



УДК 532.5

Олимпиев В.В. – доктор технических наук, профессор

Казанский государственный энергетический университет

Адрес организации: 420066, Россия, г. Казань, ул. Красносельская, д. 51

Алексеева О.В. – кандидат физико-математических наук, доцент

Тартыгашева А.М. – кандидат физико-математических наук, доцент

E-mail: TartigashevaA@mail.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организаций: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Модель турбулентного течения в кольцевой поперечной канавке на стенке канала

Аннотация

В статье рассматривается метод расчета теплоотдачи и трения на поверхности мелких канавок с кольцевым поперечным сечением к турбулентному потоку. Расчетные результаты по теплообмену сопоставлены с известными экспериментальными исследованиями и предложены способы расчета теплообмена и трения в мелких канавках поперечных к турбулентному натекающему потоку жидкости и газа. Рассмотренный способ оценки переноса тепла и импульса можно использовать в практических теплогидравлических расчетах. Основным преимуществом модели является возможность оперативного инженерного расчета энергооборудования.

Ключевые слова: теплоотдача, трение, турбулентность, скорость потока, коэффициент теплоотдачи, давление в канале, метод теплогидравлического расчета.

Известны приближенные аналитические (в совокупности с численными) методы расчета теплоотдачи и трения в канавках, основанные на различных базовых гипотезах. Проблема заключается в заметном отклонении расчетных и опытных результатов, связанном не только с математической технологией реализации решений, но и, вероятно, с неполной правомерностью основополагающей гипотезы этих работ об определяющей роли смещения.

Простые оперативные, но достаточно надежные методы расчета теплоотдачи и трения в рассматриваемых каналах отсутствуют. Теплогидравлический расчет таких каналов основан на эмпирических зависимостях, справедливых в ограниченном диапазоне геометрических параметров интенсификаторов, свойств теплоносителей и условий течения, что затрудняет разработку нового оборудования. Численные модели турбулентного течения для практического осуществления расчета этих каналов недостаточно совершенны.

Среди известных и технически интересных способов интенсификации теплообмена выгодно отличается высокими теплогидравлическими, экономическими и технологическими качествами дискретная шероховатость поверхности каналов в форме кольцевых выступов.

Для мелких канавок (рис. 1) размером $L/h \geq 9$, $h/d \leq 0,05$, (L – ширина канавки, h – глубина, d – диаметр), в которых основной поток присоединяется ко дну канавки, на базе исследований П. Чжена и др., а также В.В. Олимпиева предлагается следующая модель турбулентного течения в кольцевой канавке на стенке канала. (Ограничение модели по размеру h/d совершенно необходимо. Например, при фиксированной глубине канавки $h=const$ изменение поперечного размера канала d , следовательно, и h/d , приводит к другим величинам степени расширения потока и относительной толщины набегающего на канавку пограничного слоя. Указанные параметры существенно влияют на картину течения в мелкой канавке, что подтверждается, в частности, в опытах Ямамото и др. при визуализации потока).

В диффузорном потоке после внезапного расширения потока при входе в канавку (сечение 1, рис. 1) формируется внутренний пограничный слой 2 (сдвиговый слой смещения) от точки отрыва на кромке канавки A вдоль поверхности каверны 3 (за обратным уступом) до точки присоединения потока к стенке и далее вдоль стенки до прямого уступа (сечение 2). Современные опытные данные показывают, что на границе каверны и основного потока течению присущи черты течения в вязком слое (скорости в каверне малы по сравнению со скоростью основного потока, вдоль границы каверны высоки поперечные градиенты скоростей, рейнольдсовы напряжения и турбулентность).

