



**Панов Дмитрий Олегович**

**Численное моделирование турбулентного течения во  
вращающихся U-образных каналах с плоской и  
оптимизированной формой внутренней стенки**

01.02.05 – Механика жидкости, газа и плазмы

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата физико-математических наук

Санкт-Петербург

2021

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

Научный руководитель: кандидат технических наук, старший научный сотрудник,  
**Рис Владимир Вольдемарович**

Официальные оппоненты: **Яньков Георгий Глебович**  
доктор технических наук, старший научный сотрудник,  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», профессор кафедры инженерной теплофизики

**Молочников Валерий Михайлович**  
доктор технических наук, старший научный сотрудник,  
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки «Федеральный исследовательский центр «Казанский научный центр Российской академии наук», ведущий научный сотрудник института энергетики и перспективных технологий


**Грицкевич Михаил Сергеевич**  
кандидат физико-математических наук, Общество с ограниченной ответственностью «Сименс», руководитель программы исследований подразделения корпоративные технологии

Защита состоится «9» февраля 2022 г. в 16:00 часов на заседании диссертационного совета У.01.02.05 при Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корпус 1, 3й этаж, ауд. 348-8.

С диссертацией можно ознакомиться на сайте [www.spbstu.ru](http://www.spbstu.ru) и в фундаментальной библиотеке СПбПУ.

Автореферат разослан «\_\_\_\_\_» декабря 2021 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета У.01.02.05  
к. ф.-м. н.

  
Гусева Е.К.

## Общая характеристика работы

**Актуальность темы исследования.** Трехмерные каналы с крутым поворотом потока на  $180^\circ$  (U-образные каналы) характерны для петлевых схем внутреннего охлаждения сопловых и рабочих лопаток газовых турбин, статорных и роторных частей электрических машин, компактных теплообменных аппаратов и аппаратов химических технологий. Поворот канала можно считать крутым, если радиус кривизны его средней линии меньше размера поперечного сечения канала в плоскости изгиба. Необходимость применения каналов с крутым поворотом обычно предопределяется стремлением наиболее эффективно использовать ограниченное пространство при размещении протяженного тракта для течения рабочей среды. Высокий уровень теплопередачи в таких каналах часто обеспечивается турбулентным режимом течения воздуха с высокими значениями числа Рейнольдса ( $Re \sim 10^5$ ).

Турбулентному течению в неподвижных U-образных каналах присуще сложное поведение, которое определяется, с одной стороны, взаимодействием возникающего на повороте интенсивного вторичного (поперечного) течения с обширным и весьма протяженным отрывом сразу за поворотом, а, с другой стороны, сильно неравновесной турбулентностью, развивающейся в условиях такого взаимодействия. При вращении U-образного канала отмеченные особенности дополняются эффектами силы Кориолиса, обуславливающей развитие «собственных» продольных крупномасштабных вихревых структур на всем протяжении канала, и тоже влияющей на интенсивность турбулентного переноса. Во всех указанных случаях получение надежных предсказательных данных о детальной структуре трехмерного течения, характеристиках турбулентности и теплоотдаче представляет собой нетривиальную задачу.

Известные недостатки крутоизогнутых U-образных каналов – это их высокое гидравлическое сопротивление и ярко выраженный нестационарный характер течения с крупномасштабными пульсациями потока, вызванными отрывным течением на повороте. Оба недостатка существенно снижают эффективность и эксплуатационные характеристики теплопередающих устройств, включающих такие каналы. Как следствие, проектирование проточных частей с крутоизогнутыми каналами тесно связано с задачей оптимизации, нацеленной на поиск геометрии, обеспечивающей оптимальное соотношение между гидравлическими потерями и интенсивностью теплоотдачи.

**Степень разработанности научной проблемы.** Наибольший вклад в развитие методик численного моделирования турбулентного течения и теплообмена во вращающихся и неподвижных крутоизогнутых U-образных каналах с прямой разделительной стенкой внесли исследования следующих авторов: В.Е. Launder, Н. Iacovides, К. Suga, Т. Arts, А. Turan, К.М. Guleren, Т.Т. Craft, Т. Во, Н.У., Т. Verstraete. Большинство из представленных в литературе методик основано на применении RANS подхода. Точность предсказания характеристик течения во вращающихся U-образных каналах при применении вихреразрешающих подходов изучена слабо.

Наибольший вклад в формирование и развитие методов оптимизации формы неподвижных U-образных каналов внесли исследования следующих авторов: P. Ireland, T. Arts, H. Namgoong, C. Son, T. Verstraete. Исследований, посвященных оптимизации вращающихся U-образных каналов, автору найти не удалось.

**Цели и задачи исследования** заключаются в следующем:

- отработка методики использования вихреразрешающих подходов при моделировании турбулентного течения и теплообмена в крутоизогнутых вращающихся и неподвижных U-образных каналах прямоугольного сечения; сопоставление результатов, получаемых путем вихреразрешающих и RANS расчетов;
- расчетное исследование (в рамках URANS-подхода) влияния интенсивности и направления вращения на вихревую структуру течения в U-образном канале квадратного сечения для случая плоской внутренней стенки, представляющей собой прямую пластину со скругленной кромкой;
- отработка двухуровневого метода оптимизации, включая выбор математического метода для построения суррогатной модели, создание алгоритма оптимизации, а также программных модулей, обеспечивающих автоматическую связку с гидродинамическими программными комплексами общего назначения Ansys Fluent и Ansys Icem CFD;
- однокритериальная оптимизация геометрии внутренней стенки U-образного канала при выборе в качестве (минимизируемой) целевой функции интегральной величины потерь полного давления на участке поворота; исследование влияния наложенного вращения на оптимальную форму внутренней стенки;
- двухкритериальная оптимизация геометрии внутренней стенки неподвижного U-образного канала при выборе в качестве критериев оптимизации интегральных потерь полного давления и общего теплосъема на участке поворота обогреваемого канала.

**Научная новизна.** Выработаны методические рекомендации к высокоточному численному моделированию турбулентного течения несжимаемой жидкости в крутоизогнутом U-образном канале на основе методов LES и RANS/LES, включая требования к выбору размерности расчетной сетки (при значениях  $Re = O(10^4 \dots 10^5)$ ), временного шага и продолжительности выборки для получения статистически достоверных данных.

Получены новые расчетные данные о влиянии трудно контролируемых в экспериментах неоднородностей в распределении скорости перед входом в участок поворота U-образного канала прямоугольного сечения на сложное поле трехмерного турбулентного течения ниже по потоку.

В результате многовариантных расчетов впервые получены и систематизированы данные о влиянии сильного изменения скорости и направления вращения крутоизогнутого U-образного канала на вихревую структуру осредненного по Рейнольдсу течения. Впервые предложена обобщающая классификация возможных картин вторичного течения (с четырьмя основными конфигурациями), которые

формируются при комплексном проявлении эффектов, обусловленных кривизной стенок канала и его вращением вокруг оси, нормальной к плоскости изгиба. Дан анализ роли продольных структур типа вихрей Дина и Гёртлера в формировании общей картины вторичных течений и отрывных зон за поворотом.

Разработана и апробирована вычислительная методология гидродинамического совершенствования проточных элементов с турбулентным движением среды, согласно которой поиск оптимальной геометрии осуществляется по двухуровневому методу оптимизации с пополнением базы численных решений на основе URANS приближения, а уточненная оценка предсказываемого выигрыша определяется сопоставлением функционалов решений, полученных для исходной и оптимальной геометрии на основе вихреразрешающего подхода.

Впервые исследовано влияние вращения U-образного канала вокруг оси, нормальной к плоскости изгиба, на форму внутренней стенки, оптимальной по критерию «минимум гидравлических потерь».

Впервые выполнена двухкритериальная оптимизация геометрии внутренней стенки неподвижного обогреваемого U-образного канала по критериям «гидравлические потери - теплосъем на участке поворота»; получен фронт Парето оптимальных решений в соответствующих координатах.

**Теоретическая и практическая значимость исследования.** Методическая информация, накопленная в результате применения методов LES и RANS/LES для тестовых расчетов течения в крутоизогнутом U-образном канале квадратного сечения, может непосредственно использоваться другими исследователями при постановке и проведении вихреразрешающих расчетов турбулентного течения в искривленных каналах различной геометрии.

Результаты по оптимизации формы внутренней стенки крутоизогнутого U-образного канала, а также разработанная классификация возможных картин поперечного течения, формирующегося в канале при разных значениях параметра вращения, могут быть полезны при решении инженерных задач по совершенствованию конвективных систем охлаждения вращающихся и неподвижных элементов машин.

Представленная в диссертации методика однокритериальной и многокритериальной оптимизации позволяет решать широкий спектр задач геометрической оптимизации и может быть использована при разработках вычислительных методик, нацеленных на оптимизацию гидродинамических элементов и систем различного назначения.

**Методология и методы исследования.** Гидродинамические расчеты проведены с использованием пакета ANSYS Fluent (версия 16.2), при моделировании турбулентности использованы RANS и вихреразрешающие подходы.

Задача оптимизации решена с помощью двухуровневого подхода с применением суррогатной модели целевой функции.

### **Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Классификация картин вторичного течения в крутоизогнутом U-образном канале в зависимости от интенсивности и направления его вращения вокруг оси, нормальной к плоскости изгиба.

2. Методология оптимизации проточных элементов, сочетающая RANS-вычисления на основе двухуровневого метода поиска оптимальной геометрии и расчеты по RANS/LES методу для уточнения предсказываемого выигрыша в значении целевой функции.

3. Численные данные, отражающие влияние вращения на локальные и интегральные характеристики турбулентного течения в U-образном канале исходной и оптимизированной геометрии.

4. Совокупность оптимальных решений и вид фронта Парето, определенный в результате двухкритериальной оптимизации формы внутренней стенки обогреваемого U-образного канала по критериям «гидравлические потери - теплосъем на участке поворота».

