНК нового поколения, построенной на основе тепловых труб. Сравнение результатов конечноэлементного моделирования с экспериментом подтвердило адекватность разработанных математической и компьютерной моделей и возможность их применения для выполнения инженерных расчетов при разработке и проектировании перспективных систем охлаждения БНК средств вычислительной техники и управления на новой элементной базе с рассеиваемой тепловой мощностью до 30 кВт в одной стойке.

The problems of simulation of thermal and hydrodynamic processes in the water cooling system of the stage of the new generation basic bearing structure constructed on the base of heat pipes are considered. The comparison of the results of a finite element simulation with an experiment confirmed the adequacy of the developed mathematical and computer models and possibility of their application for carrying out engineering calculations in the development and design of advanced cooling systems of basic bearing structures of the computer and control hardware based on new components with thermal power dissipation up to 30 kW in one rack.

c – удельная теплоемкость жидкости;
 g_i , $i = \overline{1,3}$ – компоненты вектора гравитационного ускорения;
 P – тепловой поток;
 p – давление жидкости;
 T – температура;
 t – время;

v_i , $i = \overline{1,3}$ – компоненты вектора скорости течения жидкости;
 x_i, x_j , $i, j = \overline{1,3}$ – пространственные координаты;
 ΔT – разность температур;
 δ – рассогласование расчетных и экспериментальных значений;
 λ – коэффициент теплопроводности жидкости;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости;
 ρ – плотности жидкости;
 ТТ – тепловая труба;
 БНК – базовая несущая конструкция.

Индексы верхние:

л – ламинарный;

т – турбулентный.

Индексы нижние:

вх – вход;

н – нагреватель;

р – расчетное значение;

ср – среднее значение.

Введение

При создании радиоэлектронных систем и средств вычислительной техники на новой элементной базе с повышенным удельным тепловыделением часто возникают серьезные проблемы, связанные с необходимостью отвода значительного количества теплоты, выделяемой при их работе. Для отвода тепловой мощности в пределах 1,8...2 кВт из одной стойки используются воздушные системы охлаждения, для более высоких значений – водяные или воздушно-водяные системы, способные обеспечить отвод теплового потока до 30 кВт из одной стойки и за счет этого значительно повысить плотность компоновки электронных модулей. Однако для прокачки жидкого теплоносителя по разветвленной сети каналов теплообменников, имеющих достаточно малое сечение, и, как следствие, большое гидравлическое сопротивление, приходится затрачивать большое количество энергии.

В последнее время при разработке систем охлаждения сложных вычислительных комплексов все более широкое применение находят теплопередающие устройства нового поколения – тепловые трубы (ТТ) и термосифоны, действие которых основано на испарительно-конденсационном цикле [1–3]. Они обладают низким тепловым сопротивлением и способны передавать значительные тепловые потоки при малом перепаде температур.

Разработка и проектирование таких систем охлаждения требует проведения детального компьютерного моделирования происходящих в них тепловых и гидродинамических процессов с целью оптимизации их конструкции, что требует проведения интенсивных вычислительных экспериментов с применением современной компьютерной техники. Для решения этих задач не-

обходима разработка адекватных математических моделей процессов тепло- и массопереноса в рассматриваемых системах, выбор и разработка вычислительных методов и алгоритмов для решения указанных задач, ориентированных на эффективную компьютерную реализацию.

Целью настоящей работы является моделирование тепловых процессов в перспективной системе охлаждения базовой несущей конструкции (БНК) третьего уровня (приборный шкаф, стойка) с межсекционными панелями из U-образных ТТ с пластинчатым оребрением [2, 4]. Концевые охлаждаемые части ТТ выведены в вертикальные каналы водяного охлаждения, расположенные в боковых стенках БНК и обладающие невысоким гидравлическим сопротивлением.

Моделирование тепловых процессов

Подход к моделированию тепловых процессов в БНК рассматриваемого типа, основанный на использовании тепловых схем, рассмотрен в работе [4].

