

сжимаемого пограничного слоя (анализ системы уравнений)// Теплофизика и аэромеханика. 2004. – Т. 11, № 2. – С. 227–245.

2. Репухов В.М. Общее преобразование уравнений конвективного теплопереноса и расчет эффективности трехмерных пристенных защитных завес// Пром. теплотехника. – 2004. – Т. 6, № 3. – С. 18–27.

3. Репухов В.М. Общее преобразование уравнений нестационарного конвективного теплопереноса к простейшему виду// Пром. теплотехника. – 2005. – Т. 27, №2. – С. 9–20.

4. Репухов В.М. Преобразование общих транспортных уравнений конвективного теплопереноса к простейшей форме// Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов. М.: МЭИ, 2005. – Т. 1, С. 13–19.

5. Петровский И.Г. Лекции по теории обыкновенных дифференциальных уравнений. М.: Наука, 1964. – 272 с.

Получено 11.07.2005 г.

УДК536.24:535.2

БОРИСОВ И.И., ХАЛАТОВ А.А., КОБЗАРЬ С.Г.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ В ЩЕЛЕВЫХ КАНАЛАХ С ПРОДОЛГОВАТЫМИ УГЛУБЛЕНИЯМИ И ВЫСТУПАМИ

Наведено результати експериментального дослідження теплообміну і аеродинамічного опору в плоских каналах із довгастими заглибинами та виступами. Проаналізовано теплогідравлічні характеристики каналів, проведено оцінку можливості їх використання при створенні теплообмінників-рекуператорів для мікротурбінного устаткування.

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена и сопротивления в плоских каналах с продолговатыми углублениями и выступами. Проанализированы теплогидравлические характеристики каналов, выполнена оценка возможности их использования при создании теплообменников-рекуператоров для микротурбинных установок.

The results of heat transfer and hydraulic resistance in a narrow channel with lengthwise dimples and pimples are presented. The thermohydraulic characteristics of the channels are analyzed; the application of such a channels in heat exchangers-recuperators for microturbines is evaluated.

C_p – теплоемкость при постоянном давлении;

h – высота канала;

f – коэффициент аэродинамического сопротивления;

k – коэффициент теплопередачи;

\dot{m} – массовый расход;

S – поверхность теплообмена;

S_x – поперечный шаг углублений (выступов);

S_z – продольный шаг углублений (выступов);

Nu – число Нуссельта;

Re – число Рейнольдса;

NTU – число единиц переноса;

ε – эффективность теплообмена.

Нижние индексы:

0 – аэродинамические и теплообменные характеристики гладкого канала;

max – максимальный;

min – минимальный.

Достижение высокой эффективности теплообмена при минимальных потерях давления про-

должает оставаться актуальной задачей для разработчиков рекуператоров и утилизаторов тепло-

ты установок децентрализованного энергоснабжения, а также теплообменников для различных технических приложений. Задача снижения потерь давления приводит к необходимости эксплуатации при малых (от 200 до 800) числах Рейнольдса. Одним из путей совершенствования теплообменников (снижения поверхности и веса, повышения компактности) является повышение теплогидравлических характеристик каналов, поскольку при заданных эффективности теплообмена и потерях давления этот фактор позволяет работать при более высоких числах Рейнольдса.

Использование поверхностных углублений для интенсификации теплообмена является одним из перспективных способов увеличения теплообмена при минимальном уровне гидравлических потерь, однако для обеспечения способности пластин выдерживать перепад давления между соседними каналами необходима установка дистанционирующих элементов. В качестве одной из перспективных форм рассматриваются теплообменные каналы с продолговатыми углублениями на одной поверхности канала и выступами на противоположной, причем продольные оси элементов на одной поверхности расположены под углом 90° по отношению к осям на другой. Такое расположение позволяет обеспечить необходимую прочность и жесткость поверхностей, однако, как ожидается, оно приведет к загромождению проходного сечения и повышению гидравлических потерь.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование теплообмена и сопротивления при низких и средних числах Рейнольдса в узких каналах с продолговатыми углублениями на одной стороне и продолговатыми выступами на другой, а также анализ применимости исследованных каналов для создания теплообменников-рекуператоров для микротурбинных установок.

