

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАНАЛОВ СО СФЕРИЧЕСКИМИ УГЛУБЛЕНИЯМИ И ДИСТАНЦИОНИРУЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

А. А. Халатов, И. И. Борисов, С.Г. Кобзарь, В. Н. Онищенко

Институт технической теплофизики Национальной Академии наук Украины

Адрес: ул. Желябова, 2а, Киев, 04213, Украина

E-mail: khalatov@vortex.org.ua

Представлены результаты исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления в плоских каналах со сферическими углублениями и дистанционирующими элементами. Проанализировано влияние дистанционирующих элементов на теплообмен, сопротивление, параметр аналогии Рейнольдса и теплогидравлическую эффективность. Всего изучено более 30 вариантов каналов. В докладе приведены результаты для пяти основных вариантов, проведено сравнение данных друг с другом, а также с данными для наиболее часто используемых на сегодняшний день гофрированных поверхностей.

Проанализирована применимость исследованных поверхностей для создания теплообменников-рекуператоров. Наименьшую теплообменную поверхность обеспечивают поверхности с лунками и диагональными ребрами, а также с продолговатыми лунками и выступами. Каналы с «чистыми» лунками, несмотря на наиболее высокий фактор аналогии Рейнольдса, имеют самую высокую поверхность, вследствие низкой интенсификации теплообмена.

Разработана и испытана модель теплообменника-рекуператора спирального типа на основе пластин с лунками и диагональными ребрами. Испытания показали, что при одинаковом расходе теплоносителей эффективность теплообмена составляет 80%, а относительные потери давления не превышают 8%.

Введение

Стремление снизить материалоемкость и стоимость теплообменного оборудования обуславливает поиск новых форм теплообменных пластин, обеспечивающих максимальную удельную поверхность при заданных тепловой нагрузке и гидравлических потерях. Одним из путей достижения поставленной цели является повышение теплогидравлической эффективности теплообменных каналов, поскольку это позволяет при заданном сопротивлении работать при бóльших числах Рейнольдса, и, в ряде случаев, обеспечивать более высокий коэффициент теплообмена. Известно, что для каналов, образованных поверхностями с углублениями, фактор аналогии Рейнольдса $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ превышает единицу, однако, при их практическом применении (в особенности, когда между соседними каналами имеет место значительный перепад давления) возникает необходимость установки в канале различных дистанционирующих элементов, загромождающих сечение и снижающих теплогидравлическую эффективность.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование при низких и средних числах Рейнольдса теплообмена и сопротивления в узких каналах с поверхностными генераторами вихрей (лунками), при наличии в канале дистанционирующих элементов (диагональных ребер, сферических и продолговатых выступов), а также оценка применимости исследованных каналов для создания эффективных теплообменников.

Экспериментальная установка и методика проведения экспериментов

Схема установки для исследования теплогидравлических характеристик каналов показана на рис. 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. 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 среднемассовой температуры воды в процессе теплообмена не превышало 0.5°C .

Ресивер прямоугольного сечения был выполнен таким образом, что воздух, поступающий в него из нагревателя из трубы 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 прямоугольного канала. Кроме того, на входе в сопло устанавливалась выравнивающая сетка.

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 $0,5...15$ г/с, температура воздуха на входе в канал варьировалась в диапазоне $50...120^{\circ}\text{C}$. Расход газа, в зависимости от его величины, измерялся двумя сменными ротаметрами, прошедшими предварительную калибровку. Среднемассовая температура воздуха на входе в канал и на выходе из него, а также температура стенки канала, измерялись сертифицированными калиброванными хромель-алюмелевыми термопарами в кожухе, заводского исполнения. При измерении температуры потока, для минимизации погрешности, связанной с неравномерностью поля температур 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 $0,5^{\circ}\text{C}$. Поскольку при обработке данных основное значение имеют не абсолютные значения температур, а их разности, 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.