### **Обоснованность и достоверность полученных результатов.**

Гидродинамические расчеты проведены с использованием пакета ANSYS Fluent (версия 16.2), обстоятельно верифицированного разработчиками и широко применяемого сегодня как для прикладных, так и академических исследований. Сопоставление расчетных данных, полученных для тестовых конфигураций на обоснованно выбранных сетках показало хорошую согласованность с представленными в литературе результатами экспериментов. Анализ влияния различного по интенсивности глобального вращения на структуру трехмерного турбулентного течения, развивающегося в U-образном канале, выполнен на основе устоявшихся представлений об эффектах инерциальных массовых сил во внутренних течениях. Разработанный алгоритм оптимизации, а также включенный в него метод аппроксимации многомерных функций, основательно проверен на ряде известных тестовых функций.

**Апробация работы.** Основные результаты работы были представлены на следующих российских и международных конференциях и семинарах: XXI школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева (Санкт-Петербург, 2017); Всероссийская конференция по аэрогидродинамике, посвященной 100-летию со дня рождения С.В. Валландера (Санкт-Петербург, 2017); Conference on Modelling Fluid Flow XXIII (Будапешт, 2018); Международная конференция «Нелинейные задачи теории гидродинамической устойчивости и турбулентности» (Москва, 2018); XXV всероссийский семинар с международным участием по струйным, отрывным и нестационарным течениям (Санкт-Петербург, 2018); Седьмая российская национальная конференция по теплообмену (Москва, 2018); XI Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике (Санкт-Петербург, 2019).

**Публикации по теме работы и личный вклад автора.** Основные результаты исследований опубликованы в 9-ти работах, включая 3 статьи, опубликованные в

изданиях из списка ВАК (одна статья с индексацией в базах Web of Science и Scopus), а также 6 статей в периодических изданиях и трудах конференций различного уровня.

Обработка методик, проведение расчетов и анализ результатов выполнены лично автором. Автором разработаны и программно реализованы алгоритмы оптимизации.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы, состоящего их 72 наименований. Работа изложена на 172 страницах текста, включая 12 таблиц и 90 рисунков.

### Содержание работы

Во **Введении** обоснована актуальность темы, ее научная и практическая значимость, сформулированы цели и основные задачи исследования.

В **главе 1** представлен обзор работ, посвященных исследованию и оптимизации течений в U-образных каналах. В **параграфе 1.1** и **1.2** рассмотрены экспериментальные и расчетные работы, посвященные исследованию течения в U-образных каналах с плоской разделительной стенкой. В **параграфе 1.3** выполнен обзор работ, посвященных оптимизации формы проточной части U-образных каналов.

В **главе 2** описана общая постановка задач и методы решения уравнений движения жидкости, представлены результаты тестовых расчетов течения в канале с плоской разделительной стенкой, выполнено сопоставление численных результатов с известными результатами экспериментальных исследований.

В **параграфе 2.1** дано описание URANS (с двухпараметрической моделью турбулентности MSST RC) и вихреразрешающих (с моделями IDDES и LES WALE) подходов, использованных при расчетах турбулентного течения и теплообмена.

В **параграфе 2.2** приведена схема расчетной области и постановка задачи для конфигурации канала C1 (Рис. 1, а), соответствующей условиям экспериментальных работ Н.Н. Вережкина<sup>1</sup> и А.Д. Юхнева<sup>2</sup>. В расчетную модель включен вход в канал и окружающее его пространство, благодаря чему турбулиизация потока на входной кромке и формирования профиля скорости на входе в поворот происходит естественным образом. Выбраны соответствующие экспериментам режимные параметры: неподвижный канал и диапазон значений числа Рейнольдса от  $2 \cdot 10^4$  до  $6 \cdot 10^4$  ( $Re = U_b H / \nu$ ).

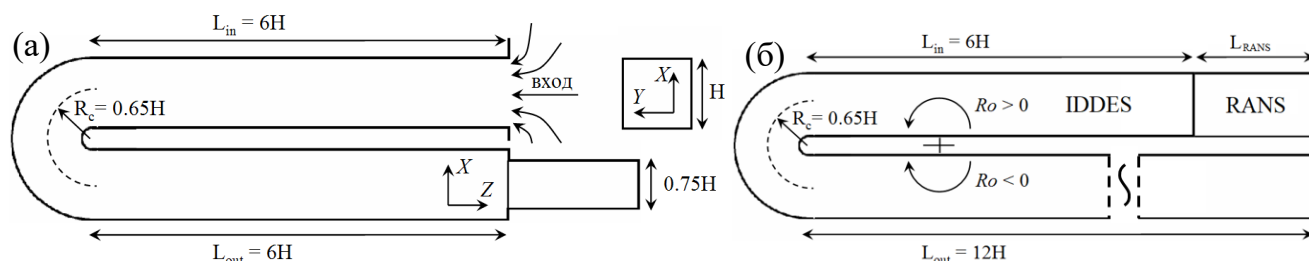


Рис. 2. Схема расчетной области для конфигураций канала C1 (а) и C2 (б)

<sup>1</sup> Вережкин Н.Н. Гидравлические сопротивления изолированных и составных колен прямоугольного сечения // Москва: ЦАГИ: Промышленная аэродинамика, – т. 7 – 1956 – 86 с.

<sup>2</sup> Панов Д.О., Юхнев А.Д. Потери давления в канале с резким поворотом на 180°: результаты URANS- и LES-расчетов в сопоставлении с данными измерений // Тепловые процессы в технике – 2018 – т. 10(5-6) – сс. 192–197.

В параграфе 2.3 рассмотрена конфигурация канала C2 (Рис. 1, б), соответствующая эксперименту<sup>3</sup>. В расчётах, как и в эксперименте, исследуется течение в канале при  $Re = 10^5$ , и разных значениях параметра вращения ( $Ro = \omega H/U_b$ ), ось вращения перпендикулярна торцевым стенкам. Расчетная область разбита на RANS и IDDES зоны. В качестве входных условий выбраны однородные профили скорости и турбулентности. Турбулентный контент на RANS/IDDES интерфейсе формировался с помощью генератора турбулентности «vortex method». Определены две длины RANS зоны, позволяющие получить результаты расчетов, наиболее близко соответствующих данным эксперимента в сечении  $Z/H = -3$  (первое из сечений до поворота, для которого имеются экспериментальные данные; координата  $|Z|$  отсчитывается от начала загиба разделительной стенки). Первая длина RANS зоны условно соответствует толщине пристенного слоя в сечении  $Z/H = -3$   $\delta_{in} = 0.1H$ , вторая  $\delta_{in} = 0.2H$  (Рис. 2).

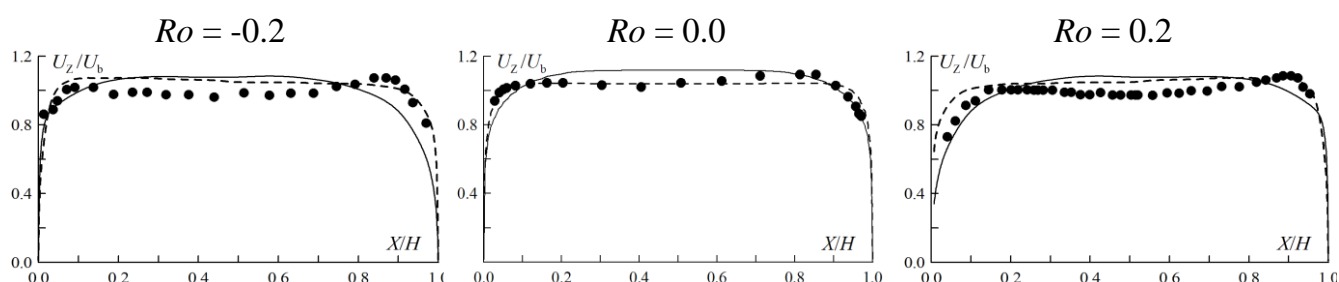


Рис. 2. Профили продольной компоненты скорости в сечении  $Z/H = -3$ ,  $Y/H = 0.5$  при  $Re = 10^5$ : символы – экспериментальные данные (Cheah et al, 1996), штриховые линии - результат расчетов для  $\delta_{in} = 0.1H$ , сплошные линии – результат расчетов для  $\delta_{in} = 0.2H$

В параграфе 2.4 рассмотрены вычислительные аспекты решения задач по методу конечных объемов. Для аппроксимации конвективных слагаемых применена центральная схема второго порядка в случае расчетов по методам LES-WALE и IDDES и противопоточная схема второго порядка в случае расчета по методу URANS. Для аппроксимации производных по времени выбрана трехслойная схема Эйлера. Интерполяция давления на грань расчетной ячейки проводилась по схеме, реализующей взвешенную сумму противопоточных схем первого и второго порядков. Расчет градиентов в центрах ячеек проводился по методу, основанному на формуле Гаусса–Грина. Для обеспечения связи уравнений баланса массы и импульса выбрана наиболее быстрая последовательная схема решения уравнений с условно безитерационным продвижением по времени NITA-FSM. Шаг по времени подбирался из условия, согласно которому максимальное значение локального числа Куранта  $CFL \leq 0.8$ , и был равен  $0.0006T_S$  ( $T_S = H/U_b$ ). Для инициализации расчетов с вихреразрешающим подходом в качестве начального приближения использовалось RANS решение. В основных расчетах для получения осредненных характеристик потока статистика накапливалась на протяжении 500 000 шагов по времени ( $300T_S$ ); перед этим делалось 40 000 шагов по времени ( $24T_S$ ) для выхода на статистически установившийся режим.