Экспериментальная установка и методика проведения экспериментов

Эксперименты проводились на установке, описанной в работе [1]. Воздух от компрессора подавался в рабочий участок через измеритель

расхода, омический нагреватель, ресивер, сопло, соединительный прямоугольный канал. Рабочий участок располагался в емкости с проточной водой для его охлаждения. Вода подавалась из сети и поступала в емкость через ряд трубок, обеспечивающих импактное натекание, как на нижнюю, так и на верхнюю поверхность теплообмена. Кроме того, для обеспечения большей равномерности температуры стенки в верхней части емкости устанавливалась мешалка с электродвигателем мощностью 90 Вт и угловой скоростью вращения вала 2700 об/мин. Изменение среднемаассовой температуры воды в процессе теплообмена не превышало $0,5^\circ\text{C}$.

Ресивер прямоугольного сечения был выполнен таким образом, что воздух, поступающий в него из нагревателя круглого сечения, вначале натекал на плоскую преграду, установленную посередине с прямоугольными зазорами от дна и крышки. В результате обеспечивалось равномерное распределение потока по ширине. Сопло на выходе из ресивера, выполненное по профилю Витошинского, обеспечивало равномерный профиль скорости по высоте и ширине прямоугольного канала. Кроме того, на входе в сопло устанавливалась выравнивающая сетка.

Внешняя поверхность ресивера, сопла и соединительного канала теплоизолировались базальтовой ватой с коэффициентом теплопроводности $k = 0,04$ Вт/мК, для минимизации тепловых потерь в атмосферу.

В экспериментах измерялись: расход газа, расход воды (для контроля), температура газа на входе в канал и на выходе из него, температура стенки канала, перепад статического давления в канале. Диапазон изменения расхода воздуха составлял $0,5...6,7$ г/с, температура воздуха на входе в канал варьировалась в диапазоне $50...150^\circ\text{C}$. Расход газа измерялся ротаметром, прошедшим предварительную калибровку. Среднемаассовая температура воздуха на входе в канал и на выходе из него, а также температура стенки канала, измерялись сертифицированными калиброванными хромель-алюмелевыми термопарами заводского исполнения. При измерении температуры потока, для минимизации погрешности, связанной с возможной неравномерностью поля температуры по высоте канала, термопары помещались

в экраны из тонкостенной нержавеющей трубки. С целью исключения тепловых потерь, измерительные участки на входе и выходе снаружи теплоизолировались пенопластом. Термопара для измерения температуры стенки припаивалась к поверхности теплообмена с внешней стороны, примерно на расстоянии трети длины от входа в канал. Для проверки идентичности показаний термопар проводились тестовые измерения температур потока и стенки в адиабатических условиях, с включенным нагревом, но без наполнения бака водой и с теплоизоляцией канала базальтовой ватой. При этом показания термопар отличались не более, чем на 0,5 °С. Поскольку при обработке данных основное значение имеет не абсолютное значение температуры, а ее разность, можно считать, что обеспечивалась необходимая точность экспериментов.

Для отбора статического давления использовались два приемных отверстия, на входе в канал и на выходе из него. Перепад давления измерялся водяным дифманометром, а при его малых значениях (менее 1000 Па) – микроманометром МКВ250-0.02 с ценой деления 0,1 Па.

Методика обработки экспериментальных данных

Интегральный тепловой поток определялся по балансовому соотношению, а при определении средней плотности теплового потока поверхности рассматривались как плоские. Температурный напор определялся как среднелогарифмический. Критерии Рейнольдса и Нуссельта определялись по эквивалентному диаметру, а теплофизические свойства базировались на среднеарифметической температуре потока. Средний коэффициент сопротивления определялся с использованием соотношения Дарси, при этом скорость газа в канале находилась по средней плотности потока и проходному сечению плоского канала. В качестве эквивалентного размера использовался тот же, что и при определении числа Нуссельта.

Основные относительные погрешности измерений составляли: массового расхода газа $\pm 2,1\%$; числа Рейнольдса – $\pm 2,3\%$; коэффициента теплоотдачи $12,7\%$; числа Нуссельта $\pm 13,6\%$; перепада статического давления $\pm 2,0\%$; коэффициента сопротивления $\pm 7,8\%$.