При обработке данных интегральный тепловой поток определялся по балансовому соотношению, а при нахождении средней плотности теплового потока поверхности рассматривались как проекции на плоскость. Температурный напор определялся как среднелогарифмический. Критерии Рейнольдса и Нуссельта определялись по эквивалентному диаметру, а теплофизические свойства базировались на средней по каналу температуре потока. Средний коэффициент сопротивления определялся с использованием соотношения Дарси, при этом скорость газа в канале находилась по

средней плотности и проходному сечению, соответствующему плоскому каналу. 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 теплообменные поверхности и каналы

Всего было исследовано более 30 вариантов теплообменных каналов. Примеры теплообменных пластин, из которых образовывались каналы, показаны на рис.2. Пластины изготавливались штамповкой из нержавеющей фольги толщиной 0,2 мм. В настоящем докладе приводятся данные для пяти вариантов каналов, схемы которых показаны на рис. 3.

Вариант 1 (рис.3а) представляет собой плоский щелевой канал, образованный поверхностями со сферическими углублениями, расположенными в шахматном порядке с плотностью заполнения поверхности 55% и зеркальным расположением противоположных пластин (загромождение канала отсутствует).

Вариант 2 (рис. 3б) представляет собой канал, образованный наложением двух пластин с идентичными сферическими углублениями и выступами, расположенными в шахматном порядке, с плотностью заполнения поверхности $48,5\%$. Сферические выступы контактируют с противоположной пластиной в точках посередине между углублениями.

Вариант 3 (рис. 3в) представляет собой канал с углублениями с обеих сторон, с плотностью заполнения 55% , с соприкасающимися по вершинам диагональными ребрами.

Вариант 4 (рис. 3г) - канал с лунками с обеих сторон, с плотностью заполнения 55% и дистанционирующими выступами, расположенными между углублениями (рис.2в). Кроме того, для проведения тестовых измерений использовался плоский канал.

Вариант 5 (рис. 3д) представляет собой канал, образованный наложением пластин с поперечными углублениями и продольными выступами, расположенными в шахматном порядке.

Кроме того, для проведения тестовых измерений использовался плоский канал.

Результаты экспериментов и их анализ

Результаты тестовых экспериментов с плоским каналом 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 [1]. Во всем диапазоне чисел Рейнольдса расхождение полученных данных с указанными зависимостями не превышало 4% . Переход от ламинарного к турбулентному течению имел место при $Re=2200...2500$, а развитое турбулентное течение возникало при $Re>3800$.

Результаты по теплообмену и сопротивлению в каналах с интенсификаторами показаны на рис. 4. Для канала с «чистыми» углублениями (рис. 3а) число Нуссельта в диапазоне $900 < Re < 10000$ пропорционально $Re^{0,74}$. Наиболее высокий теплообмен и сопротивление имеет место в канале с углублениями и диагональными ребрами (вариант 3, рис. 3в). Дополнительно, для проверки влияния углублений на теплообмен, были проведены эксперименты для канала с пересекающимися диагональными ребрами, но без лунок. Оказалось, что влияние углублений в данном случае практически отсутствует. Этот факт можно объяснить интенсивной турбулизацией потока, подавляющей поверхностную вихревую структуру, характерную для каналов с

«чистыми» углублениями. Подобный эффект подавления вихревой структуры был также отмечен в работе [2], в которой приведены данные о влиянии трубчатых турбулизаторов на теплообмен в каналах с углублениями. Теплообмен и сопротивление в канале с углублениями и сферическими дистанционирующими выступами несколько ниже, чем в канале с диагональными ребрами, однако существенно выше, чем в канале с углублениями без дистанционирующих элементов. Наиболее высокое аэродинамическое сопротивление имеет место в канале «лунки-выступы» (рис. 3б).

Результаты по интенсификации теплообмена и фактору увеличения сопротивления приведены на рис. 5. Как видно из рисунка, параметр интенсификации Nu/Nu_0 и фактор увеличения сопротивления f/f_0 , в значительной степени зависят от числа Рейнольдса. Для всех исследованных каналов фактор Nu/Nu_0 достигает максимума при $Re \approx 2400$. Наибольшая степень интенсификации теплообмена (порядка 6) достигается в канале с лунками и диагональными ребрами. Для канала с углублениями и полусферическими дистанционирующими выступами (вар. 4, рис. 3г) максимальное значение степени интенсификации составляет около 4, а для канала с «чистыми» углублениями – около 2,5. При значениях числа Рейнольдса больше 5000 зависимости Nu/Nu_0 и f/f_0 для всех исследованных вариантов становятся более пологими.

