

УДК 536.252:532.527.2

Е.В. Мочалин, д-р. техн. наук,
С.А. Юрєв

Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск

ИНТЕНСИВНОСТЬ ОБМЕНА ИМПУЛЬСОМ И ТЕПЛОТОЙ В ПОТОКЕ СНАРУЖИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ПРОНИЦАЕМОГО ЦИЛИНДРА

Проведено чисельне дослідження інтенсивності обміну імпульсом і теплою в потоці зовні обертового проникного циліндра. Встановлено вплив швидкості потоку рідини через поверхню обертового циліндра на гідродинамічні втрати та тепловіддачу. Визначено можливість суттєвої інтенсифікації теплообміну зовні обертового проникного циліндра за рахунок потоку рідини крізь його поверхню.

Numerical research of momentum and heat transfer intensity outside of the rotating permeable cylinder is conducted. Influence of the flow passing rate through the cylinder surface on the hydrodynamic losses and heat transfer is ascertained. The possibility of essential intensification of heat transfer rate outside of the rotating permeable cylinder via flowing through its surface is determined.

Характеристика проблемы и задачи исследования

Совершенствование многих теплоэнергетических и технологических устройств приводит к необходимости всесторонних исследований и разработки наиболее оптимальных методов организации процессов тепло- и массообмена в существующих и проектируемых установках.

Одним из эффективных путей решения названных выше задач является применение закрученных течений жидкостей и газов, значительно интенсифицирующих турбулентный обмен вследствие воздействия центробежных сил на осредненное и пульсационное движения. Рабочий процесс целого ряда технических устройств (циклонных и вихревых топочных и энерготехнологических камер, газовых и паровых турбин, вихревых топочных горелок, электрических машин и генераторов и т. п.) в значительной мере определяется закономерностями гидродинамики и теплообмена в закрученных потоках.

Проблема выяснения механизма турбулентного перемешивания и получения общих закономерностей турбулентного потока в поле центробежных сил представляет значительный научный интерес, так как гидродинамика закрученных течений относится к одному из наиболее сложных разделов механики жидкости и газа [1]. Результаты фундаментальных исследований таких течений приведены в изданиях многотомной серии «Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил», опубликованных в 1996–2008 гг. [2–5] Там же были рассмотрены некоторые аспекты практического применения вихревых и закрученных потоков.

Известно [5, 6], что внутренние потоки с сильной закруткой обладают сложной структурой, обусловленной сильным взаимовлиянием полей инерционных сил и давления. Вязкие силы проявляются главным образом в пристенных областях, а турбулентный обмен характеризуется выраженной анизотропией. Эти обстоятельства чрез-

вычайно затрудняют математическое описание и расчетный анализ течений рассматриваемого рода [7].

Одной из классических в гидродинамике закрученных потоков является задача о течении жидкости между непроницаемыми соосными вращающимися цилиндрами, которая имеет большое практическое приложение. Известно [8], что уже при относительно небольших угловых скоростях внутреннего цилиндра (при неподвижном внешнем) в жидкости возникают вторичные (макровихревые) течения — вихри Тейлора. Выявлен целый ряд сменяющих друг друга ламинарных и турбулентных макро-вихревых режимов течения [9].

В работе [7] приводятся расчетные данные, свидетельствующие о том, что в случае потока жидкости через поверхность внутреннего вращающегося цилиндра до момента проявления центробежной неустойчивости и возникновения макровихрей, окружное движение жидкости сосредоточено в тонком слое у поверхности цилиндра. При различных сочетаниях угловой скорости цилиндра и расхода жидкости сквозь его поверхность, толщина указанного пограничного слоя может быть различной, а течение в нем может быть как ламинарным, так и турбулентным. Это обстоятельство позволяет предположить возможность управления интенсивностью теплообмена вблизи поверхности вращающегося цилиндра.

Поэтому целью настоящей работы является исследование возможности повышения интенсивности процессов обмена импульсом и теплотой снаружи вращающегося проникаемого цилиндра за счет потока жидкости через его поверхность.

Основные результаты

Для исследования проблемы повышения эффективности теплообмена вблизи вращающихся поверхностей

рассматривалась задача о неизоэтермическом течении жидкости в области, ограниченной двумя цилиндрами: неподвижным внешним и вращающимся с угловой скоростью Ω внутренним. Соответствующая расчетная схема изображена на рисунке 1.