Общая эффективность работы систем охлаждения рассматриваемого типа в значительной мере зависит от интенсивности отвода теплоты от зон конденсации ТТ в каналах водяного охлаждения БНК. Математически процесс тепломассопереноса в канале водяного охлаждения в случае пространственной неоднородности тепловых и механических параметров жидкости описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных [5, 6] (по повторяющимся индексам производится свертывание):

1) *уравнение переноса теплоты в движущейся среде*

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right); \quad (1)$$

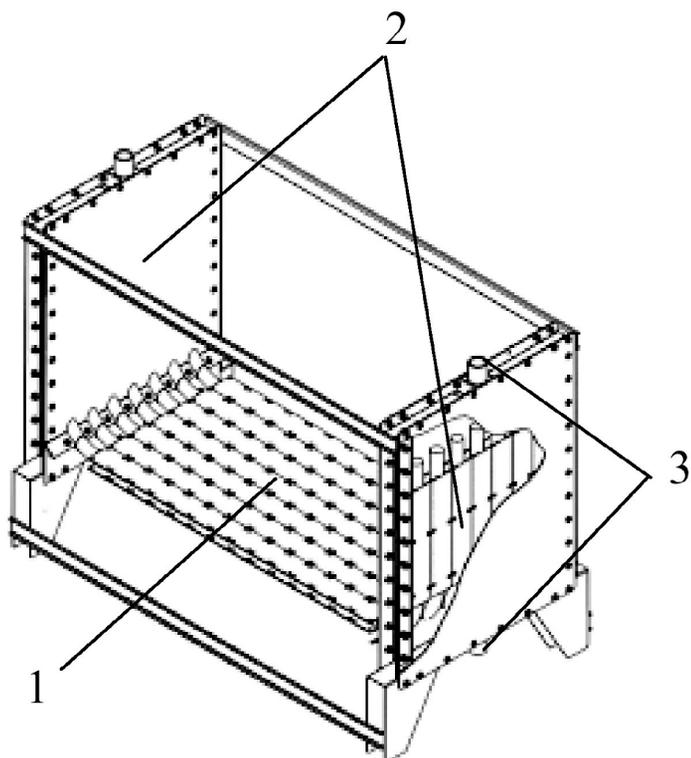


Рис. 1. Макет секции БНК с системой охлаждения на основе ТТ: 1 – панель из U-образных ТТ; 2 – каналы системы водяного охлаждения зон конденсации ТТ; 3 – патрубки для подачи и отвода охлаждающей жидкости.

2) уравнение движения (уравнение импульса)

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i = \rho \left(\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right); \quad (2)$$

3) уравнение неразрывности

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0. \quad (3)$$

К данным уравнениям присоединяются соответствующие конкретной задаче тепловые и механические граничные условия.

В случае турбулентного движения жидкости вместо уравнений (1)–(3) используются уравнения, осредненные по турбулентным пульсациям; поведение пульсационных составляющих при

этом описываются дополнительными уравнениями в рамках той или иной модели турбулентности [5, 6].

Вследствие сложности геометрии охлаждаемых частей ТТ и неоднородности их расположения структура гидродинамических и тепловых полей в канале водяного охлаждения является существенно трехмерной, причем неоднородность температуры заметно влияет на движение жидкости. Поэтому для получения адекватных результатов необходимо совместное решение уравнений гидродинамики и теплопереноса, что усложняет задачу и требует для моделирования значительных вычислительных затрат.

Для численного исследования теплопередачи в каналах системы водяного охлаждения рассматриваемой БНК разработаны конечноэлементные модели, которые позволяют проводить компьютерное моделирование происходящих в ней гидродинамических и тепловых процессов с учетом сложной геометрии теплоотдающих поверхностей ТТ, вязкости жидкости и явлений термоконвекции как при ламинарном, так и при турбулентном режимах течения воды. С целью достижения хорошей точности и устойчивости численного моделирования при решении сопряженных термогидродинамических задач расчеты выполнялись с использованием достаточно мелкой конечноэлементной сетки, сгущающейся при приближении к теплоотдающим поверхностям.

Для оценки степени адекватности результатов, получаемых при численных расчетах, разработанные компьютерные модели были применены для анализа процессов теплопередачи в каналах системы водяного охлаждения экспериментального макета секции БНК (рис. 1), в котором межсекционная панель собрана из семи аммиачных U-образных ТТ диаметром 14 мм с пластинчатым оребрением (ширина полки 30 мм). Снизу к панели в поперечном направлении к ТТ присоединены 14 нагревателей, являющихся тепловыми имитаторами электронных модулей.