Экспериментальные каналы

Исследованы пять типов каналов, поверхности которых образованы продолговатыми углублениями на одной пластине и выступами на противоположной, причем вершины выступов находились в плотном контакте с противоположной поверхностью. Контакт обеспечивался точечной сваркой. Основные характеристики исследованных каналов приведены в таблице.

Вариант 1 представляет собой канал “углубление-выступ”, образованный наложением пластин: пластины с поперечными углублениями в шахматном порядке, и пластины с продолговатыми выступами в коридорном порядке. Варианты 2 и 3 образованы пластинами с поперечными углублениями в шахматном порядке, и пластин с продолговатыми выступами в шахматном порядке.

Вариант 4 образован пластиной с поперечными выступами в шахматном порядке, и пластиной с продолговатыми углублениями в коридорном порядке. Этот вариант – обратный варианту 1, т.е. варианты 1 и 4 при последовательном наложении пластин образуют теплообменный пакет.

Вариант 5 образован поперечными выступами в шахматном порядке, и пластины с продолговатыми выступами в шахматном порядке, в данном случае теплообменный пакет образуют варианты 3 и 5.

Высота канала для вариантов 1 – 3 составляет 2,0 мм, а для вариантов 4 и 5 она равна 2,5 мм. Число Рейнольдса, вычисленное по эквивалентному диаметру на входе, изменяется от 720 до 8600.

Результаты экспериментов и их анализ

Результаты тестовых экспериментов в плоском канале сравнивались с известными соотношениями для ламинарного ($Nu_0 = 7,6; f = 96/Re$) и турбулентного ($Nu_0 = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4}; f = 0,316/Re^{0,25}$) потоков в канале [2]. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса расхождение полученных данных с указанными зависимостями не превышало 4%. Переход от ламинарного к турбулентному течению имел место при $Re = 2200 \dots 2500$, а развитое турбулентное течение возникало при $Re > 3800$.

Таблица. Геометрические и режимные параметры исследуемых каналов.

№ Вид канала		Пластины (рис.1)	Re	h, мм	Пластина 1		Пластина 2	
					S _x , мм	S _z , мм	S _x , мм	S _z , мм
1	Поперечные углубления – продольные выступы	№ 1-А1 № 2-В2	710... 6030	2	13	8	7	13
2	Поперечные углубления – продольные выступы	№ 1-А1 № 2-В2	820... 7900	2	15	8	8	12
3	Поперечные углубления – продольные выступы	№ 1-А1 № 2-В2	720... 8600	2	15	8	9	13
4	Поперечные выступы – продольные углубления (обратный канал по вар.1)	№ 1-А2 № 2-В1	880... 4900	2,5	13	8	7	13
5	Поперечные выступы – продольные углубления (обратный канал по вар. 3)	№ 1-А2 № 2-В1	730... 6950	2,5	15	8	9	13

* Цифра 1 означает поверхность с углублениями, цифра 2 – поверхность с выступами.

Результаты по теплообмену и сопротивлению в каналах с продолговатыми лунками и выступами показаны на рис. 2. Для канала с поперечными лунками и продолговатыми выступами (варианты 1–3) число Нуссельта во всем исследованном диапазоне чисел Рейнольдса пропорционально $Re^{0,67...0,7}$, причем следует отметить, что при коридорном расположении выступов теплообмен несколько выше, однако и сопротивление также выше. Зависимость коэффициента сопротивления для данных трех вариантов подчиняется закону $Re^{-0,2}$.

Для канала с поперечными выступами в шахматном порядке и продольными углублениями в коридорном порядке (вариант 4) число Нуссельта пропорционально $Re^{0,6}$, а коэффициент сопротивления – $Re^{-0,25}$. Для канала с поперечными выступами и продольными углублениями, выполненными в шахматном порядке (вариант 5) число Нуссельта пропорционально $Re^{0,54}$, а коэффициент сопротивления – $Re^{-0,33}$. Наиболее высокий уровень теплообмена из всех исследованных вариантов, как и следовало ожидать, имеет место в канале с поперечными выступами (вар. 4), поскольку в нем меньший, в сравнении с вариантом 5, поперечный шаг их расположения (наибольшая плотность). Однако такой высокий

теплообмен достигнут за счет очень высокого гидравлического сопротивления.