Учитывая сложность сопряженной задачи о гидродинамике и теплообмене в закрученном потоке, в качестве расчетного подхода будем использовать численное моделирование на основе решения уравнений осредненного турбулентного движения вязкой несжимаемой жидкости и переноса тепла [1].

Граничные условия для уравнений движения жидкости и теплообмена имеют вид (рисунок 1):

$$\begin{aligned} \Gamma 1: V_\varphi &= \Omega R_1; V_z = 0; V_r = -V_0; q = \lambda \frac{\partial T}{\partial r} = q_1; \\ \Gamma 2: V_\varphi &= V_z = 0; V_r = -V_0 \frac{R_1}{R_2}; T = T_2; \\ \Gamma 3: V_\varphi &= V_z = V_r = 0; q = 0; \\ \Gamma 4: \frac{\partial V_\varphi}{\partial z} &= \frac{\partial V_z}{\partial z} = \frac{\partial V_r}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0, V_z = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

где V_φ, V_z, V_r — компоненты вектора скорости; V_0 — скорость протока жидкости через поверхность внутреннего цилиндра; R_1, R_2 — радиусы внутреннего и внешнего цилиндров; T_1, T_2 — температура внутреннего и внешнего цилиндров; q — тепловой поток; λ — коэффициент теплопроводности.

Граничные условия для уравнений переноса характеристик турбулентности зависят от выбора модели турбулентности и здесь отдельно не рассматриваются.

Данная задача решалась численным интегрированием по методу конечных объемов.

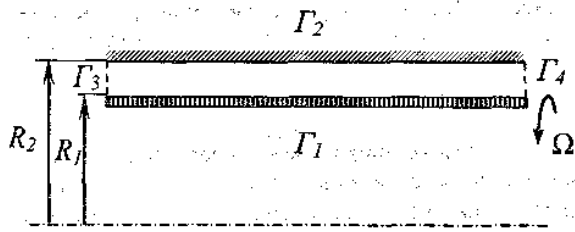


Рисунок 1 — Расчетная схема задачи.

Для аппроксимации конвективных членов использовалась противоточная схема QUICK (Леонарда) на структурированной сетке. Для аппроксимации диффузионных членов — центрально-разностная схема 2-го порядка точности, а для нестационарных членов — неявная схема 2-го порядка точности. Для остальных слагаемых использовалась явная (в пределах текущего шага по времени) трактовка. При аппроксимации использовался центрированный совмещенный разностный шаблон.

Основные схемные решения соответствуют использованию: согласованной процедуры SIMPLEC для коррекции полей давления и скорости, коррекции Рхи-Чоу значений нормальной скорости на гранях расчетных ячеек и применению техники нижней релаксации для контроля сходимости.

Решение систем линейных уравнений осуществлялось итерационным методом Гаусса-Зейделя в сочетании с методом алгебраического многосеточного ускорителя (AMG).

Более подробно характеристика использованного подхода к численному решению на основе метода конечных объемов приведена в монографии [7].

В качестве основной рассматривалась осесимметричная постановка задачи с применением модели переноса турбулентных напряжений Рейнольдса. Для сравнения рассматривались также варианты применения более экономных двухпараметрических моделей турбулентности, основанных на гипотезе Буссинеска о турбулентной вязкости. Главным недостатком последних, в контексте рассматриваемой задачи, является допущение об изотропности турбулентного обмена.

В качестве тестовой, для обоснования выбора модели турбулентности, рассмотрена задача, представляющая собой частный случай, соответствующий непроницаемым поверхностям обоих цилиндров.

Результат расчёта для тестового случая непроницаемой поверхности вращающегося цилиндра сопоставлен с имеющимися в литературе экспериментальными данными [1]. Таким путём установлено, что наилучшее совпадение имеет место при использовании модели переноса напряжений Рейнольдса, что объясняется изначальным учётом в этой модели анизотропии турбулентности, которая оказывается существенной в рассматриваемом закрученном течении. Эта модель турбулентности принята для дальнейших расчётов непосредственно интересующей нас задачи с протоком жидкости через поверхность вращающегося цилиндра. Для сравнения на рисунках 2 и 3 показаны результаты, полученные при расчёте (сплошная линия) задачи и полученные в результате эксперимента (точки) [1] для профиля относительной температуры

$$\Theta = \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} \text{ в канале между цилиндрами, а так же для}$$

профиля безразмерной окружной скорости $\frac{V_\varphi}{\Omega R_1}$

Для изучения влияния скорости протока жидкости через вращающийся цилиндр на теплоотдачу определялся безразмерный коэффициент теплоотдачи с поверхности цилиндра (Nu) при различных скоростях протока V_0 .