Результаты по параметру аналогии Рейнольдса $k_{Re} = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)$, теплогидравлическому фактору $\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{0,33}}$ приведены на рис. 6. Как видно из рисунка,

из всех исследованных каналов наибольшее значение $k_{Re} = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)$, превышающее 1, получено для канала с «чистыми» углублениями, что говорит о его благоприятной теплогидравлической характеристике. Установка в канале с углублениями загромождающих элементов существенно снижает фактор аналогии Рейнольдса, что свидетельствует о нарушении структуры течения, характерной для канала с «чистыми» углублениями. Для канала с диагональными ребрами с углублениями и без углублений k_{Re} изменяется от 0,4 при малых числах Рейнольдса до 0,2 при $Re = 10000$. Для канала с углублениями и дистанционирующими выступами фактор аналогии Рейнольдса имеет более высокое значение, он изменяется от 0,5 при малых числах Рейнольдса до 0,35 при $Re = 5500$ (при этом числе Рейнольдса для варианта 3 $k_{Re} = 0,25$). Теплогидравлическая эффективность для всех исследованных вариантов каналов оказалась выше, чем для каналов с гофрами, для которых параметр $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ составляет величину порядка 0,15...0,2.

Результаты по теплогидравлическому фактору (характеризующему сравнение каналов при одинаковом удельном расходе теплоносителя) показывают, что основное различие для всех исследованных вариантов имеет место при низких числах Рейнольдса. При числах $Re > 6000$ зависимость параметра $\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{0,33}}$ от Re

существенно ослабевает, и стремится к постоянной величине. Такой характер зависимости согласуется с данными работ [3,4], в которых проанализированы теплогидравлические характеристики различных каналов при высоких числах Рейнольдса. По данным работы [4], при числах Рейнольдса 50000 и 100000 все данные хорошо описываются зависимостью $f/f_0 = k(Nu/Nu_0)^n$, при этом коэффициент k не зависит от Re , а показатель n примерно равен 0,3.

Потенциальное использование исследованных каналов

При создании теплообменников среди основных рассматриваемых факторов можно выделить теплообменную поверхность, компактность, стоимость, способность выдерживать циклические термические нагрузки. Одной из ключевых характеристик, определяющей габариты теплообменника, является удельная теплообменная поверхность (на единицу расхода теплоносителя). Приведенные в данной работе поверхности оценивались применительно к разработке рекуператора микротурбинной установки, для которого характерны следующие параметры: температура газа на входе 800°C , относительные гидравлические потери в газовом тракте 3%. Теплогидравлический анализ теплообменных каналов проводился по методике, основанной на использовании числа единиц переноса [5].

На рис. 7 приведены данные по удельной теплообменной поверхности для исследованных вариантов. Как видно из рисунка, представленные теплообменные пластины обеспечивают более низкую удельную поверхность, в сравнении с известными поверхностями с гофрами, синусоидальными по длине [6]. Наименьшую теплообменную поверхность при указанных условиях обеспечивают варианты 3 и 5 (лунки с диагональными ребрами и продолговатые лунки и выступы). Каналы с «чистыми» лунками, несмотря на наиболее высокий фактор аналогии Рейнольдса, имеют самую высокую поверхность, вследствие низкой интенсификации теплообмена.

Для проверки эффективности теплообмена была разработана и испытана модель теплообменника-рекуператора спирального типа на основе пластин с лунками и диагональными ребрами. Испытания проводились при температуре газа до 300°C и перепаде давлений между соседними трактами 3,5 атм. Испытания показали, что при одинаковом расходе теплоносителей эффективность теплообмена составила 80%, а относительные потери давления не превышают 8%. Проанализированы основные пути улучшения конструкции: это повышение теплообмена в воздушном тракте (канал «выступы-выступы»), а также оптимизация входных и выходных участков, составивших половину гидравлических потерь.