Поэтому развитие внутреннего пограничного слоя 2 начинается непосредственно за точкой A на поверхности каверны. Во внутреннем слое 2 за низким уступом универсальный профиль скорости, близкий к пластине, восстанавливается непосредственно после точки присоединения $x_k/h=6$ (во всяком случае это имеет место в определяющей перенос внутренней части слоя $y \leq 0,2\delta$, где y – поперечная координата, отсчитываемая от дна канавки; δ – толщина слоя 2), поэтому за точкой присоединения для внутреннего пограничного слоя 2 приближенно справедлива схема «стандартного» турбулентного пограничного слоя на пластине.

Изменение давления и скорости в потоке после точки присоединения – линейное. Скорости на оси канала и на внешней границе внутреннего слоя удовлетворяют уравнению Бернулли. Суммарные потери давления в пределах канавки складываются из потерь на внезапное расширение на кольцевом обратном уступе и на трение поверхности канавки. Потерями на внезапное сужение в сечении 2 можно пренебречь на фоне потерь внезапного расширения в сечении 1.

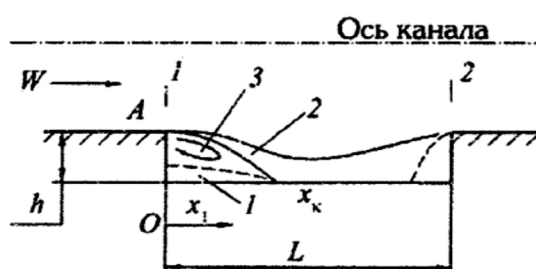


Рис. 1. Модель турбулентного течения

Вихри, генерируемые внезапным расширением, попадают во внешнюю часть внутреннего пограничного слоя 2 и в качестве турбулентности Tu внешнего (относительно пограничного слоя) течения заметно влияют на теплообмен и мало на трение стенки. Вихри от точки A скатываются по поверхности каверны и в области присоединения соударяются со стенкой, этим обусловлены максимумы теплоотдачи, трения и турбулентности в точке присоединения и начало интенсивного распада вихрей, сопровождающегося снижением влияния внешней турбулентности на перенос около стенки (при линейном падении Tu).

Влияние внешней турбулентности асимптотическое, при $Tu \geq 10$ % оно стабилизируется. Поэтому в точке присоединения можно принять $Tu_{\max} = 10 \div 15$ % на длине примерно $(30 \div 50)h$ после уступа турбулентность снижается до уровня гладкой трубы $Tu = 4$ %.

На стенке канавки под каверной за уступом от точки присоединения x_k в направлении, обратном основному течению, развивается другой пограничный слой 1, определяющий теплогидравлическое взаимодействие потока со стенкой в области каверны. При определении теплоотдачи стенки под каверной за уступом используется метод, разработанный А.И. Леонтьевым с сотрудниками для расчета теплоотдачи под каверной за внезапным расширением канала. В этом методе теплообмен в зоне каверны рассматривается как процесс в пристенном вторичном возвратном пограничном слое (внутренний пограничный слой с индексом 1). Для расчета теплообмена под каверной пригоден метод расчета для канавок $L/h \leq 5$.

Малые высота обратного уступа и толщины пограничных слоев 1 и 2 сравнительно с поперечным размером канала позволяют отождествлять обтекание уступа в канале с течением около уступа на плоской стенке и рассчитать пограничные слои 1 и 2 в канале по теории для плоской стенки по С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьеву.

Обоснование всех положений и допущений физической модели течения в слое 2 на основе полуэмпирической теории турбулентности и известных опытных исследований было представлено в работе [1], где дан анализ влияния на профили скоростей, температур, касательных напряжений на процессы переноса во внутреннем пограничном слое 2 всех возмущающих течение факторов: собственно уступа, внешней турбулентности и ее уровня,

диффузорности течения, поперечной кривизны стенки. Особое внимание уделено процессу релаксации внутреннего пограничного слоя 2 за уступом.

В соответствии с предлагаемой моделью течения в мелкой канавке разработана методика расчета теплоотдачи и трения в канавках на основе описания переноса во внутренних пограничных слоях 1 и 2 с помощью интегральных методов С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьева.

