

Примером применения прибора для повышения экономичности теплообменных аппаратов могут служить измерения на системе внутритрубных дренажей, а также на трубопроводах сброса конденсата греющего пара ПВД в деаэраторы, где фиксировалось количество так называемого “пролетного” пара. Результаты измерений положены в основу режимных мероприятий по снижению тепловых потерь.

Оптимизация теплообмена в регенеративных подогревателях и деаэраторах, а также предотвращение аварийных режимов трубопроводных коммуникаций способствуют снижению количества вредных выбросов электростанциями. Поэтому использование предлагаемого гамма-прибора на Змиевской ГРЭС Харьковской области может в некоторой мере улучшить экологическую обстановку в регионе.

1. Тонг Л. Теплоотдача при кипении и двухфазное течение. – М.: Мир, 1969.

2. Дементьев Б.А., Скачек М.А. Определение среднего истинного паросодержания и эпор распределения паросодержания по сечению трубы // Труды МЭИ. Вып. 81. – М.: МЭИ, 1971.

Получено 25.01.2000

© Лещинский Г.А., Савельев С.В., 2000

УДК 621.1.016

А.Ф.РЕДЬКО, д-р техн. наук, И.В.ГАЛУЦАК

*Харьковский государственный технический университет
строительства и архитектуры*

В.Я.ГОРБАТЕНКО, А.А.ШЕВЕЛЕВ, кандидаты техн. наук

Харьковский государственный политехнический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНЫХ КАНАЛАХ С ПРЕРЫВИСТЫМИ СТЕНКАМИ

Предлагается математическая модель для численного определения теплогидравлических характеристик в разрезных плоскопараллельных каналах с коридорным и шахматным расположением пластин при ламинарном и турбулентном течении. Математическая модель сформирована уравнениями плоского пограничного слоя.

Повышение технико-экономических показателей теплообменников для систем отопления, вентиляции и использования тепловых ВЭР требует применения новых, интенсифицированных теплообменных поверхностей. Одной из них может быть поверхность из труб с сегментным оребрением [1]. Интенсификация теплообмена при таком оребрении достигается за счет периодического возобновления гидродинамического и теплового пограничных слоев (ПС) и уменьшения их толщины на каждом сегменте, а также турбулизации потока при срыве с острых кромок сегментов. Эти же факторы вызывают и увеличение

аэродинамического сопротивления. Поэтому является актуальной задача оптимизации геометрии сегментного оребрения и условий его применения. С этой целью нами разработана математическая модель для численного определения теплогидравлических характеристик сегментного оребрения труб. При ее разработке физическая модель объекта исследования в первом приближении приведена в виде плоскопараллельных каналов с прерывистыми стенками (рисунок) и допущением, что падение давления определяется только вязким трением.

С учетом этого математическая модель гидродинамики и теплообмена сформулирована уравнениями плоского ПС [2]:

уравнение неразрывности

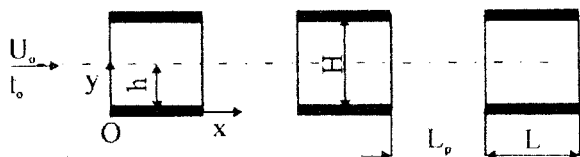
$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0; \quad (1)$$

уравнение импульсов

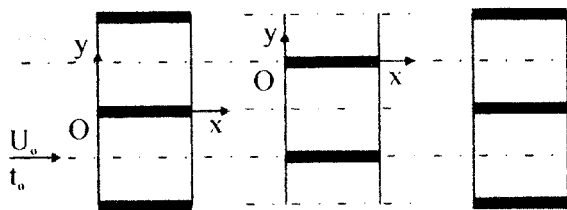
$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \lambda \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} - \frac{\partial \overline{UV}}{\partial y}; \quad (2)$$

уравнение энергии

$$U \frac{\partial t}{\partial x} + V \frac{\partial t}{\partial y} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} - \frac{\partial \overline{Ut}}{\partial y}. \quad (3)$$



а



б

Схемы плоскопараллельных каналов: а – коридорная; б – шахматная

Граничные условия:

для коридорной схемы расположения пластин:

на твердой стенке

$$0 < x < L, y = 0: U = V = 0; t = t_w, \quad (4)$$

на оси симметрии

$$0 < x < L, y = h: V = \frac{\partial V}{\partial y} = \frac{\partial U}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial y} = 0, \quad (5)$$

в области разрыва

$$L < x < L + L_p, y = 0, y = h: V = \frac{\partial V}{\partial y} = \frac{\partial U}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial y} = 0, \quad (6)$$

для шахматной схемы на твердой стенке и в разрыве условия такие же, как и коридорной; смещение пластин в поперечном направлении учитывается соотношением для отчета нормальной координаты на каждой последующей пластине после первой:

$$y_{n+1} = h + y_n; \quad (7)$$

для ламинарного течения система уравнений (1)–(3) упрощается за счет исключения неизвестных средних произведений пульсаций \overline{UV} и \overline{Vt} .