Выводы

В результате проведенных исследований определены теплогидравлические характеристики каналов с углублениями и дистанционирующими элементами, а также проанализирована их применимость для создания теплообменников-рекуператоров. Из всех исследованных вариантов наивысшая интенсификация теплообмена имеет место в канале с лунками и диагональными ребрами («вихревая матрица»). Наиболее высокий параметр аналогии Рейнольдса, превышающий 1, имеет место в канале с углублениями без дистанционирующих элементов. Установка в канале со сферическими углублениями дистанционирующих элементов существенно (в 3 - 5 раз) снижает фактор аналогии Рейнольдса; Для канала с углублениями и диагональными ребрами, он изменяется от 0,4 при малых числах Рейнольдса до 0,2 при $Re=10000$. Для канала с углублениями и дистанционирующими выступами фактор аналогии Рейнольдса имеет более высокое значение, он изменяется от 0,5 при малых числах Рейнольдса до 0,35 при $Re=5500$. Сферические углубления не оказывают влияния на теплообмен и сопротивление в канале с пересекающимися диагональными ребрами, что свидетельствует о подавлении поверхностной вихревой структуры, характерной для канала с «чистыми» углублениями. Как показывает расчет, по удельной поверхности теплообмена исследованные каналы в 1,5 раза превосходят используемые в настоящее время пакеты на основе поверхностей с гофрами.

Проанализирована применимость исследованных поверхностей для создания теплообменников-рекуператоров. Наименьшую теплообменную поверхность

обеспечивают поверхности с лунками и диагональными ребрами, а также с продолговатыми лунками и выступами. Каналы с «чистыми» лунками, несмотря на наиболее высокий фактор аналогии Рейнольдса, имеют самую высокую поверхность, вследствие низкой интенсификации теплообмена.

Литература

- [1] Schmidt, F., Henderson, R., & Wolgemuth, C. Introduction to Thermal Sciences. - John Wiley & Sons, New York, 1984.- NY.- 445p.
- [2] Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М: Изд. МАИ, 1996.- 99 с.
- [3] Ligrani P., Oliveira M. Comparison of heat transfer augmentation techniques // AIAA Journal.- 2003.- Vol 41.- №3.- pp. 337-362.
- [4] Haasenritter A., Weigand B. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004-53187.
- [5] Борисов И.И., Халатов А.А., Кобзарь С.Г. Рекуператоры для микротурбинных установок децентрализованного энергоснабжения // Пром. Теплотехника.- 2005.-Т. 27.- №1.- С. 31-37.
- [6] Utriainen E., Sunden B. A comparison of some heat transfer surfaces for small gas turbine recuperators. ASME Paper GT2002-30404.