Например, интегральное уравнение для переноса тепла в слое 2 имеет вид:

$$d Re_t^{**} / dx + (Re_t^{**} / \Delta T)(d\Delta T / dx) = Re_0 St_0 \psi_s,$$

обозначения в котором традиционные для работ С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьева.

Модель обеспечивает расчет как теплоотдачи, так и трения в канавке по известной величине коэффициента сопротивления для внезапного расширения в канале, определяемой по справочнику И.Е. Идельчика. Следует заметить, что использование опытной (справочной) величины коэффициента местного сопротивления для внезапного расширения на кольцевом обратном уступе A не является принципиально необходимым обстоятельством для построения предлагаемой расчетной модели и, в частности, для определения гидропотерь на участке канавки. Этот коэффициент сопротивления возможно вычислить по известным аналитическим формулам Борда, Альтшуля и др., однако точность таких формул зависит от степени внезапного расширения. Поэтому целесообразно обращение к опытным данным И.Е. Идельчика при малой степени расширения. Гидропотери в канавке суммируются из местных потерь на внезапное расширение и на трение по поверхности канавки. Следовательно, в пределах представленной модели использование справочного коэффициента местного сопротивления не решает проблему расчета гидропотерь в полной мере, так как дополнительно необходимо теоретическое определение потерь трения на поверхности канавки посредством расчета внутренних пограничных слоев 1 и 2.

Достоинство модели заключается в возможности оперативного инженерного расчета энергооборудования на базе фундаментальных интегральных методов и готовых справочных данных по местным гидросопротивлениям в полном техническом диапазоне чисел Re_L и Pr для течения в каналах и для внешнего обтекания стенки с канавкой.

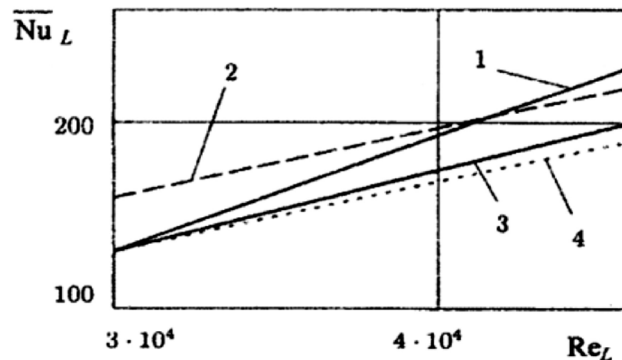


Рис. 2. Сравнение расчетных результатов с экспериментальными

Для проверки справедливости предлагаемых модели течения и метода расчета на рис. 2 расчетные коэффициенты теплоотдачи для воздуха сопоставлены с опытными данными Ямамото и др. в диапазоне $Re_L = 3 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^4$. (Обозначения на рис. 2: линии 1, 2 – расчет и опыт для $L/h=24$; линии 3, 4 – расчет и опыт для $L/h=13$). Отклонение расчета от опыта составляет для $L/h=24$ не более 15 %, для $L/h=13$ – 8 %. В зависимости $\overline{Nu}_L - \overline{Re}_L^n$ для теплоотдачи на дне канавки (рис. 2) для $L/h=24$ (линии 1, 2) существенно различие показателей степени для расчета (n близок к 0,8) и опыта (n стремится к значению 0,5). Фактически $n=0,5$ (Ямамото и др.) означает, что Ямамото предполагает ламинарное течение на дне канавки в изученном диапазоне чисел Re_L (который соответствует для основного потока в канале турбулентному течению в области $Re_d = Wd/\nu = 10^5$).