<sup>3</sup> Cheah S.C., Iacovides H., Jackson D.C., Ji H., Launder B.E. LDA Investigation of the Flow Development Through Rotating U-Ducts // ASME. J. Turbomach. – 1996 – vol. 118(3) – pp. 590–596.



Все расчеты проведены на низкорейнольдсовых сетках. В расчетах для конфигурации C1 при исследовании сеточной сходимости и влияния числа Рейнольдса на решение использованы пять квазиструктурированных сеток, размерностью от 4.4 до 65 млн. ячеек. Основные расчеты для конфигурации C2 выполнены на сетки размерностью 13.8 млн. ячеек. Кроме того, в случае конфигурации C2 выполнено исследование влияние выбора вихререзающего подхода на решение, для этого построены две сетки размерностью 6.9 (IDDES сетка) и 16.2 млн. ячеек (LES WALE сетка).

В параграфе 2.5 представлены результаты URANS и LES WALE расчетов изотермического течения в неподвижном канале конфигурации C1. В п. 2.5.1 проведено исследование сеточной сходимости для случая  $Re = 2.1 \cdot 10^4$ . Выполнено сравнение гидравлических потерь и профилей скорости для трех сеток с различными максимальными продольными и поперечными размерами ячеек: (сетка №1:  $\Delta X^+ = 30$ ,  $\Delta Z^+ = 60$ ; сетка №2:  $\Delta X^+ = 20$ ,  $\Delta Z^+ = 40$ ; сетка №3:  $\Delta X^+ = 10$ ,  $\Delta Z^+ = 20$ ). Результаты, полученные в расчетах на разных сетках, оказались практически идентичными. В дальнейшем для LES WALE расчетов были использованы сетки с максимальными продольными и поперечными размерами ячеек  $\Delta X^+ = 20$  и  $\Delta Z^+ = 40$ .

В п. 2.5.2 представлены данные о влиянии числа Рейнольдса на гидравлические потери (на примере URANS и LES WALE расчетов, рис. 3). Результаты LES WALE расчетов хорошо согласуются с данными эксперимента. Гидравлические потери, полученные в URANS расчетах, оказались на 15-20% меньше экспериментальных.

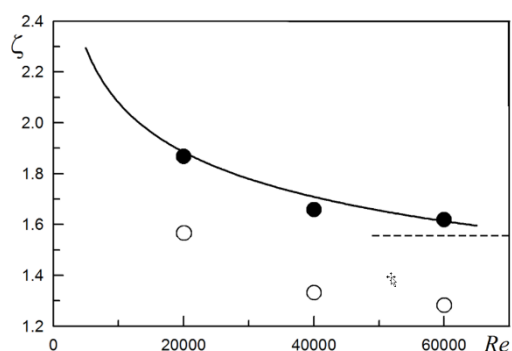


Рис. 3. Гидравлические потери в неподвижном канале конфигурации C1: сплошная линия – аппроксимация данных А.Д. Юхнева; пунктирная линия – экспериментальное значение, полученное в работе Н.Н. Веревкина; заполненные символы – результаты LES WALE расчетов; незаполненные – результаты URANS расчетов

В параграфе 2.6 проведено сравнение LES WALE и IDDES решений для неподвижного канала конфигурации C2 при  $Re = 4 \cdot 10^4$ . Результаты оказались очень близкими, что обосновывает использование более экономичного IDDES подхода при расчетах для большего числа Рейнольдса ( $Re = 10^5$ ).

В параграфе 2.7 представлены результаты URANS и IDDES расчетов течения во вращающемся канале конфигурации C2 при  $Re = 10^5$  и  $Ro = 0, \pm 0.2$ . Проведен анализ продольных (Рис. 4) и поперечных профилей скорости, а также характеристик турбулентности в различных сечениях для случаев  $\delta_{in} = 0.1H$  и  $\delta_{in} = 0.2H$ . При  $Ro = -0.2$  и 0 влияние входной толщины пристенного слоя на профили скорости заметно превосходит погрешности измерений, оцененные в эксперименте (Cheah et al, 1996) на уровне 2% от средне-расходной скорости  $U_b$ . В случае  $Ro = 0.2$  входная толщина пристенного слоя практически не влияет на решение. Результаты IDDES расчетов при  $\delta_{in} = 0.2H$  хорошо согласуются

с экспериментальными данными. Различия между расчетными и экспериментальными профилями скорости для этого случая, оказались меньше чем неопределенности, связанные с формированием входных условий.

Анализ результатов URANS и IDDES расчетов, показывает, что URANS подход позволяет с достаточной точностью предсказывать локальные и интегральные характеристики осредненного по времени течения в U-образных каналах. Кроме того, дополнительные расчеты показали, что URANS результаты, полученные на весьма подробной сетке размерностью  $\sim 14$  млн. ячеек, несущественно отличаются от результатов, полученных на сетке с уменьшенным на порядок числом ячеек. Данные выводы позволили с уверенностью применять URANS подход для дальнейших многовариантных расчетов.

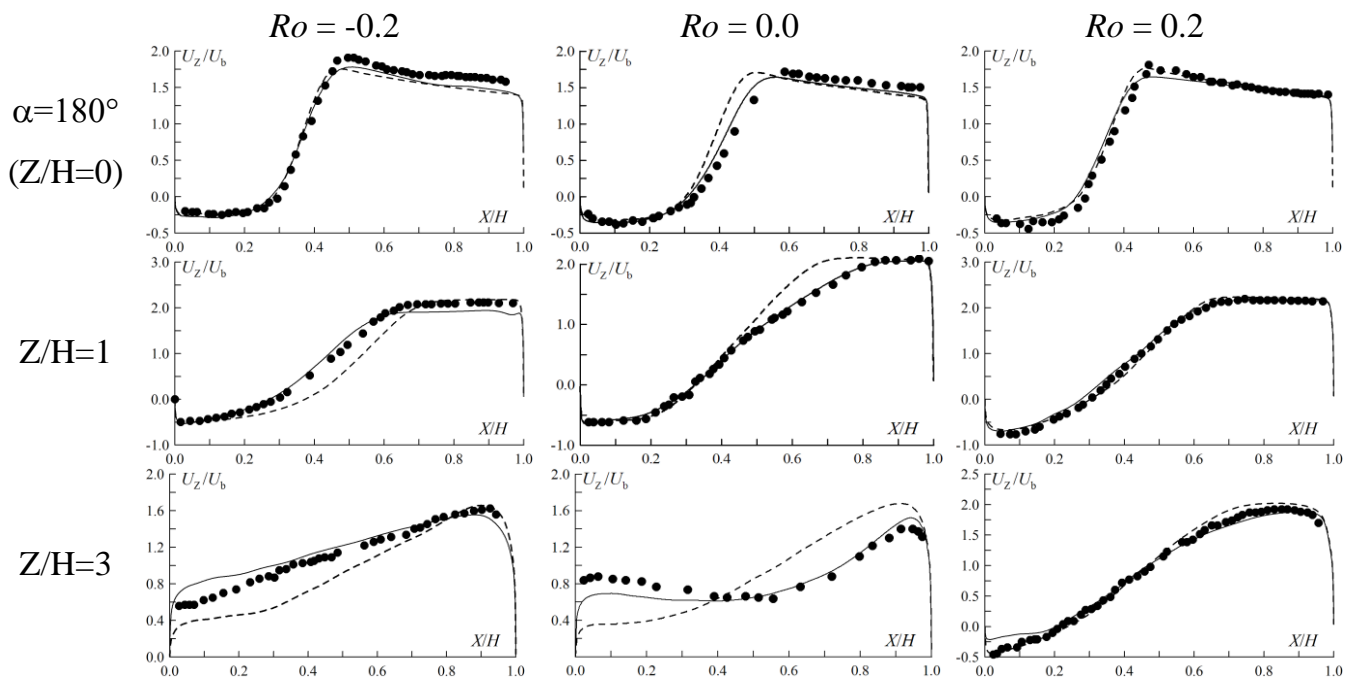


Рис. 4. Профили продольной скорости за поворотом в срединном сечении при  $Re = 10^5$ : символы - данные эксперимента, штриховые линии - расчет при  $\delta_{in} = 0.1H$ , сплошные линии -  $\delta_{in} = 0.2H$

При сравнении данных для турбулентных пульсаций, полученных в IDDES расчетах и в эксперименте, отмечена тенденция к некоторому занижению расчетной интенсивности пульсаций, особенно заметную для сечения  $Z/H = 3$ . В сечениях ближе к повороту экспериментальные и расчетные данные совпадают с высокой точностью, наилучшее совпадение достигается для  $Ro = 0.2$ . Наибольшие турбулентные пульсации для течений данного типа генерируются на границе отрывной области, которая начинается на внутренней стенке в середине поворота и имеет максимальный поперечный размер вблизи сечения  $Z/H = 1$ . Интенсивности пульсаций продольных и поперечных компонент скорости в указанных областях оказываются близки к  $0.5U_b$ . Также стоит отметить, что для всех сечений в случае  $Ro = 0.2$  турбулентные пульсации оказываются ниже, чем для  $Ro = -0.2$  и  $Ro = 0$ .

В параграфе 2.8 представлены результаты расчетов гидравлических потерь, полученные по LES WALE, IDDES и URANS подходам для  $Ro = 0, \pm 0.2$  при  $Re = 4 \cdot 10^4$  и  $10^5$ .

В п. 2.8.1 проведена оценка влияния выбора конфигурации канала и, соответственно, входного профиля скорости на гидравлические потери. Показано, что при  $Re = 4 \cdot 10^4$  гидравлические потери в канале конфигурации С1 на 7% меньше чем в канале конфигурации С2, что связано с различиями во входных профилях скорости.

В п. 2.8.2 анализируются распределения вдоль канала модуля коэффициента давления  $C_p$  и локального коэффициента потерь полного давления  $\xi_{loc}$  (Рис. 5), полученные с применением IDDES подхода. Результаты расчета гидравлических потерь находятся в хорошем согласии с экспериментальными данными, особенно для случая  $\delta_{in} = 0.2H$ .