Результаты по интенсификации теплообмена и фактору увеличения сопротивления приведены на рис. 3. Как видно из рисунка, для всех исследованных каналов фактор Nu/Nu_0 достигает максимума при $Re \approx 2400$. Наибольшая степень интенсификации (порядка 9) достигается в канале с поперечными выступами, установленными в шахматном порядке и продольными углублениями, выполненными в коридорном порядке (вариант 4), а самая низкая – в канале с поперечными углублениями и продольными выступами (вариант 3). При значениях числа Рейнольдса выше 5000 зависимости Nu/Nu_0 и f/f_0 для всех вариантов становятся более пологими и стремятся к постоянной величине.

Результаты по определению параметра аналогии Рейнольдса $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ и теплогидравлического фактора $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0,33}$ приведены на рис. 4. Как видно из рисунка, наибольшее значение параметра аналогии Рейнольдса (порядка 0,25), имеет место в каналах с поперечными углублениями и продольными выступами, расположенными в шахматном порядке (варианты 2 и 3), а самые низкие – ($\approx 0,06$) получены для канала с поперечными выступами в шахматном порядке и

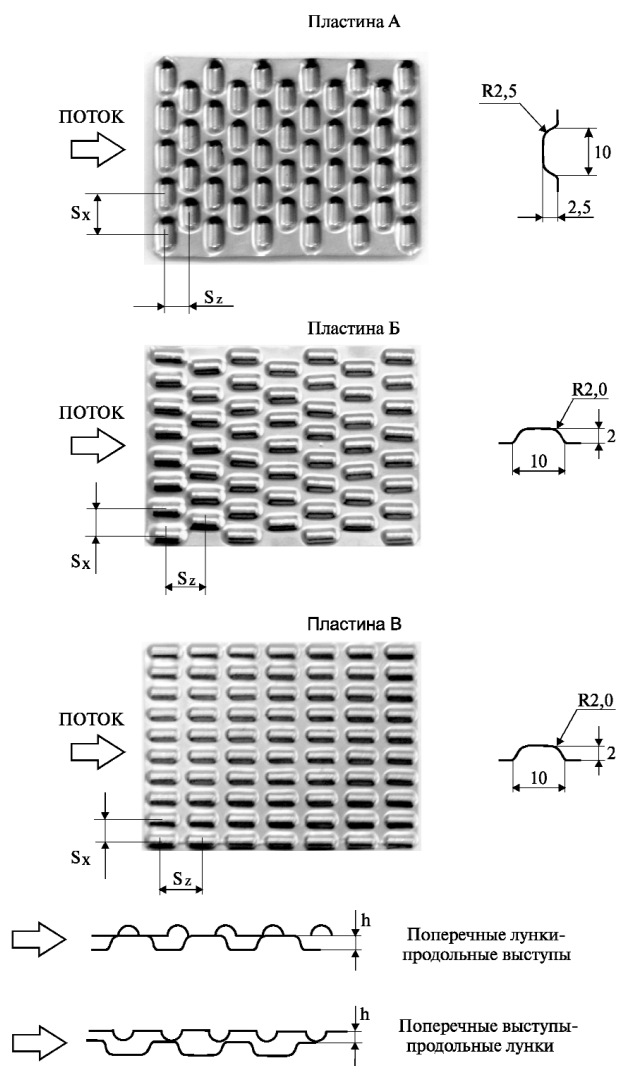


Рис. 1. Теплообменные поверхности и каналы.

продольными углублениями в коридорном порядке (вариант 4). Как видно из рисунка, увеличение поперечного шага расположения выступов на 2 мм (с 13 до 15 мм) резко (на 40 %) увеличивает параметр аналогии Рейнольдса и теплогидравлическое совершенство данного типа канала.