В недрах основного турбулентного потока в принципе возможно ламинарное течение во внутреннем пограничном слое 2 (рис. 1) на дне канавки. Однако, если учесть высокий уровень турбулентности на внешней границе слоя 2 и ускоренный ламинарно-турбулентный переход во внутренних пограничных слоях в канавках при наличии отрыва и повышенной турбулентности, то следует признать, что зависимость $\overline{Nu}_L - \overline{Re}_L^{0.5}$, предложенная Ямамото, может вызвать сомнения в ее справедливости для гидродинамических условий их опытов, особенно для протяженных слоев 2 ($L/h=24$), в которых наиболее вероятно турбулентное течение. Можно достаточно обоснованно полагать, что для канавок с $L/h \geq 9$ расчетная зависимость $\overline{Nu}_L - \overline{Re}_L^{0.8}$ более объективно соответствует реально турбулентному течению на дне канавок в обсуждаемых условиях.

Таким образом, анализ современных экспериментальных данных позволяет считать, что при турбулентном режиме течения основного потока в канале ($Re_d > 6600$, $Tu_o > 4\%$) за обратным уступом в канавке на стенке канала внутренний пограничный слой 2 (и 1) всегда является турбулентным непосредственно за уступом (и далее по потоку) при $h/d > 0,02$.

Рассмотренный способ оценки переноса тепла и импульса можно использовать в практических теплогидравлических расчетах.

Представлена модель течения и соответствующий простой метод для оперативного конструкторского расчета теплоотдачи и трения в канавках на рабочих поверхностях энергооборудования, обтекаемых турбулентным потоком жидкости или газа.

Расчетные результаты по теплообмену сопоставлены с известными экспериментальными исследованиями и предложены способы расчета теплообмена и трения в мелких канавках, поперечных к турбулентному натекающему потоку жидкости или газа.

Список литературы

1. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Байгалиев Б.Е. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. – Казань: Изд-во КГТУ, 2004. – 432 с.
2. Алемасов В.Е., Глебов Г.А., Козлов А.П. Термоанемометрические методы исследования отрывных течений // КФ АН СССР. – Казань, 1990. – 177 с.
3. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 100 с.
4. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 407 с.
5. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 471 с.

Olimpiev V.V. – doctor of technical sciences, professor

Kazan State Power Engineering University

The organization address: 420066, Russia, Kazan, Krasnoselskaya st., 51

Alekseeva O.V. – candidate of physical and mathematical sciences, associate professor

Tartigasheva A.M. – candidate of physical and mathematical sciences, associate professor

E-mail: TartigashevaA@mail.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Calculation of heat transfer and friction deep grooves transverse to the flow turbulence

Resume

Among the famous and technically interesting ways of heat transfer favorably high thermohydraulic, economic and technological qualities of discrete surface roughness of the channels in the form of annular projections.

However, in the domestic and foreign practice of design and production of modern power equipment with intensified channels, there are many problems.

The article discusses the method of calculating heat transfer and friction on the surface of small grooves with a cross-section to a turbulent flow. Consideration of ways to calculate the transport of heat and momentum can be used in practical thermal – hydraulic calculations. The calculated results are compared with the heat transfer experimental studies and proposes methods for calculating heat transfer and friction in the shallow grooves perpendicular to the impinging turbulent flow of liquid and gas.

Keywords: heat transfer, friction, turbulence, flow rate, heat transfer coefficient, the pressure in the channel, thermal-hydraulic calculation method, model of turbulent flow.

References

1. Gortyshov Y.F, Olympiev V.V., Baygaliev B.E. Thermohydraulic calculation and design of equipment with intensified heat exchange. – Kazan: Publisher. State. Tech. University Press, 2004. – 432 p.
2. Alemasov V.E., Glebov G.A., Kozlov A.P. Hot-wire methods of separating flows // KF AS USSR. – Kazan, 1990. – 177 p.
3. Nagoga G.P. Effective methods of cooling high-temperature gas turbine blades. – M.: Mosk. Aviation. Inst, 1996. – 100 p.
4. Kalinin E.K., Dreitser G.A., Kopp I.Z., Myakochin A.S. Effective heat transfer surface. – M.: Energoatomizdat, 1998. – 407 p.
5. Zukauskas A.A. Convective transfer in heat exchangers. – M.: Science, 1982. – 471 p.