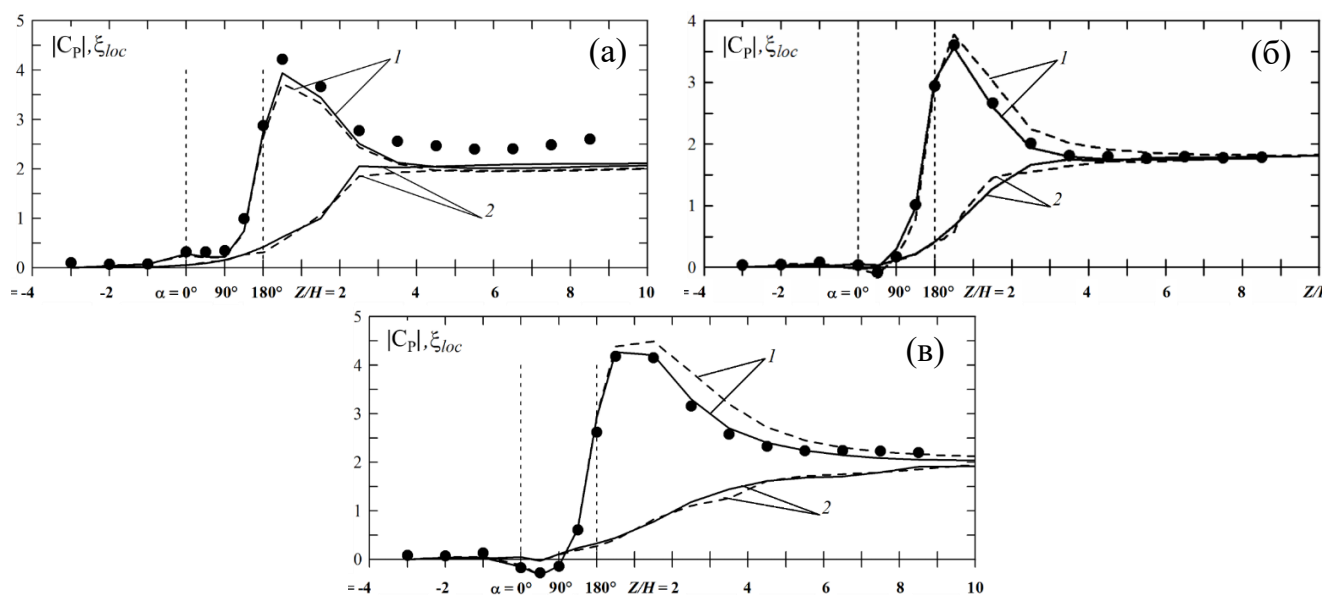


Рис. 5. Распределения вдоль канала локальных значений модуля коэффициента давления  $C_p$  (1) и коэффициента потерь полного давления  $\xi_{loc}$  (2);  $Re = 10^5$ ; данные измерений (символы)<sup>4</sup> и результаты расчетов по методу IDDES при  $\delta_{in} = 0.1H$  (штриховая линия) и  $\delta_{in} = 0.2H$  (сплошная линия): а)  $Ro = -0.2$ ; б)  $Ro = 0$ ; в)  $Ro = 0.2$

Анализ полученных распределений показывает, что основные гидравлические потери связаны с глобальными отрывными зонами, формирующимися на внутренней стенке канала в повороте и заканчивающимися на расстоянии от 2 до 5 калибров за поворотом, в зависимости от направления вращения. Сделано заключение, что оптимизационные расчеты, в первую очередь, должны быть направлены на модификацию внутренней стенки в зоне поворота и за ним.

В п. 2.8.3 анализируются потери статического давления и распределения вдоль канала значений модуля коэффициента давления  $C_p$ , полученные в URANS расчетах. Результаты URANS расчетов имеют несколько больше различия с экспериментальными данными, чем результаты IDDES расчетов. Для случаев  $Ro = 0$  и  $0.2$  различия между коэффициентами потерь, полученными в URANS расчетах и эксперименте, составляют 8...9%. Для режима  $Ro = -0.2$  эти различия более существенны – почти 22%.

<sup>4</sup> Iacovides H., Jackson D.C., Ji H., Kelemenis G., Launder B.E., Nikas K. LDA Study of the Flow Development Through an Orthogonally Rotating U-Bend of Strong Curvature and Rib-Roughened Walls // ASME. J. Turbomach. – 1998 – vol. 120(2) – pp. 386–391.

В параграфе 2.9 представлены результаты расчета теплообмена в канале тестовой конфигурации C2, выполненные на основе URANS и IDDES подходов (Рис. 6), проведено сравнение с данными экспериментальной работы<sup>5</sup>. Отмечена хорошая согласованность результатов IDDES моделирования и экспериментальных данных. Для внутренней и внешней стенок хорошо предсказываются положения и величины максимумов теплообмена, расположенных за поворотом. Результаты URANS моделирования хорошо воспроизводят экспериментальные распределения числа Нуссельта на участке перед поворотом и на внешней стенке канала за поворотом. Однако, на внутренней стенке наблюдаются существенные различия между результатами URANS моделирования и экспериментальными данными. Это, в первую очередь, связано с более вытянутой отрывной зоной за поворотом, полученной в случае URANS расчетов. В результате, точка присоединения потока и, соответственно, максимум теплоотдачи в URANS результатах смещаются вниз по потоку.

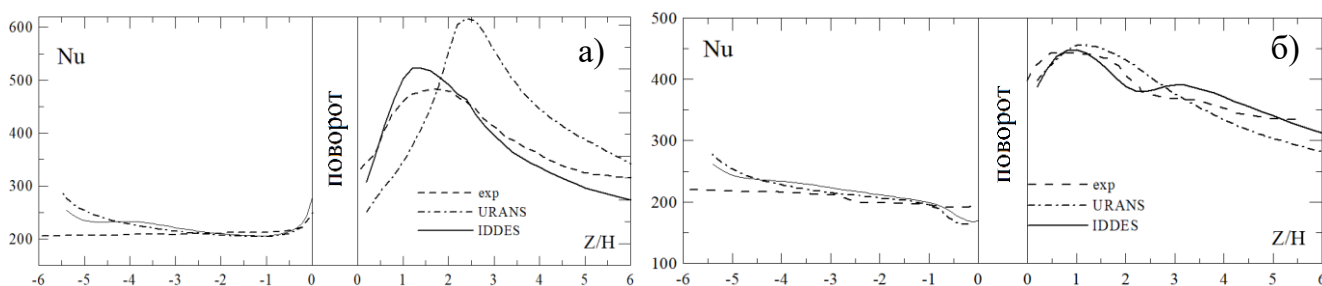


Рис. 6. Распределения осредненного по ширине канала числа Нуссельта вдоль внутренней (а) и внешней (б) стенки канала: данные эксперимента (пунктирная линия), результаты расчетов по методу IDDES (сплошная линия) и URANS (штрихпунктирная линия) при  $\delta_{in} = 0.2H$

В главе 3 обсуждается структура течения и характеристики теплообмена в канале конфигурации C2, рассчитанные при  $\delta_{in} = 0.2H$  с применением URANS и IDDES подходов. IDDES моделирование проведено для  $Ro = 0, \pm 0.2$  при  $Re = 10^5$  и  $Pr = 0.71$ . URANS подход использован для расчетов в широком диапазоне изменения параметра вращения, также при  $Re = 10^5$ . Расчеты с применением IDDES подхода выполнены на сетке размером  $\sim 14$  млн. ячеек, охарактеризованной в п. 2.4. Многовариантные расчеты на основе URANS подхода проведены на сетке размером  $\sim 1$  млн. ячеек для половины расчетной области с наложением условия симметрии относительно срединного сечения канала.

В параграфе 3.1 рассмотрена структура течения, предсказываемая по IDDES (Рис. 7) и URANS подходам при тестовых значениях параметра вращения ( $Ro = 0, \pm 0.2$ ).

Для вращающихся каналов перед поворотом присутствует пара низкоинтенсивных продольных вихрей, вызванных действием силы Кориолиса («вихри Кориолиса»). В случае  $Ro = -0.2$ , когда сила Кориолиса и центробежная сила в повороте имеют разные направления, идентифицированы структуры типа вихрей Гёртлера, возникающие на внешней стенке поворота и приводящие к возникновению мощных вторичных течений за

<sup>5</sup> Iacovides H., Jackson D.C., Kelemenis G., Launder B.E. The Measurement of Local Wall Heat Transfer in Stationary U Ducts of Strong Curvature, With Smooth and Rib-Roughened Walls // ASME. J. Turbomach. – 2000 – vol. 122(2) – pp. 386–392.

поворотом. В случае  $Ro = 0.0$  идентифицированы образования типа вихрей Дина, обусловленные дисбалансом центробежной силы и градиента давления у торцевых стенок в повороте. В случае  $Ro = 0.2$  крупномасштабных интенсивных вторичных течений в канале не наблюдается, что приводит к квазидвумерному характеру течения за поворотом и сильно вытянутой вдоль канала отрывной зоне.

Выбор подхода к моделированию турбулентности влияет на размеры и форму отрывных зон, конфигурацию и интенсивность вторичных течений. Для случаев  $Ro = 0$  и  $0.2$  отрывные зоны, полученные с применением URANS подхода, оказываются более вытянутыми чем в IDDES расчетах. В случае  $Ro = -0.2$  отрывные зоны, предсказываемые по двум подходам, имеют примерно одинаковую длину и ширину. По результатам всех URANS расчетов за поворотом можно видеть вторичные течения сложной топологии, похожие на вторичные течения, полученные в IDDES расчетах. При этом для всех значений параметра вращения интенсивность вторичных течений за поворотом по результатам URANS расчетов оказывается несколько выше, чем в случае IDDES результатов. Кроме того, в случае  $Ro = 0.2$  URANS результаты показывают наличие вихревой пары типа Гёртлера на внешней стенке поворота, которая не наблюдается по данным IDDES расчетов.