Большая размерность конечноэлементных моделей, получаемых для исследуемой системы, приводит к значительным затратам памяти компьютера и времени, необходимого для моделирования. Для повышения эффективности численного моделирования применено упрощение

модели за счет учета симметрии геометрии каналов водяного охлаждения и расположенных в них теплоотдающих частей ТТ относительно двух плоскостей, что позволило уменьшить расчетную область в четыре раза (рис. 2).

Гидродинамические граничные условия. На неподвижных поверхностях (стенки каналов водяного охлаждения, входного и выходного патрубков, поверхности тепловых труб) для скорости жидкости задавались условия прилипания ($v_i = 0$, $i = 1,3$). На срезе входного патрубка задавалось распределение осевой компоненты скорости жидкости, обеспечивающее заданную величину ее расхода, и нулевые значения для поперечных ее составляющих. На срезе выходного патрубка задавалось нулевое значение давления, а на поверхностях симметрии – нулевые значения нормальных компонент скорости жидкости.

Тепловые граничные условия. На стенках каналов и патрубков, а также на плоскостях симметрии при моделировании задавались нулевые значения теплового потока, тогда как на теплоотдающих поверхностях для сопоставления результатов численного и экспериментального моделирования задавались значения температуры, полученные при проведении натурных экспериментов на макете секции при различных величинах тепловой нагрузки и расхода воды. На срезе входного патрубка задавались значения температуры воды, подаваемой в систему охлаждения.

Результаты компьютерного моделирования

Для оценки адекватности и точности разработанных компьютерных моделей был проведен ряд вычислительных экспериментов, в которых в качестве исходных данных использовались значения температур на теплоотдающих поверхностях и расхода охлаждающей жидкости, полученные при проведении натурных экспериментов в установившихся режимах. Численные решения, полученные при моделировании, дали возможность выяснить некоторые особенности гидродинамических и тепловых процессов, происходящих в системе водяного охлаждения макета БНК, которые не были в полной мере выявлены в рамках экспериментальных исследований из-за

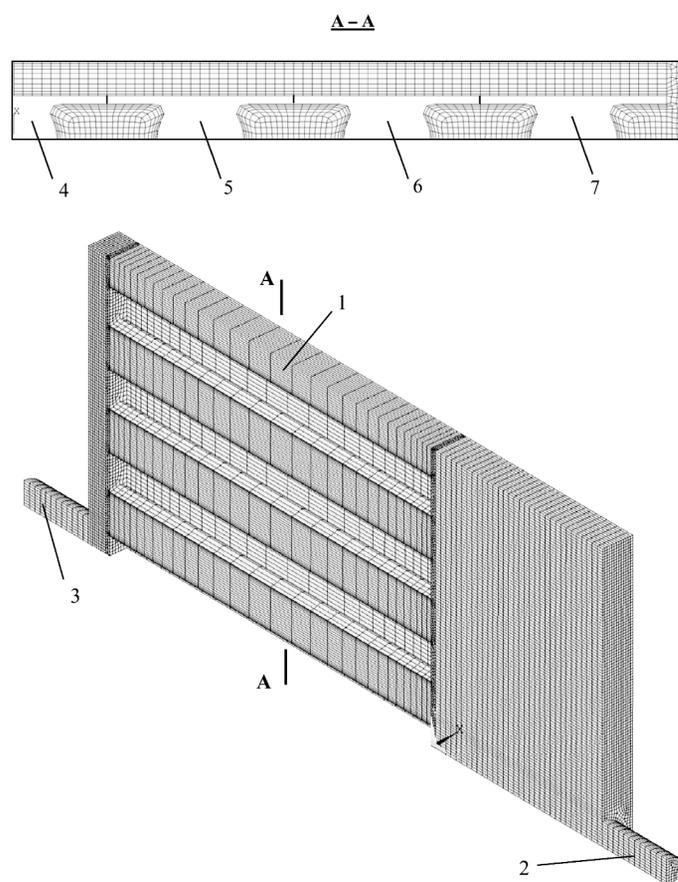


Рис. 2. Расчетная область, используемая при конечноэлементном моделировании процессов тепломассообмена в канале водяного охлаждения макета секции БНК: 1 – зона размещения охлаждаемых конечных частей ТТ; 2 и 3 – верхний и нижний патрубки; 4–7 – сечения ТТ.