Результаты по теплогидравлическому фактору показывают, что основное различие между исследованными вариантами имеет место при $Re < 2400$. При $Re > 4000$ зависимость $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0,33}$ от Рейнольдса существенно ослабевает, и стремится к постоянной величине для всех исследованных конфигураций. Из всех вариантов наивысшее значение теплогидравлического фактора получено для каналов с поперечными углублениями и

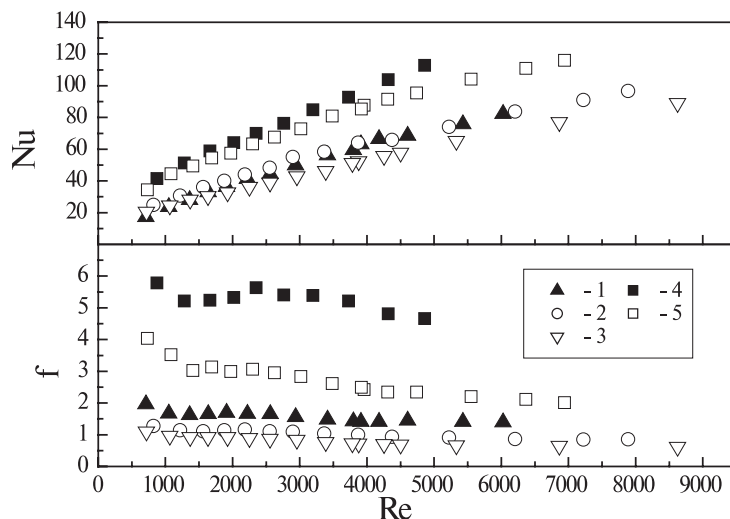


Рис. 2. Зависимость числа Нуссельта и коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса. 1 – 5 – соответственно варианты 1 – 5.

продолговатыми выступами, расположенными в шахматном порядке (варианты 2 и 3).

Потенциальное использование исследованных каналов при создании теплообменников-рекуператоров для микротурбинных установок

При создании теплообменников-рекуператоров среди основных рассматриваемых факторов можно выделить удельную теплообменную поверхность, компактность, стоимость, способность выдерживать циклические термические нагрузки. Данный анализ сфокусирован на минимизации теплообменной поверхности и сравнении этого параметра с имеющимися на данный момент наилучшими техническими решениями. Для оценочных расчетов использовался относительный перепад давления газового тракта теплообменника, равный 3 %, а температура газа на входе – 800 °С. Теплогидравлический анализ применимости тех или иных видов теплообменных пластин и сформированных с их помощью теплообменных каналов проводился с использованием числа единиц переноса [2]:

$$NTU = \frac{kS}{\dot{m}_{\min} C_p},$$

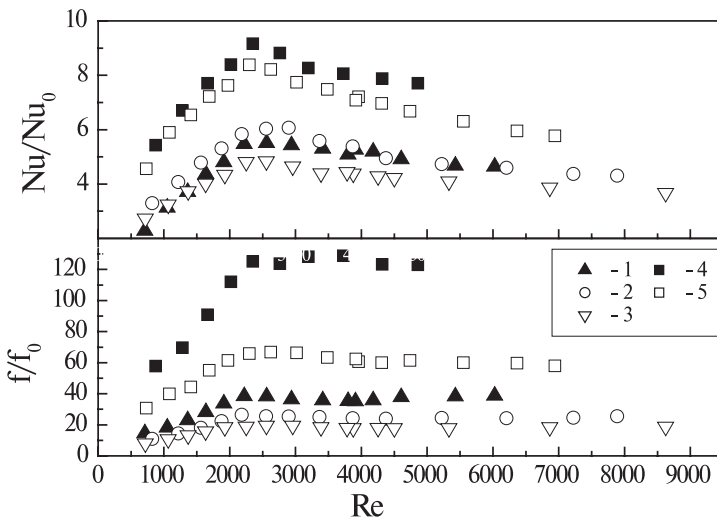


Рис. 3. Зависимость факторов интенсификации теплообмена и повышения сопротивления от числа Рейнольдса. 1–5 соответственно варианты 1–5.