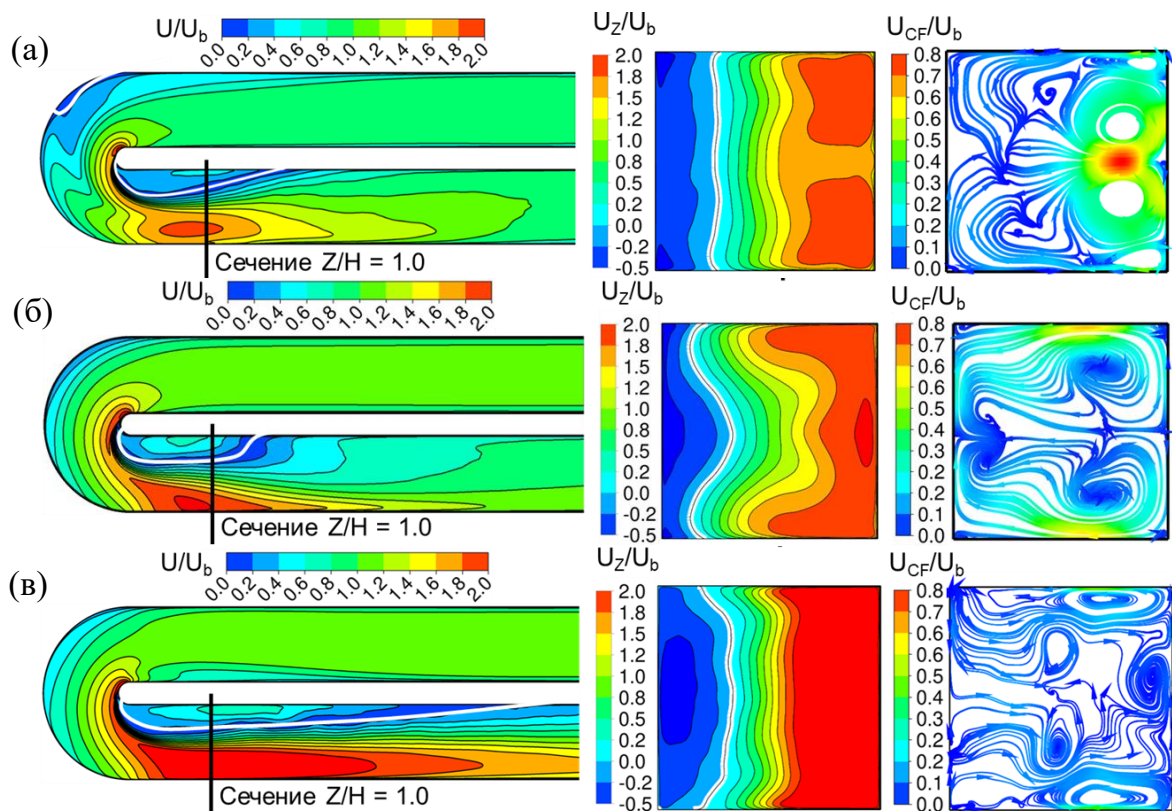


Рис. 7. Полная скорость ( $U/U_b$ ) в срединном сечении, продольная скорость ( $U_z/U_b$ ) и линии тока, окрашенные величиной модуля поперечной скорости ( $U_{CF}/U_b$ ), в сечении  $Z/H = 1$ , полученные в результате IDDES моделирования при  $Re = 10^5$ : (а) –  $Ro = -0.2$ , (б) –  $Ro = 0.0$ , (в) –  $Ro = 0.2$

В параграфе 3.2 представлены результаты IDDES (Рис. 8) и URANS расчетов теплообмена в канале при  $Ro = 0, \pm 0.2$ ,  $Re = 10^5$  и  $Pr = 0.71$ . На внутренней стенке канала



максимум теплообмена, для всех случаев, достигается в конце отрывной зоны. На внешней стенке максимум теплообмена всегда соответствует области максимального поджата потока отрывной зоной с максимальными скоростями потока. Наибольшая интенсивность теплового потока наблюдается в случае  $Ro = -0.2$ , что обусловлено наличием интенсивных структур типа вихрей Гёртлера для этого случая. Для положительного направления вращения канала характерна минимальная интенсивность теплообмена. Распределения числа Нуссельта, полученные в IDDES и URANS расчетах, весьма похожи, однако при всех значениях параметра вращения URANS подход дает более высокие значения теплового потока. Различия в средних значениях числа Нуссельта, полученных по двум подходам составляют от 10 до 18%.

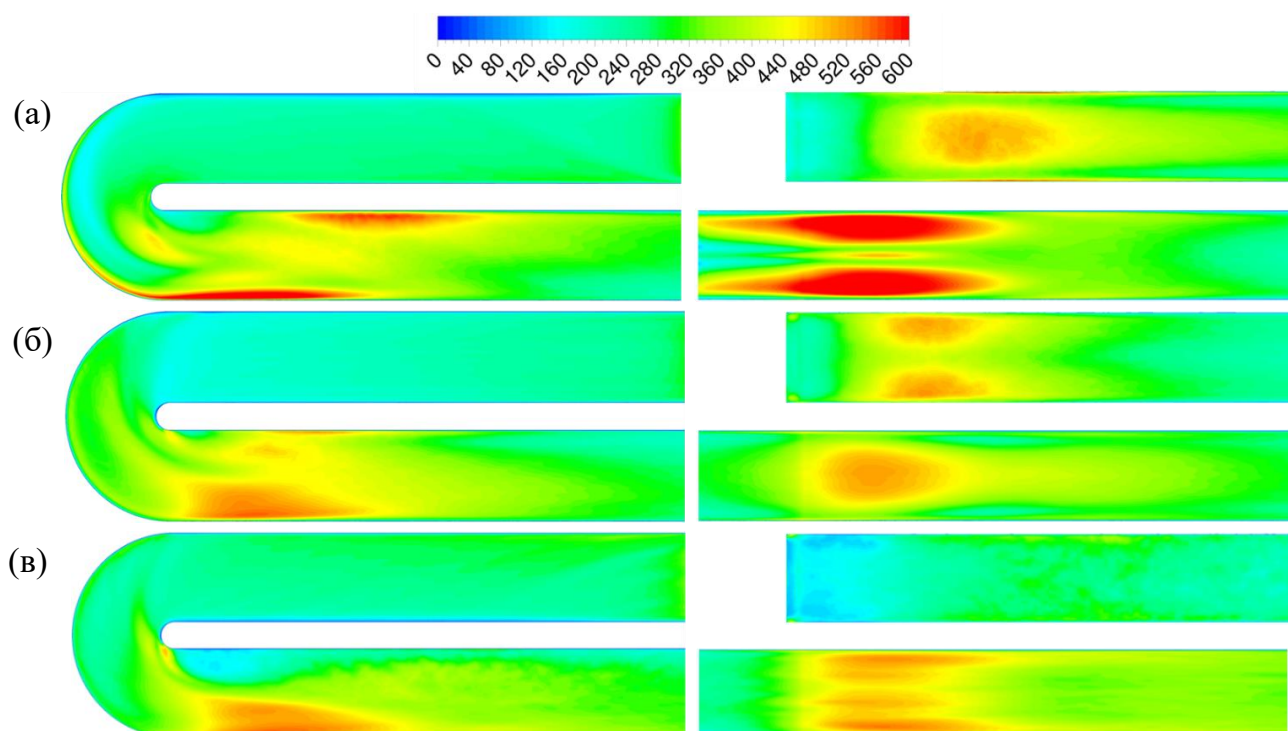


Рис. 8. Распределения числа Нуссельта ( $Nu$ ): слева – на торцевой стенке, справа – для вида снизу на внешнюю и внутреннюю стенки. Результаты IDDES моделирования,  $Re = 10^5$ : (а) –  $Ro = -0.2$ ; (б) –  $Ro = 0.0$ ; (в) –  $Ro = 0.2$

В параграфе 3.3 представлены результаты многовариантных URANS расчетов при изменении параметра вращения  $Ro$  от  $-0.4$  до  $0.8$  и фиксированном значении  $Re = 10^5$ . На Рис. 9, а и 10, а для различных значений  $Ro$  показаны линии тока, окрашенные величиной модуля поперечной скорости  $U_{CF}$  в двух сечениях: в середине поворота  $\alpha = 90^\circ$  и на расстоянии  $Z/H = 3$  за поворотом. На Рис. 9, б и 10, б представлены максимальные значения скорости вторичного течения (модуль поперечной скорости) в ядре потока ( $0.2 < X/H < 0.8$ , красная линия) и в пристенной области (внутри слоя  $X/H < 0.2$ , синяя линия). Данные графики позволяют оценить интенсивность вихревых образований типа вихрей Гёртлера и Дина в повороте и за поворотом. Близкие к нулю значения скорости вторичного течения свидетельствуют о слабости или даже о практическом отсутствии вторичного течения, связанного с этими вихрями. На Рис. 10, в дана зависимость от  $Ro$  средней длины отрывной зоны за поворотом.