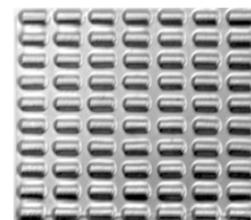
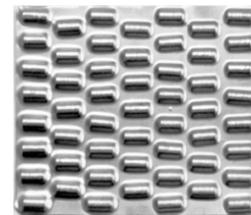
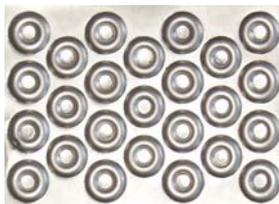
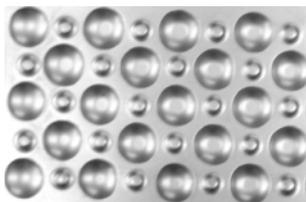
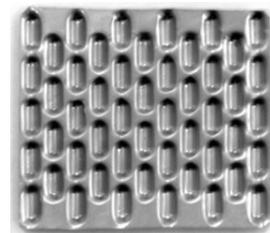
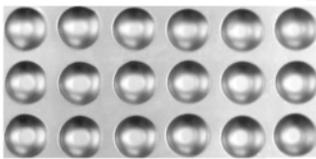
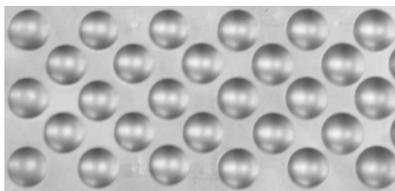
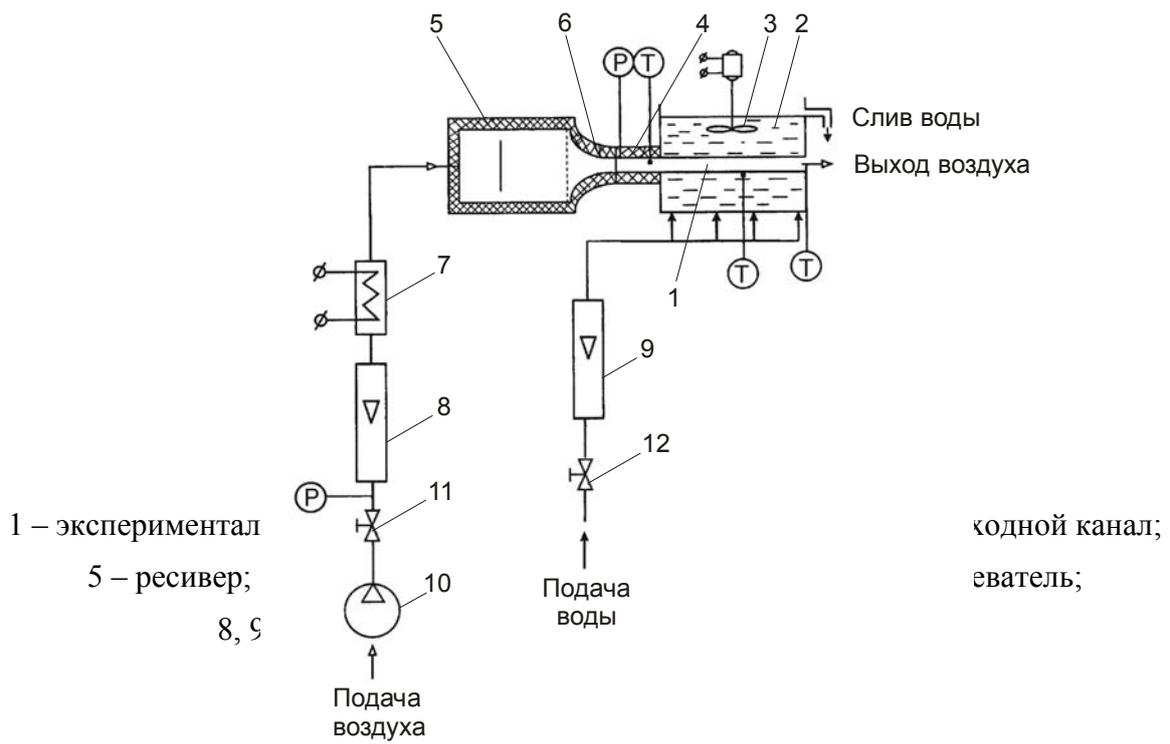