сложности прямого измерения значений скорости жидкости и температуры в произвольных точках потока. Для моделирования процессов теплообмена в каналах БНК были проведены расчеты как для случая подачи воды в каналы сверху вниз, так и для случая подачи воды снизу вверх.

При компьютерном моделировании теплопередачи при подаче воды сверху вниз общий расход воды принимался равным 6 л/мин, т.е. по 3 л/мин на каждый канал. При этом значения температуры охлаждаемых частей ТТ определялись при значениях тепловой нагрузки (710, 1050, 1610, 2055 и 2475 Вт), которая подавалась на зоны нагрева ТТ при экспериментальном моделировании. Расчеты проводились как для лами-

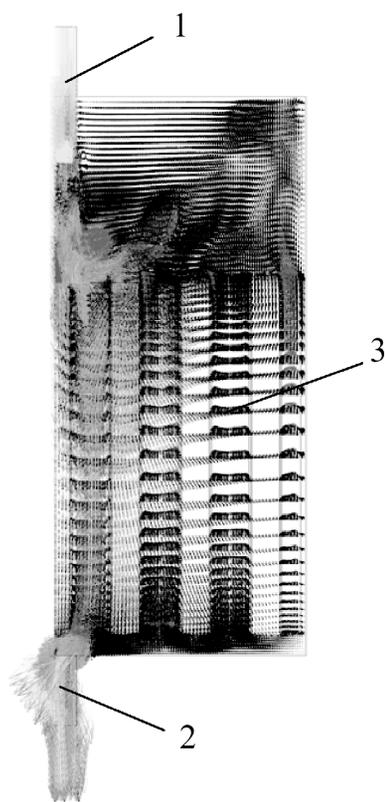


Рис. 3. Поле вектора скорости жидкости в узлах расчетной сетки при температурах теплоотдающих поверхностей, отвечающих отводимому тепловому потоку 2475 Вт (ламинарный режим): 1 – подача охлаждающей жидкости; 2 – отвод охлаждающей жидкости; 3 – зона обратного течения, усиленного термоконвекцией.

нарного, так и для турбулентного режимов течения жидкости.

Результаты моделирования показали, что вследствие подвода и отвода охлаждающей воды через центрально расположенные патрубки, основная часть потока жидкости от входа к выходу проходит в центральной части канала, а в боковых частях канала имеют место обратные циркуляционные течения. При больших тепловых нагрузках потоки в боковых частях канала значительно усиливаются благодаря термоконвекции жидкости и режим охлаждения отдаленных от центра ТТ определялся прежде всего этими конвективными течениями. Достаточно детальное представление о структуре течения жидкости в канале дают рисунки 3 и 4.

Таблица.

P_n , Вт	710	1050	1610	2055	2475
P_p^l , Вт	127,8	543	1509	1841	2591
δ^l , %	-82	-48,3	-6,3	-10,4	4,7
P_p^t , Вт	729,1	946,6	1749	2041	3240
δ^t , %	2,7	-9,9	8,7	-0,7	30,9

Результаты проведенных вычислительных экспериментов хорошо согласовываются с данными, полученными при натурном моделировании (таблица).

Как видно из таблицы, при больших значениях тепловой нагрузки (1610...2475 Вт) рассогласование между расчетными значениями отводимого теплового потока в канале системы охлаждения, полученными для ламинарного режима, и величиной тепловой нагрузки, которая подавалась на макет при экспериментальном моделировании, составило ~10 % (такой же уровень точности имели оценки теплового потока по разнице измеренных значений температуры воды на входе и выходе). Однако для малых значений тепловой нагрузки (710 и 1050 Вт) расчеты в ламинарном режиме дали значительно заниженные значения теплового потока. При переходе к расчетам в режиме турбулентного течения жидкости были получены результаты, адекватные экспериментальным данным. В то же время для максимальной тепловой нагрузки моделирование в турбулентном режиме дало завышенное значение теплового потока.