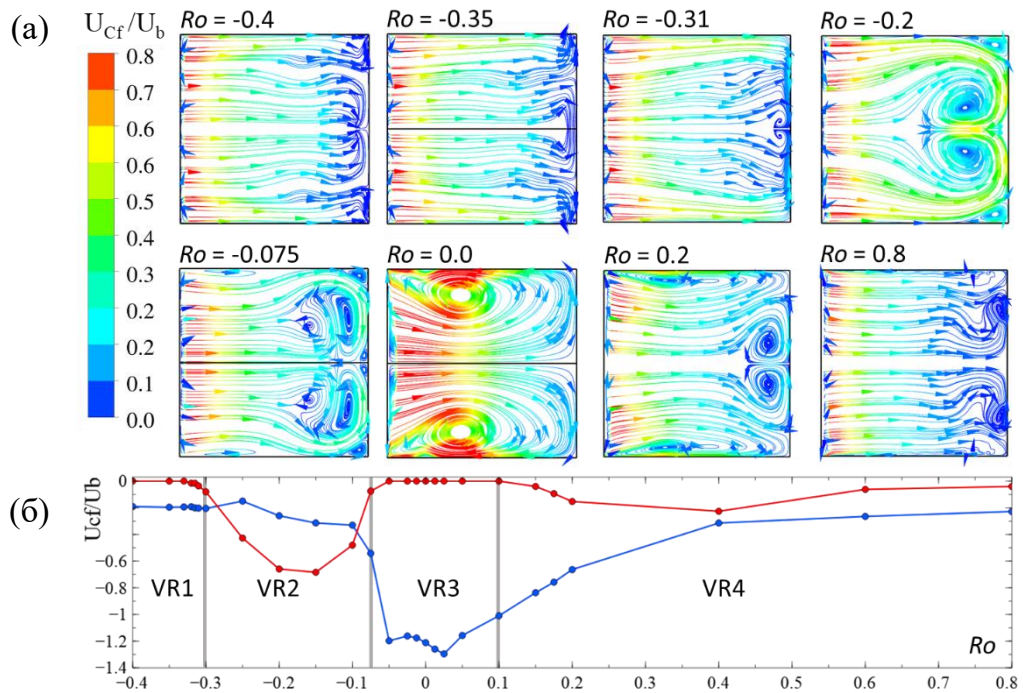


Рис. 9. Сечение  $\alpha = 90^\circ$ : (а) - линии тока, (б) – максимальные скорости поперечного течения в ядре потока (красная линия) и у торцевой стенки (синяя линия)

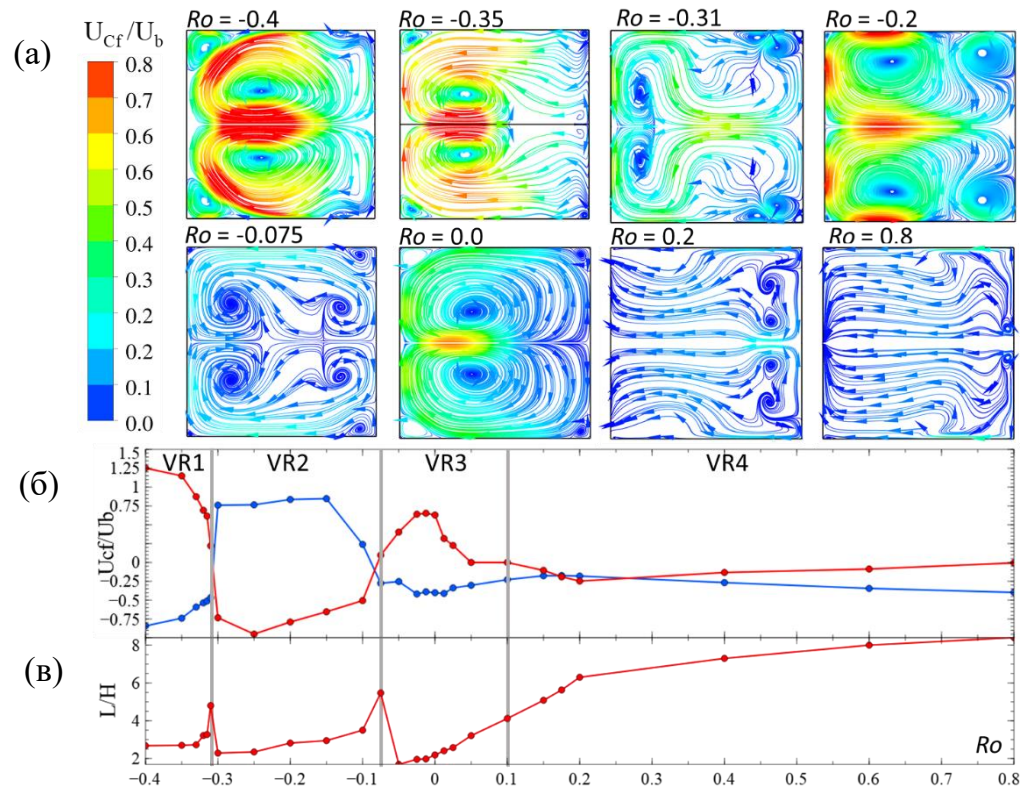


Рис. 10. То же для сечения  $Z/H = -3$ , (в) – длина отрывной зоны

Основываясь на анализе вторичных течений можно выделить четыре основные картины (четыре «режима») вторичного течения (VR1...VR4). На Рис. 9, б, 10, б и 10, в границы режимов вторичных течений обозначены вертикальными серыми линиями. В большинстве случаев смена режимов происходит достаточно резко. Точки перехода между режимами ( $Ro = -0.31$ ,  $-0.075$  и  $0.1$ ) характеризуются низкой интенсивностью вторичных течений и более вытянутыми отрывными зонами за поворотом. Положительное вращение

также уменьшает интенсивность вторичных течений и тем самым увеличивает длину отрывной зоны за поворотом. Так, длина отрывной зоны для самого большого рассматриваемого параметра вращения  $Ro = 0.8$  оказывается порядка 8.5 калибров.

В **главе 4** изложены методические аспекты подхода к оптимизации формы обтекаемых потоком стенок. В **параграфе 4.1** представлен двухуровневый подход к решению задачи однокритериальной оптимизации на базе суррогатной модели целевой функции. В п. 4.1.1 изложены общие положения подхода. В п. 4.1.2 описана суррогатная модель на основе метода интерполяции радиальными базисными функциями<sup>6</sup>. В п. 4.1.3 представлены результаты тестирования изложенного подхода к решению задачи однокритериальной оптимизации. В **параграфе 4.2** изложен R-poptm подход к решению задачи многокритериальной оптимизации. В **параграфе 4.3** описана параметризация геометрии цилиндрической внутренней стенки и метод автоматической генерации расчетных сеток. Геометрия цилиндрической внутренней стенки описывалась 6-ю параметрами с помощью двух кривых Безье и дуги окружности, задающей скругление кромки внутренней стенки. Для расчета двумерного течения в щелевом (двумерном) канале генерировались сетки из ~28 000 четырехугольных и треугольных элементов со структурированными пристенными слоями. Во всех трехмерных оптимизационных гидродинамических расчетах использовались неструктурированные трехмерные расчетные сетки из ~0.9 млн. гексаэдров и призм. Для этого двумерные сетки вытягивались по высоте канала (в направлении Y). В **параграфе 4.4** описана программная реализация процедуры поиска оптимальной геометрии.

В **главе 5** представлены результаты однокритериальной (по критерию «потери полного давления») и двухкритериальной (по критериям «гидравлические потери - теплосъем на участке поворота») оптимизации формы внутренней стенки U-образного канала при  $Ro = 0, \pm 0.2$ ,  $Re = 10^5$  и  $Pr = 0.71$ . Оптимизационные расчеты были проведены с помощью относительно экономичного RANS/URANS подхода на сетках размерностью порядка 0.9 млн. ячеек с наложением условия симметрии относительно срединной плоскости канала. Для уточнения результатов оптимизации были произведены также расчеты течения в каналах с оптимизированной формой внутренней стенки на основе IDDES подхода. При этом были использованы квазиструктурированные расчетные сетки размерностью ~14 млн. ячеек, подобные сеткам, использованным в валидационных IDDES расчетах для случая плоской внутренней стенки.

В **параграфе 5.1** изложены предварительные замечания и представлены данные по сходимости оптимизационных процессов. В **параграфе 5.2** представлены результаты однокритериальной оптимизации, направленной на поиск минимума гидравлических потерь. В п. 5.2.1 представлены оптимизированные формы внутренней стенки канала, а также данные по выигрышу в гидравлических потерях, полученные в результате оптимизации при трех параметрах вращения ( $Ro = 0, \pm 0.2$ ). Во всех случаях удалось

---

<sup>6</sup> Бахвалов Ю.Н., Копылов И.В. Обучение и оценка обобщающей способности методов интерполяции // Компьютерные исследования и моделирование. – 2015 – т. 7(5) – сс. 1023–1031.



снизить гидравлические потери на участке поворота канала в два и более раза. Различия в гидравлических потерях, рассчитанных по RANS и IDDES подходам, для оптимальных геометрий оказываются не столь существенные, как в случае канала с плоской внутренней стенкой. Это в первую очередь связано с отсутствием глобальных отрывных течений в каналах с оптимальной геометрией внутренней стенки. Это обстоятельство является дополнительным обоснованием для применения экономичного RANS/URANS подхода при многопараметрических оптимизационных расчетах.