Уравнения турбулентного ПС относительно средних величин совпадают с видом уравнений ламинарного ПС, если воспользоваться полной (эффективной) вязкостью и теплопроводностью:

$$\mu_3 = \mu + \mu_T; \quad (8)$$

$$\lambda_3 = \lambda + \lambda_T, \quad (9)$$

и выражениями Прандтля для турбулентных напряжений и турбулентного теплового потока:

$$\tau_3 = -\rho UV = \mu_T \frac{\partial U}{\partial y}; \quad (10)$$

$$q_T = \rho C_p Ut = -\lambda_T \frac{\partial t}{\partial y}. \quad (11)$$

Тогда система уравнений (1)–(3) преобразуется к виду

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial y} = 0; \quad (12)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_3 \frac{\partial U}{\partial y} \right); \quad (13)$$

$$U \frac{\partial t}{\partial x} + V \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_3 \frac{\partial t}{\partial y} \right). \quad (14)$$

Граничные условия остаются без изменений.

Система уравнений (12)–(14) является незамкнутой и для решения требует дополнительных соотношений. Замыкание этой системы уравнений выполняется с помощью выражений для постоянства расхода в любом сечении канала:

$$\frac{1}{H} \int_0^H U dy = U_0 \quad (15)$$

и для эффективных коэффициентов переноса количества движения и теплоты

$$\mu_3 = \mu + \mu_T = \rho(v + v_T); \quad (16)$$

$$\lambda_3 = \lambda + \lambda_T = \rho C_p (a + a_T). \quad (17)$$

Некоторую сложность представляет определение турбулентной вязкости μ_T и теплопроводности λ_T . В литературе приведены различные методы расчета этих величин, дающие, однако, весьма различающиеся результаты. Нами использованы полуэмпирические зависимости из [2, 3] для четырех стадий течения в канале – сдвигового слоя, переходной области, области полного развитого течения и в разрыве пластин, получившие проверку при решении инженерных задач гидродинамики и теплообмена.

Области каждой стадии определяются по условиям перехода, приведенным в [2, 3].

На основании анализа многочисленных работ по численным методам решения краевых задач для решения системы уравнений предлагаемой математической модели выбрана неявная устойчивая четырехточечная схема [4], обладающая свойствами стабилизации высокочастотных возмущений и не требующая итерации, что особенно важно при расчете течений с переменными коэффициентами турбулентного переноса. Схема модифицирована нами с учетом особенностей определения турбулентных коэффициентов переноса и граничных условий, свойственных прерывистым каналам. По этой схеме на каждом вычислительном слое установление продольной скорости и температуры выполняется в четыре этапа; поперечная скорость находится в полудельных узлах в два этапа.

Разностное соотношение для определения турбулентной вязкости заимствовано из [5].

В работе использованы общепринятые обозначения величин, поэтому они здесь не приводятся.

1. Письменный Е.Н. Способы совершенствования теплообменников из поперечно-оребранных труб (обзор) // Промышленная теплотехника. – 1990. – Т.12. – №6. – С.3-9.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Мир, 1974. – 712 с.
3. Себиси Т., Брэдшоу П. Конвективный теплообмен. – М.: Мир, 1987. – 592 с.
4. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов А.Л. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, 1984. – 288 с.
5. Эмери, Гесснер. Численный расчет турбулентного течения и характеристик теплоотдачи на начальном участке плоскопараллельного канала // Теплопередача. – 1974. - №4. – С.65-72.

Получено 27.01.2000

© Редько А.Ф., Галушак И.В.,
Горбатенко В.Я., Шевелев А.А., 2000

УДК 62-59:629.113.001.2

В.А.БОГОМОЛОВ, канд. техн. наук

Харьковский государственный автомобильный технический университет

ПРОЦЕСС ТОРМОЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА КАТЕГОРИИ M_3 С ПОСТОЯННО ВКЛЮЧАЕМЫМ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ ТОРМОЗОМ

Транспортные средства с постоянно включаемым тормозом не выполняют международных требований по распределению тормозных сил. Рассматриваются пути устранения этого недостатка.

Введение. В соответствии с [1] к автотранспортным средствам (АТС) категории M_3 относятся те, которые предназначены для перевозки пассажиров, имеют, помимо места водителя, более восьми сидячих мест и максимальный вес которых превышает 5 т. Таким образом, под эту категорию подпадают городские транспортные средства – автобусы и троллейбусы.

Характерной особенностью эксплуатации АТС являются их частые остановки за время рабочей смены. В этой связи для снижения загрузки тормозных механизмов рабочей тормозной системы применяется вспомогательный тормоз. На троллейбусах он электродинамический, на городских автобусах – гидродинамический.

Анализ выполняемости международных требований. В настоящей работе рассматривается проблема, которая, скорее всего, заслуживает решения на уровне поправок к [2]. В соответствии с ними так называемые кривые реализуемого сцепления должны укладываться в строго определенные границы [3].

У рассматриваемых АТС тормозная система устроена таким образом, что сначала включается вспомогательная тормозная система, а