Рис.2 Теплообменные поверхности

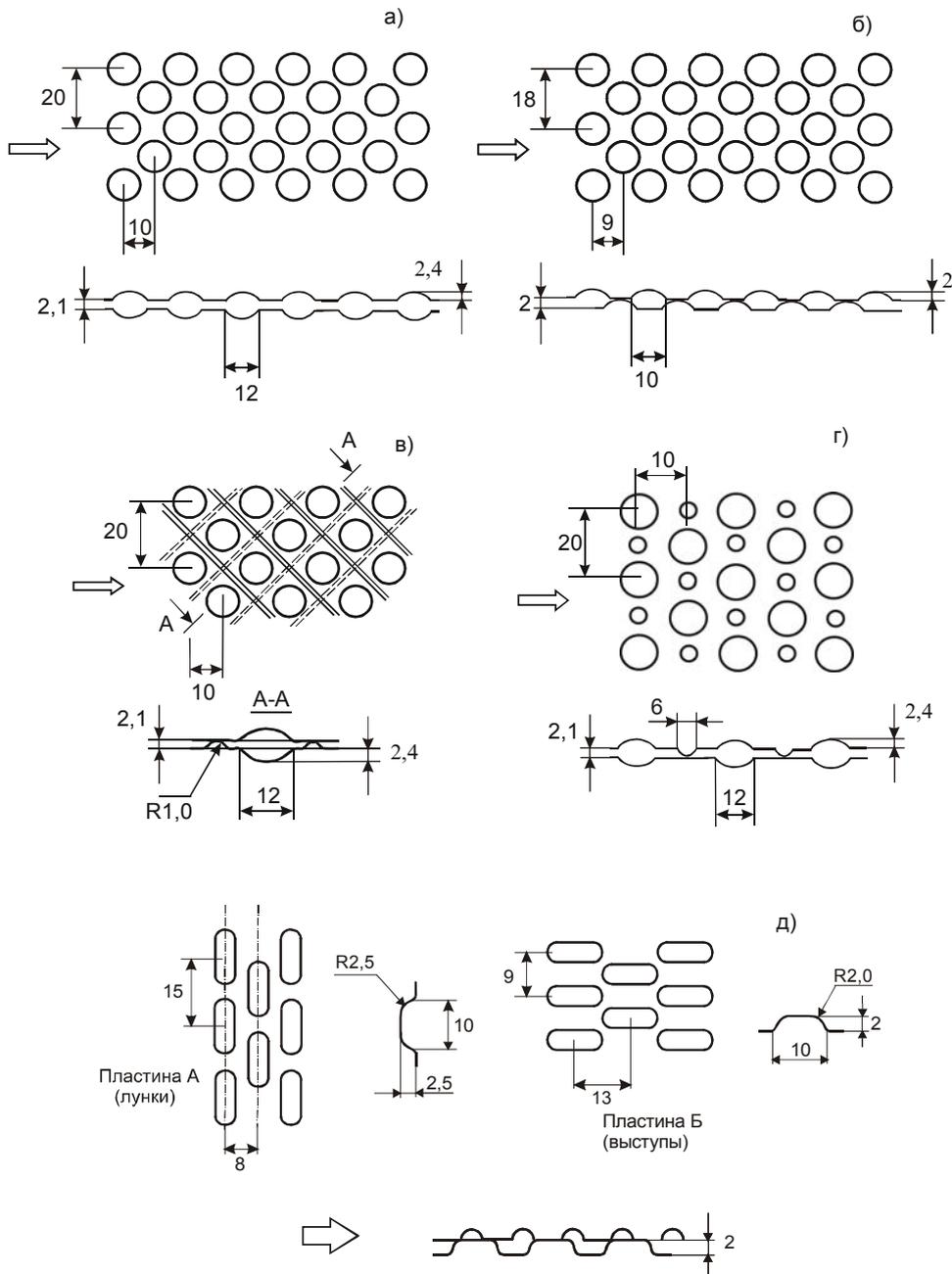


Рис. 3 Схемы исследованных каналов (все размеры в мм).
 а – канал «лунки-лунки»; б – канал «лунки-выступы»; в – канал с лунками на обеих сторонах и диагональными ребрами; г – канал с лунками и сферическими дистанционирующими выступами; д – канал с продолговатыми лунками и выступами.

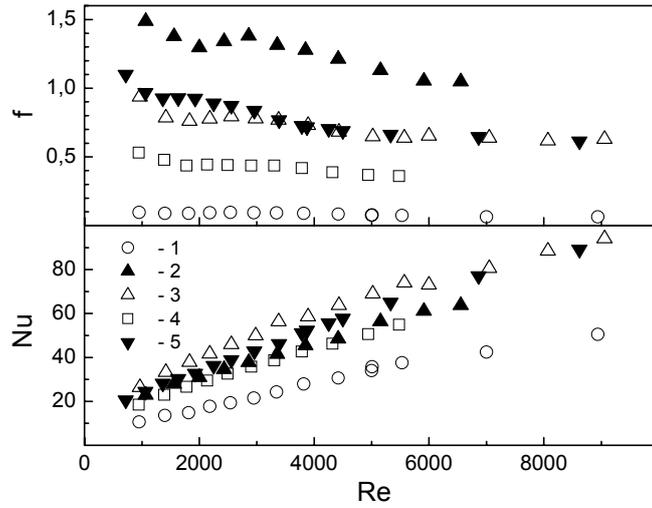


Рис. 4 Зависимость числа Нуссельта и коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса.