В п. 5.2.2 дан анализ полей течения в каналах оптимальной формы по результатам RANS и IDDES (Рис. 11) расчетов. Показано, что поля скорости, полученные по двум подходам очень близки. В результате однокритериальной оптимизации удалось добиться практически безотрывного течения при всех выбранных значениях параметра вращения. Отмечается также, что в ходе оптимизационных расчетов была получена серия решений с практически безотрывными течениями и различными значениями коэффициента потерь. Таким образом, отсутствие отрыва потока за поворотом не является единственным условием для обеспечения минимальных потерь в крутоизогнутом U-образном канале. Во всех вариантах за поворотом формируются вторичные течения сложной топологии, состоящие из нескольких пар (от одной до четырех) симметричных вихрей. Интенсивность вторичных течений для оптимальных геометрий слабее зависит от параметра вращения, чем для случая плоской внутренней стенки

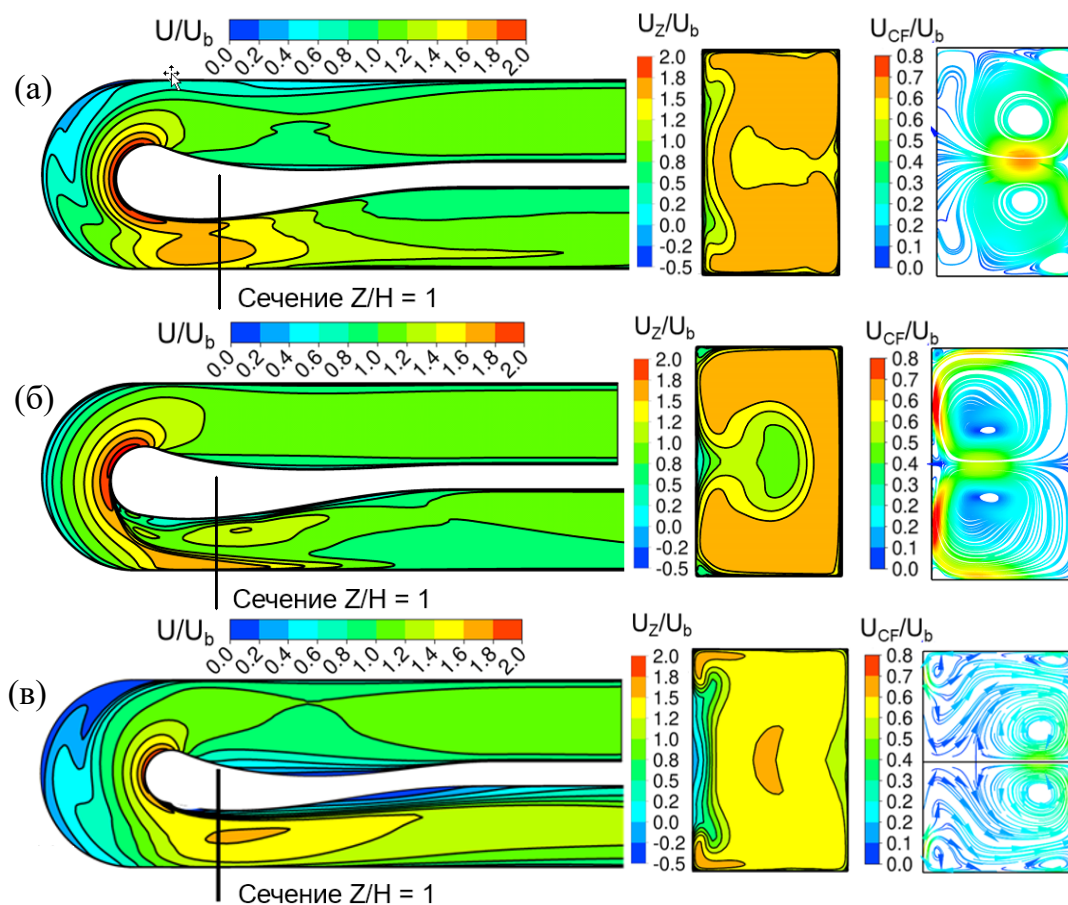


Рис. 11. Полная скорость ( $U/U_b$ ) в срединном сечении, продольная скорость ( $U_z/U_b$ ) и линии тока, окрашенные величиной модуля поперечной скорости ( $U_{CF}/U_b$ ), в сечении  $Z/H = 1$ , полученные в результате IDDES моделирования при  $Re = 10^5$ : (а) –  $Ro = -0.2$ ; (б) –  $Ro = 0$ ; (в) –  $Ro = 0.2$

В п. 5.2.3 представлены результаты расчета теплоотдачи при течении в каналах с оптимизированной внутренней стенкой. Как и для исходной геометрии, в геометриях оптимальной формы значения числа Нуссельта, полученные в результате IDDES моделирования (Рис. 12), оказываются на  $\sim 15\%$  ниже, чем значения, полученные в результате RANS моделирования. В условиях оптимизированной геометрии исчезает зона интенсивного теплообмена на внутренней стенке, связанная с точкой присоединения отрыва потока, на торцевой стенке за поворотом наблюдается более равномерное распределение числа Нуссельта (по сравнению с случаем плоской внутренней стенки) с зоной высоких значений, обусловленной местным сужением проходного сечения. Распределения максимумов и минимумов теплоотдачи, полученные по двум подходам, похожи. Из различий, можно отметить наличие полосы низкой теплоотдачи в середине внешней стенки для случая RANS моделирования при  $Ro = 0.2$ , вызванной наличием вихрей типа Гёртлера и отсутствующей в IDDES результатах. Такие же особенности были получены и в случае моделирования теплообмена в канале с плоской внутренней стенкой. Общее среднее значение числа Нуссельта для каналов с оптимальной геометрией снизилось в среднем на  $10\%$  по сравнению с исходным вариантом. В практическом отношении важно, что относительная убыль интегрального теплосъема со стенок оптимизированных каналов оказалась существенно меньше, чем достигнутое снижение на  $50\%$  энергетических затрат на прокачку среды

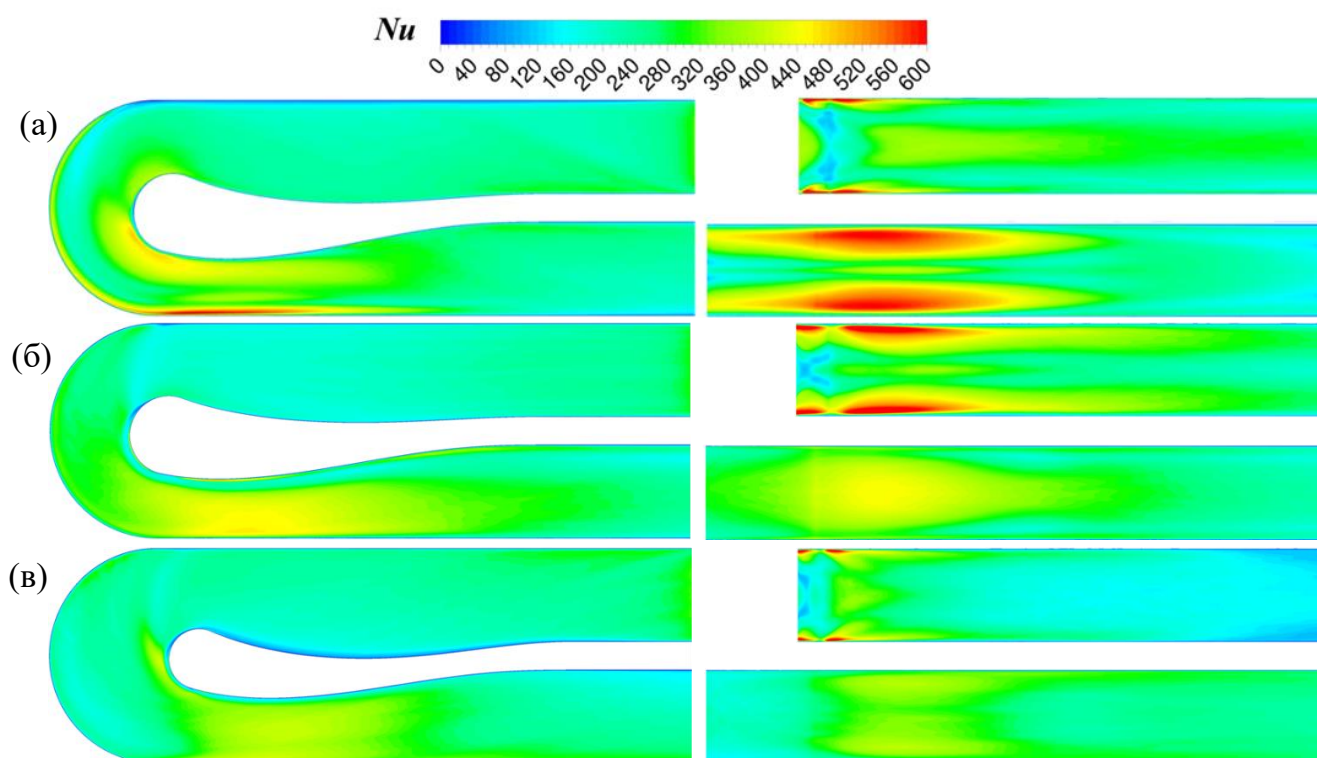


Рис. 12. Распределения числа Нуссельта ( $Nu$ ): слева – на торцевой стенке, справа – для вида снизу на внешнюю и внутреннюю стенки. Результаты IDDES моделирования,  $Re = 10^5$ : (а) –  $Ro = -0.2$ ; (б) –  $Ro = 0.0$ ; (в) –  $Ro = 0.2$

В параграфе 5.3 представлены результаты двухкритериальной оптимизации в случай обогреваемого неподвижного канала при  $Re = 10^5$  и  $Pr = 0.71$ . На Рис. 13 представлено множество решений, полученных в ходе оптимизации. По оси абсцисс и ординат отложены критерии оптимизации, количество тепла, снимаемое со всех стенок, и потери полного давления. Обе величины отнесены к значениям, характеризующим канал с плоской внутренней стенкой. Красными символами отмечено множество нестационарных решений, черными – множество стационарных решений, зеленый символ с координатами (1, 1) соответствует решению для случая плоской внутренней стенки. Треугольная область, ограниченная кривой Парето и штриховыми линиями, содержит множество решений, для которых потери меньше, чем в случае плоской стенки, а передаваемая теплота больше. Для семи оптимальных по Парето решений представлены соответствующие формы внутренней стенки (Геометрии 1-7). Геометрия 1 соответствует оптимальной форме канала, найденной в процессе однокритериальной оптимизации.