Анализ результатов численного и экспериментального моделирования (рис. 5) дает возможность объяснить эту разницу в эффективности теплопередачи в каналах системы водяного охлаждения исследуемого макета, которая наблюдалась при разных уровнях тепловой нагрузки. Так, поток воды, поступающий по подводящим патрубкам (внутренний диаметр 20 мм) в каналы охлаждения при расходе 3 л/мин, имеет среднюю скорость около 16 см/с, что соответствует числу Рейнольдса 3200, т.е. течение является в достаточной мере турбулизированным. Внутри канала

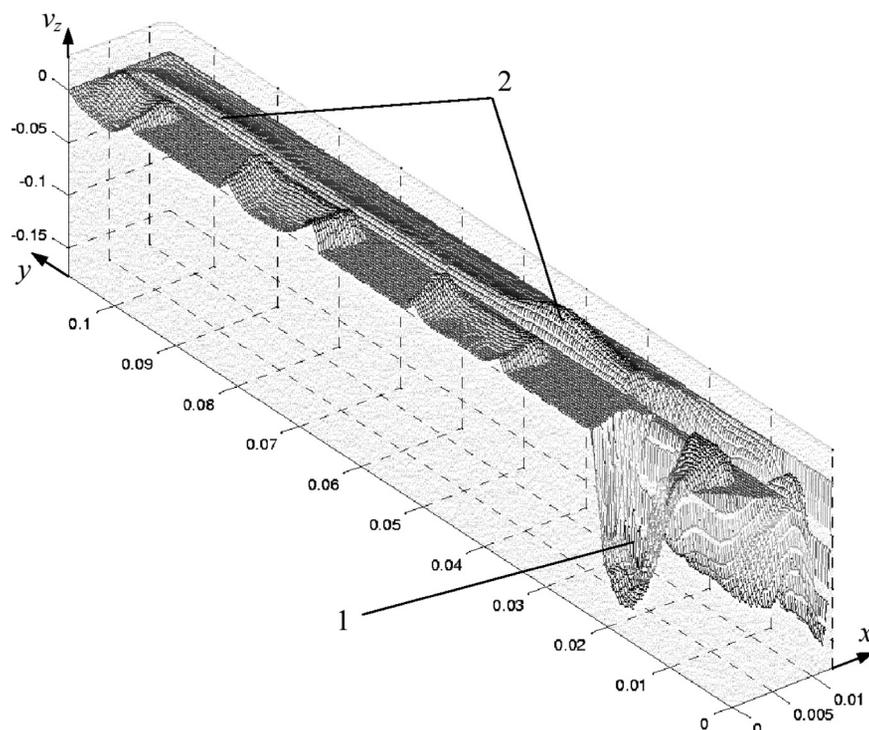


Рис. 4. Профиль вертикальной компоненты скорости жидкости в поперечном сечении канала на уровне верхних концов хвостовых частей ТТ: 1 – основной поток жидкости; 2 – обратное течение, усиленное термоконвекцией.

охлаждения скорость течения уменьшается, и в большей части объема канала быстро ламинаризуется. Такая картина течения наблюдается при больших уровнях тепловой нагрузки, поскольку интенсивные восходящие термоконвекционные потоки, имеющие место вдоль большей части теплоотдающих поверхностей, экранируют неоднородности сборки хвостовых частей ТТ, выведенных в канал. Однако при малых уровнях тепловой нагрузки интенсивность термоконвекции значительно уменьшается, и поток воды, входящий в канал, взаимодействует с конструктивными неоднородностями сборки ТТ, что приводит к турбулизации течения, и, как результат, к повышению эффективности теплоотдачи.

Расчеты, проведенные при помощи разработанной компьютерной модели для случая подачи охлаждающей воды снизу вверх, при задании на теплоотдающих поверхностях концевых частей ТТ температур, наблюдаемых при проведении экспериментальных исследований для значений тепловой нагрузки 1590, 2170, 2865 и 3600 Вт (об-

щий расход воды 6 л/мин, т.е. по 3 л/мин на каждый канал, температура воды на входе 6,5 °С), показали, что рассогласование расчетных и экспериментальных значений общей тепловой мощности составляет ~25...30 % (результаты расчетов несколько превышали экспериментальные данные). Это достаточно регулярное отклонение может быть объяснено тем, что при моделировании в расчетах не были включены небольшие неоребранные участки изгибов ТТ в местах их введения в канал, которые могут приводить к нарушению симметрии картины течения жидкости в канале макета при подаче воды снизу. Введение поправочного коэффициента, равного 0,8, позволило скорректировать значения вычисленной тепловой мощности и приблизить их к значениям, наблюдаемым в эксперименте.