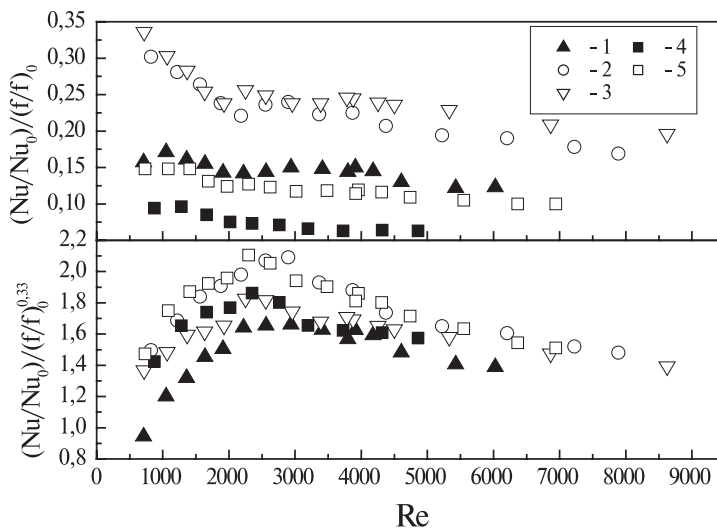


Рис. 4. Зависимость коэффициента аналогии Рейнольдса и теплогидравлического фактора от числа Рейнольдса. 1–5 – соответственно варианты 1–5;

где k – коэффициент теплопередачи; \dot{m}_{\min} – минимальный из двух теплоносителей массовый расход; S – теплообменная поверхность; C_p – теплоемкость при постоянном давлении.

В результате анализа, проведенного по методике, изложенной в [3], были определены зависимости максимальных рабочих чисел Рейнольдса,

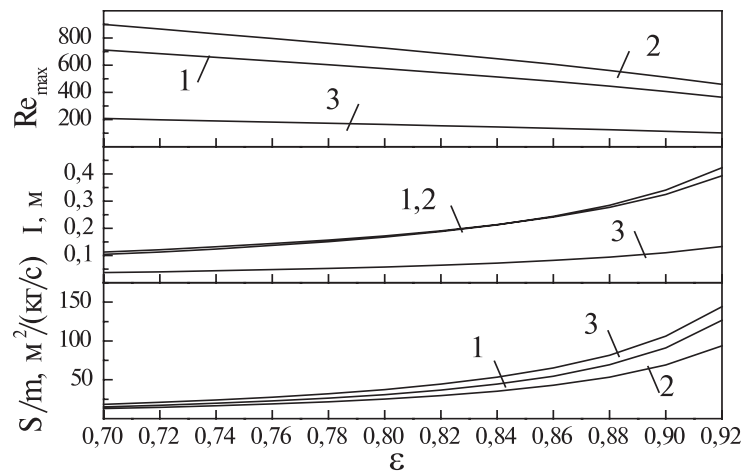


Рис. 5. Зависимость максимального рабочего числа Рейнольдса, длины теплообменного канала и удельной теплообменной поверхности от эффективности теплообменника. 1,2 – соответственно пакеты теплообменных каналов вар. 1–4 и 3–5 (таблица); 3 – теплообменник на основе поверхностей с гофрами, синусоидальными по длине [4].

длины канала и удельной теплообменной поверхности от эффективности теплообмена (рис. 5). Как видно из рисунка, наименьшую теплообменную поверхность имеет пакет каналов, скомпонованный на основе вариантов 3 и 5, причем по данной характеристике этот пакет превосходит теплообменник на основе поверхностей с гофрами, синусоидальными по длине [4], который на данный момент является наилучшим техническим решением для рекуператоров микротурбинных установок.

Выводы

В результате проведенных исследований определены теплогидравлические характеристики каналов с поверхностными продолговатыми углублениями и выступами, а также проанализирована их применимость для создания эффективных рекуператоров микротурбинных установок. Как показывает анализ, по удельной поверхности теплообмена исследованные каналы в 1,5 раза превосходят используемые в настоящее время пакеты на основе поверхностей с гофрами, синусоидальными по длине.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Борисов И.И., Халатов А.А., Кобзарь С.Г.* Теплообмен и сопротивление в щелевых каналах со сферическими углублениями и дистанционирующими элементами // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, №5. – С. 10 – 17.
2. *Shmidt, F., Henderson, R., & Wolgemuth, C.* Introduction to Thermal Sciences. – John Willey & Sons, New York, 1984. – NY. – 445 p.

3. *Борисов И.И., Халатов А.А., Кобзарь С.Г.* Рекуператоры для микротурбинных установок децентрализованного энергоснабжения // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, №1. – С. 31–37.

4. *Utriainen E., Sunden B.* A comparison of some heat transfer surfaces for small gas turbine recuperators // ASME Paper GT2001-0474.

Получено 10.05.2006 г.