1- канал «лунки-лунки» (рис. 3а); 2 – канал «лунки-выступы» (рис. 3б); 3 – канал с лунками и диагональными ребрами (рис. 3в); 4 – канал с лунками и сферическими выступами (рис.3г); 5 – канал с продолговатыми лунками и выступами (рис. 3д).

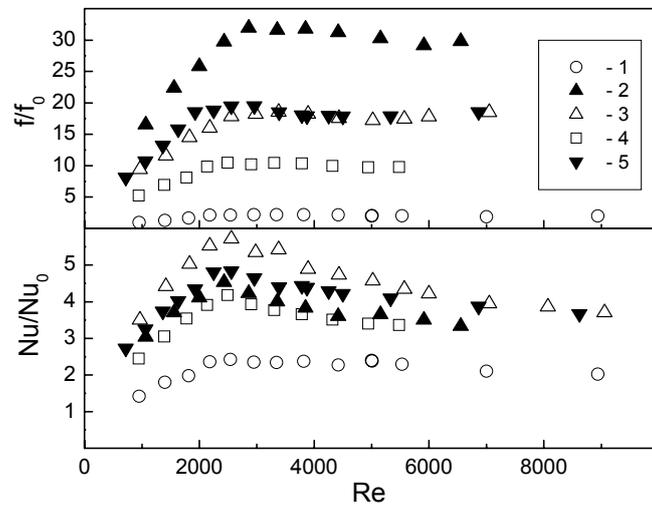


Рис. 5 Зависимость факторов повышения сопротивления и интенсификации теплообмена от числа Рейнольдса. Обозначения – те же, что на рис. 4.

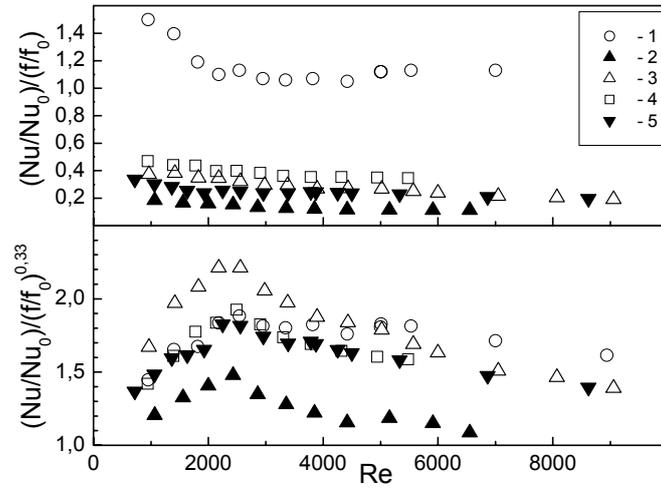


Рис. 6 Зависимость коэффициента аналогии Рейнольдса и теплогидравлического фактора от числа Рейнольдса. Обозначения – те же, что на рис.4.

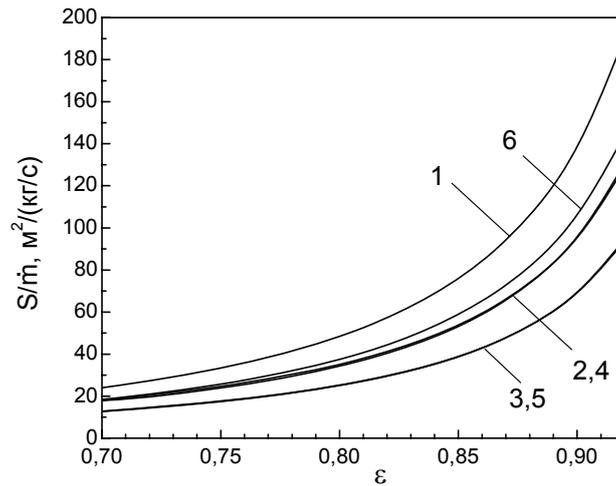


Рис. 7 Зависимость удельной поверхности от эффективности теплообменника-рекуператора микротурбинной установки (начальная температура газа 800°C , относительные потери давления 3%). 1-5 - расчет для каналов вар. 1-5; 6 – расчет по данным [] для канала с гофрированными поверхностями, синусоидальными по длине.