Интенсификацию теплообмена характеризует отношение Nu/Nu_0 , где Nu_0 — число Нуссельта для случая непроницаемой поверхности ($V_0 = 0$).

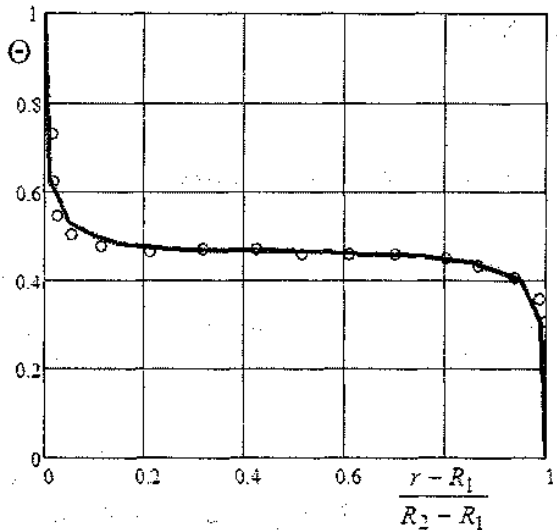


Рисунок 2 — Профиль относительной температуры в канале между цилиндрами.

Повышение теплоотдачи может сопровождаться увеличением гидродинамических потерь. Поэтому целесообразно ввести в рассмотрение общий коэффициент эффективности k_{eff} , характеризующий отношение показателя прироста теплоотдачи и гидродинамических потерь.

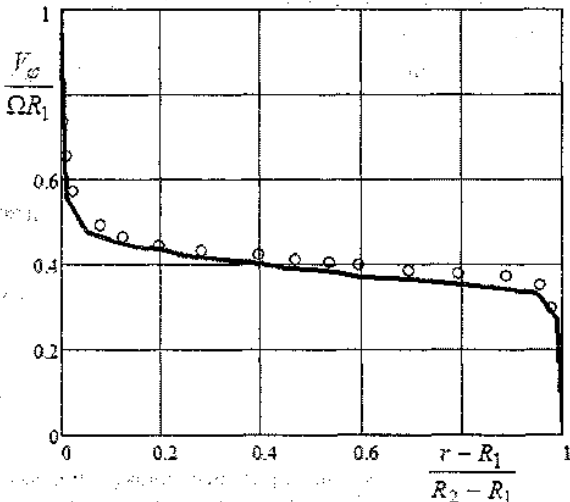


Рисунок 3 — Профиль безразмерной окружной скорости в канале между цилиндрами.

$$k_{eff} = \frac{Nu / Nu_0}{C_S / (C_S)_0} \quad (2)$$

Для непроницаемой поверхности цилиндра гидродинамическое сопротивление определяется только момен-

том сил поверхностного трения, который характеризуется интегральным коэффициентом

$$C_M = \frac{2M_z}{S\Omega^2 R_1^3} \quad (3)$$

где S — площадь поверхности цилиндра.

Для проницаемого цилиндра гидродинамические потери дополняются затратами мощности на проток жидкости через рассматриваемую область. Поэтому для суммарного коэффициента гидродинамических потерь можно записать

$$C_S = C_M + \frac{2v_0 \Delta p}{\rho \Omega^3 R_1^3} \quad (4)$$

где Δp — перепад давления между входным и выходным сечениями; $v_0 = V_0 / (\Omega R_1)$ — безразмерная скорость протока жидкости через поверхность вращающегося цилиндра.

В данном случае не рассматривались затраты, связанные с подводом жидкости к расчётной области и отводом от неё.

На рисунках 4 и 5 представлены графики изменения общего коэффициента эффективности k_{eff} и отношения Nu / Nu_0 для различных значений скорости V_0 в диапазоне угловых скоростей цилиндра 50–250 рад/с.