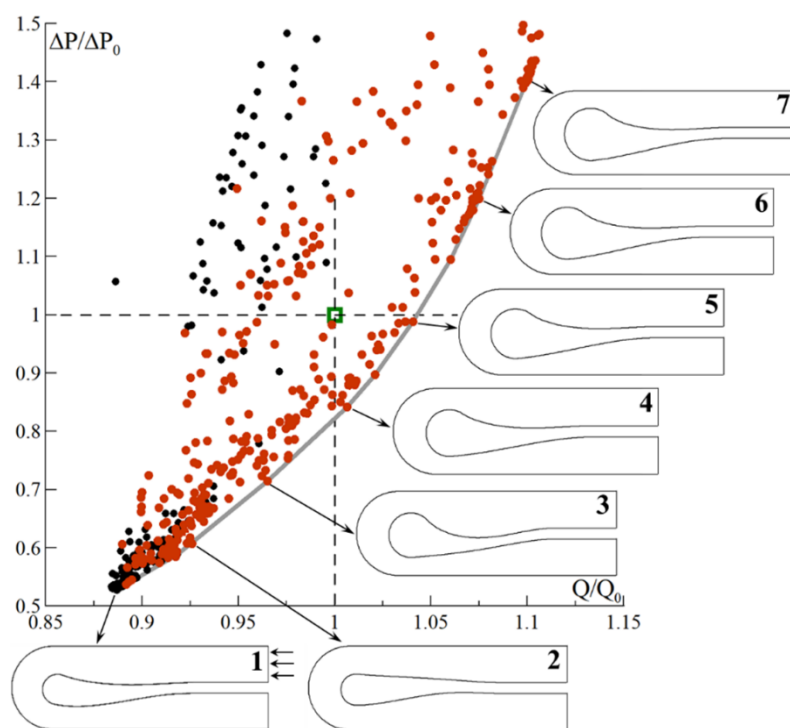


Рис. 13. Множество решений, полученных в ходе многокритериальной оптимизации: красные символы – нестационарные решения, черные – стационарные решения, зеленый символ – нестационарное решение в случае плоской внутренней стенки; 1-7 – характерные формы внутренней стенки для оптимальных по Парето каналов, 1 – форма канала, полученная при однокритериальной оптимизации

Для фронта Парето-оптимальных решений видна тенденция к увеличению радиуса кривизны кромки и толщины внутренней стенки с увеличением теплоотдачи. Наиболее тонкому профилю внутренней стенки соответствует минимум теплоотдачи и минимум потерь давления. И наоборот, наиболее заполненному профилю соответствует максимум потерь и максимум теплоотдачи. Таким образом, наиболее эффективный теплосъем со стенок канала обеспечивается путем сужения проходного сечения канала за счет увеличения средней скорости и интенсивности вторичных течений. Это, в свою очередь, увеличивает потери давления в канале, вызванные трением и вторичными течениями. Отрыв при этом играет второстепенную роль в интенсификации теплообмена. Фронт Парето наглядно отражает закономерный, существенно опережающий рост потерь давления по сравнению с увеличением теплоотдачи.

**В Заключении** сформулированы основные результаты работы.

1) Отработана методика вихререзрезающего численного моделирования турбулентного течения и теплообмена во вращающемся U-образном канале с использованием LES WALE и более экономичного IDDES подходов. Показано, что при умеренном значении числа Рейнольдса ( $Re = 4 \cdot 10^4$ ) локальные и интегральные параметры течения, предсказываемые обоими подходами близки между собой, что позволило использовать метод IDDES для расчетов при более высоком значении числа Рейнольдса ( $Re = 10^5$ ).

2) С применением IDDES подхода достигнут высокий уровень согласия с данными “эталонных” экспериментов ( $Re = 10^5$ ,  $Ro = 0, \pm 0.2$ ) для осредненных и пульсационных параметров течения, а также для характеристик теплообмена в канале с прямой внутренней стенкой. Метод URANS с моделью турбулентности MSST RC с меньшей, но приемлемой, точностью позволил предсказать интегральные и локальные характеристики течения в условиях эксперимента.

3) На основе результатов, полученных с применением IDDES подхода, изучена структура течения и теплообмен при  $Re = 10^5$  в неподвижном и вращающемся ( $Ro = \pm 0.2$ ) канале с прямой внутренней стенкой. Установлено, что при положительном вращении ( $Ro = 0.2$ ) интенсивность продольных вихревых структур значительно ослаблена, это сопровождается существенным увеличением протяженности отрывной зоны за поворотом и уменьшением теплоотдачи почти на 10% по сравнению со случаем неподвижного канала и канала, вращающегося в отрицательном направлении ( $Ro = -0.2$ ).

4) На основе результатов, полученных методом URANS MSST RC, изучено влияние силы Кориолиса на структуру течения в канале с прямой внутренней стенкой при его варьировании по интенсивности вращения вокруг оси, нормальной к плоскости изгиба. Предложена обобщающая классификация возможных картин вторичного течения (с четырьмя основными конфигурациями), которые формируются при комплексном проявлении эффектов, обусловленных кривизной стенок канала и глобальным вращением. Показано, что при положительном направлении вращения ( $Ro > 0$ ) интенсивность вихревых структур заметно слабее, а размеры отрывной зоны за поворотом существенно больше, чем в случае неподвижного канала. Вблизи границ выделенных режимов интенсивность продольных вихревых структур существенно уменьшается, а протяженность отрывной зоны увеличивается почти скачкообразно.

5) Разработан, программно реализован и протестирован метод оптимизации с использованием суррогатной модели целевой функции. Метод применим для решения широкого спектра инженерных задач однокритериальной и многокритериальной оптимизации.

6) Выполнена однокритериальная оптимизация формы внутренней стенки неподвижного ( $Ro = 0$ ) и вращающегося в разные стороны канала ( $Ro = \pm 0.2$ ). Многовариантные расчеты выполнены методом URANS для дву- и трехмерных геометрий

канала. В результате оптимизации удалось получить геометрии внутренней стенки, обеспечивающие практически безотрывное течение. Значение целевой функции (потери полного давления) в каналах оптимальной формы снизились более, чем на 50%, а уменьшение теплоотдачи в среднем не превысило 10%.

7) Посредством сопоставления результатов, полученных методами IDDES и URANS для каналов с исходной и оптимизированной формой внутренней стенки, оценено влияние подхода к моделированию турбулентности на достигаемый выигрыш в потерях полного давления. Установлено, что на основе URANS подхода достигаемый выигрыш предсказывается с хорошей степенью точности.

8) В результате двухкритериальной оптимизации формы внутренней стенки неподвижного канала (по критериям «гидравлические потери-тепlossем на участке поворота») получен фронт Парето оптимальных решений, предоставляющий возможность формирования проточных частей, которые могут отвечать различным целям рационального использования крутоизогнутых каналов в качестве элементов тракта движения теплоносителя.

#### **Результаты работы изложены в следующих публикациях.**

1. Панов, Д.О. Вихреразрешающее численное моделирование трехмерного турбулентного течения в канале с резким поворотом на 180 градусов / Д.О. Панов, В.В. Рис, Е.М. Смирнов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. – 2017. – т. 10(4) – сс. 21–33. **(ВАК)**

2. Smirnov, E.M. Towards DES in CFD-based optimization: The case of a sharp U-bend with/without rotation / E.M. Smirnov, D.O. Panov, V.V. Ris, V.D. Goryachev // Journal of Mechanical Science and Technology – 2020 – vol. 34 – pp. 1557–1566. **(ВАК, Scopus, Web of Science)**

3. Панов, Д.О. Потери давления в канале с резким поворотом на 180°: результаты URANS- и LES-расчетов в сопоставлении с данными измерений / Д.О. Панов, А.Д. Юхнев // Тепловые процессы в технике – 2018 – т. 10(5-6) – сс. 192–197. **(ВАК)**

4. Панов, Д.О. URANS и LES турбулентного течения и потерь давления в канале с резким поворотом на 180° / Д.О. Панов, В.В. Рис, Е.М. Смирнов // Тезисы всероссийской конференции по аэрогидродинамике, посвященной 100-летию со дня рождения Сергея Васильевича Валландера – 2017. – с. 71.

5. Панов, Д.О. Сочетание различных подходов к моделированию турбулентности при решении задач численной оптимизации каналов с резким поворотом потока / Д.О. Панов, В.В. Рис, Е.М. Смирнов // Материалы XXIII Международной конференции «Нелинейные задачи теории гидродинамической устойчивости и турбулентности – 2018. – сс. 248–249.

6. Панов, Д.О. Численная оптимизация U-образного канала с использованием различных подходов к моделированию турбулентности / Д.О. Панов, В.В. Рис, Е.М.

Смирнов // Тезисы докладов XXV всероссийского семинара с международным участием по струйным, отрывным и нестационарным течениям. – 2018.– с. 215.

7. Smirnov, E.M. CFD-based optimization of a sharp U-bend with/without system rotation: RANS vs. IDDES / E.M. Smirnov, D.O. Panov, V.V. Ris, V.D. Goryachev // Proc. of the Conf. on Modelling Fluid Flow (CMFF'18). – 2018 – 8 p.

8. Панов, Д.О. Влияние гидродинамической оптимизации на теплоотдачу в канале с резким поворотом на 180° / Д.О. Панов, В.В. Рис, Е.М. Смирнов // Труды седьмой российской национальной конференции по теплообмену. – 2018 – сс. 226–229.

9. Панов, Д.О. Многокритериальная оптимизация течения и теплообмена в канале с резким поворотом на 180 градусов / Д.О. Панов, В.В. Рис, Е.М. Смирнов // Материалы Всероссийской научной конференции с международным участием: Семинар вузов по теплофизике и энергетике. – 2019. – сс. 300–301.