Выводы

1. Разработанные конечноэлементные компьютерные модели для численного моделирования теплопередачи в каналах системы водяного

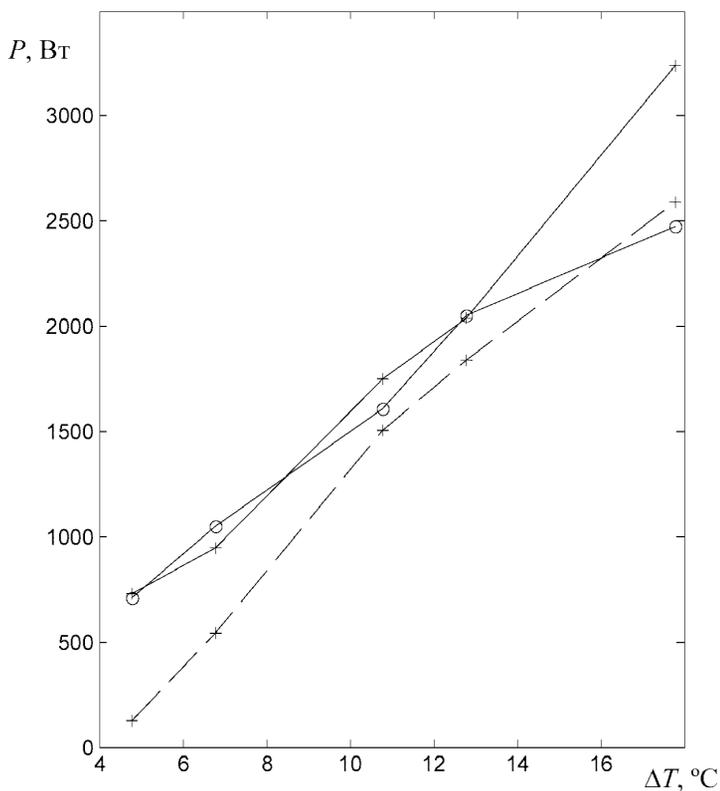


Рис. 5. Зависимость отводимого теплового потока Q от разницы средней температуры на поверхностях концевых частей ТТ и температуры воды на входе $\Delta T = T_{\text{ср}} - T_{\text{вх}}$ (при $T_{\text{вх}} = 19,2 ^\circ\text{C}$): “о” – эксперимент; “+” – компьютерное моделирование: пунктирная линия – ламинарный режим, сплошная линия – турбулентный режим.

охлаждения БНК с межсекционными панелями из U-образных ТТ позволяют эффективно моделировать происходящие в них тепловые и гидродинамические процессы с учетом сложной геометрии теплоотдающих поверхностей как при ламинарном, так и при турбулентном режимах течения охлаждающей жидкости.

2. Сопоставление результатов проведенных вычислительных экспериментов с данными, полученными при натуральных испытаниях макета секции БНК, показали их хорошее согласование (рассогласование в пределах 10...15 %), что свидетельствует об адекватности созданных компьютерных моделей и возможности их применения для выполнения инженерных расчетов при разработке и проектировании перспективных систем охлаждения БНК на основе U-образных ТТ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Николаенко Ю.Е. Аппаратное построение высокопроизводительных вычислительных систем с повышенной эффективностью теплоотвода // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2005. – № 5. – С. 31–34.
2. Декларацийний патент України на винахід № 58839 А, МПК7 Н 05К7/20. Шафа для радіоелектронної апаратури / Ю.Є. Ніколаєнко. – 5 с. іл.; Опубл. 15.08.2003.
3. Николаенко Ю.Е. Схемные решения организации теплоотвода от функциональных модулей ЭВМ с помощью двухфазных теплопередающих элементов и устройств // Управляющие системы и машины. – 2005. – № 2. – С. 29–36.
4. Горошко И.О., Николаенко Ю.Е. Моделирование процессов теплопередачи в системах охлаждения радиоэлектронного оборудования с теплотрубными панельными коллекторами // Электронное моделирование. – 2005. – Т. 27, № 5. – С. 115–123.
5. Померанцев А.А. Курс лекций по теории тепломассобмена. М.: Высшая школа, 1965. – 350 с.
6. Ши Д. Численные методы в задачах теплообмена. – М.: Мир, 1988. – 544 с.

Получено 20.04.2007 г.