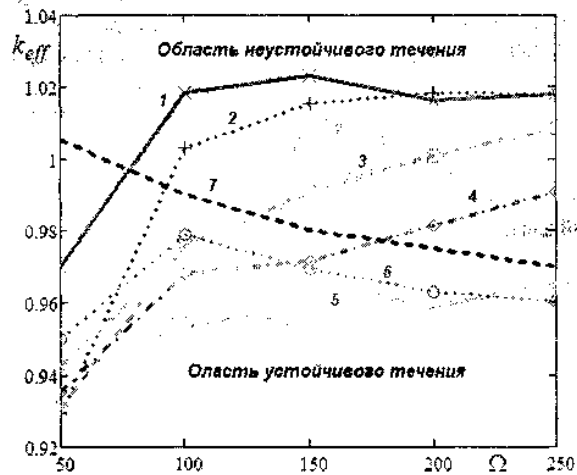


Рисунок 4 — Зависимость коэффициента k_{eff} от Ω и V_0 : 1 — $V_0 = 0.0263$ м/с; 2 — $V_0 = 0.05$ м/с; 3 — $V_0 = 0.075$ м/с; 4 — $V_0 = 0.1$ м/с; 5 — $V_0 = 0.15$ м/с; 6 — $V_0 = 0.2$ м/с; 7 — граница устойчивости.

Линия 7 отделяет область устойчивого течения жидкости (без крупномасштабных вихревых структур) от области, соответствующей макровихревым течениям, проявляющимся в результате центробежной потери устойчивости по типу вихрей Тейлора. Расчеты подтверждают данные [7] о том, что течение вблизи вращающегося проницаемого цилиндра может быть турбулентным еще до возникновения центробежной неустойчивости.

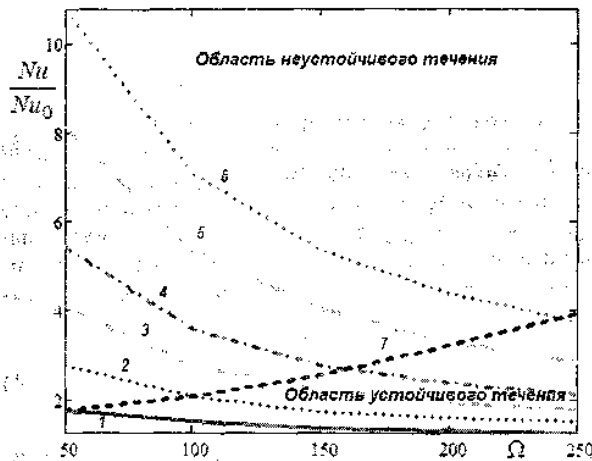


Рисунок 5 — Зависимость интенсификации теплообмена от Ω и V_0 : 1 — $V_0 = 0.0263$ м/с; 2 — $V_0 = 0.05$ м/с; 3 — $V_0 = 0.075$ м/с; 4 — $V_0 = 0.1$ м/с; 5 — $V_0 = 0.15$ м/с; 6 — $V_0 = 0.2$ м/с; 7 — граница устойчивости.

Выводы

Представленные результаты подтверждают возможность существенной интенсификации теплообмена снаружи вращающегося проницаемого цилиндра за счёт протока жидкости через его поверхность. При этом имеется возможность повышения общей теплогидравлической эффективности, характеризующейся соотношением прироста эффективности теплообмена и затрат мощности.

Таким образом можно добиться повышения теплоотдачи с поверхности цилиндра в несколько раз.

В дальнейших исследованиях необходимо исследовать влияние геометрической формы и расположения отверстий для протока жидкости на полученные результаты. При этом ожидается существенное влияние этих факторов, в первую очередь, на теплообмен.

Литература

1. Устименко, Б.П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях / Б. П. Устименко. — Алма-Ата: Наука, 1977. — 228 с.
2. Халатов, А.А. Теория и практика закрученных потоков. — К.: Наук. Думка, 1989. — 192 с.
3. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 1996. — Т.1: Криволинейные потоки. — 290 с.
4. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 1996. — Т. 2: Вращающиеся системы. — 289 с.
5. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000. — Т.3: Закрученные потоки. — 474 с.
6. Гупта, А. Закрученные потоки / А. Гупта, Д. Лили, Н. Сай. — М.: Мир, 1987. — 588 с.
7. Мочалин, Е.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2010. — Т.8: Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах. — 428 с.
8. Taylor, G.I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders / G.I. Taylor // Phil. Trans. Roy. Soc. London. A. — 1923. — V. 223. — P. 289—343.
9. Andereck, C.D. Flow regimes in a circular Couette system with independently rotating cylinders / C.D. Andereck, S. Liu, H. Swinney // J. Fluid Mech. — 1986. — V. 164. — P. 155—183.

Надійшла 19.09.2011 р.