

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Физико – технический

Направление подготовки 14.04.02 “Ядерные физика и технологии”

Кафедра Техническая физика

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Особенности течения газа в радиальном пучке труб

УДК 533.6.013.122

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
0АМ4Б	Давыдов Евгений Юрьевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Научный сотрудник	Давыдов Е.Ю.			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Верховская М.В.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент каф. ПФ	Гоголева Т.С.	к.ф.- м.н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Техническая физика	Шаманин И.В.	д.ф.- м.н.		

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ ПО ООП

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
Профессиональные компетенции	
P1	Способность к профессиональной эксплуатации современного оборудования и приборов, в соответствии с целями магистерской подготовки.
P2	Способностью применять экспериментальные, теоретические и компьютерные методы исследований в профессиональной области.
P3	Способность самостоятельно выполнять экспериментальные или теоретические исследования для решения научных и производственных задач с использованием современной техники и методов расчета и исследования.
P4	Способность оценивать риск и определять меры безопасности для новых установок и технологий, составлять и анализировать сценарии потенциально возможных аварий, разрабатывать методы уменьшения риска их возникновения.
P5	Способность формулировать технические задания, использовать информационные технологии и пакеты прикладных программ при проектировании и расчете физических установок, использовать знания методов анализа эколого-экономической эффективности при проектировании и реализации проектов.
P6	Готовность решать инженерно-физические и экономические задачи с помощью пакетов прикладных программ.
P7	Способность эксплуатировать, проводить испытания и ремонт современных физических установок.
P8	Способность управлять персоналом с учетом мотивов поведения и способов развития делового поведения персонала, применять методы оценки качества и результативности труда персонала.
P9	Способность к проектированию и экономическому обоснованию инновационного бизнеса, содержания, структуры и порядка разработки бизнес-плана.
P10	Готовность к кооперации с коллегами и работе в коллективе, к организации работы коллективов исполнителей.
P11	Способность анализировать технологический процесс как объект управления

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Физико – технический

Направление подготовки (специальность) 14.04.02 “Ядерные физика и технологии”
(Изотопные технологии и материалы)

Кафедра Техническая физика

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
0АМ4Б	Давыдову Евгению Юрьевичу

Тема работы:

Особенности течения газа в радиальном пучке труб

Утверждена приказом директора (дата, номер)

№791/с от 04.02.2016

Срок сдачи студентом выполненной работы:

30.05.2016

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).

Объект исследования – трубные пучки рядной и шахматной расстановки.

Предмет исследования: коэффициент гидравлического сопротивления, потери давления, экспериментальная зависимость коэффициента гидравлического сопротивления в рядной и шахматной расстановке от числа Рейнольдса. Сравнение расчетных методик с экспериментом. Пучки равносторонние, с относительным шагом $\sigma=1,12$. Диапазон чисел Рейнольдса $10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	Разделы записки: Введение 1) Обзор литературы 2) Экспериментальная часть 3) Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 4) Социальная ответственность Заключение Список использованной литературы Приложение А Приложение Б Приложение В Приложение Г Приложение Д
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Верховская Марина Витальевна
Социальная ответственность	Гоголева Татьяна Сергеевна
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Раздел 1 Обзор литературы	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	
--	--

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Научный сотрудник	Давыдов Е.Ю.			30.05.2016

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
0АМ4Б	Давыдов Евгений Юрьевич		30.05.2016

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
0АМ4Б	Давыдов Евгений Юрьевич

Институт	Физико-технический	Кафедра	ТФ
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	14.04.02 Ядерные физика и технологии/ Изотопные материалы и технологии
Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:			
1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих		Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах	
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов			
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования			
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:			
1. Планирование и формирование бюджета научных исследований		Иерархическая структура работ Календарный план-график реализации проекта	
2. Оценка ресурсной, финансовой, социальной, бюджетной эффективности научного исследования		Определение ресурсоэффективности проекта	
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)			
1. Диаграмма Ганта			

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. МЕН ИСГТ	Верховская М.В.	К.Э.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
0АМ4Б	Давыдов Евгений Юрьевич		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
0АМ4Б	Давыдов Евгений Юрьевич

Институт		Кафедра	
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	14.04.02 Ядерная физика и технологии/ Изотопные материалы и технологии

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:	– вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения); – опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы).
2. Знакомство и отбор законодательных и нормативных документов по теме	– электробезопасность; – пожаровзрывобезопасность; – требования охраны труда при работе на ПЭВМ;

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:	– действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью; – предлагаемые средства защиты (коллективные и индивидуальные).
2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности	– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения).

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент каф. ПФ ФТИ	Гоголева Т.С.	к.ф.-м.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
0АМ4Б	Давыдов Евгений Юрьевич		

Реферат

Выпускная квалификационная работа 113 с., 23 рисунка, 14 таблиц, 27 источников, 5 приложений.

Ключевые слова: коэффициент гидравлического сопротивления, поперечное обтекание, потери давления, шахматная и рядная ориентация, пучок стержней, расход воздуха, стенд ГДК.

Объектом исследования являются особенности течения воздуха в радиальном трубном пучке.

Цель - Исследование коэффициентов гидравлического сопротивления двух газодинамических макетов шахматной и рядной ориентации.

Объектами модельных испытаний являлись два газодинамических макета, на которых проводились измерения гидравлического сопротивления пучков стержней шахматной и рядной ориентации.

Результаты измерений представлены в виде зависимостей коэффициентов сопротивления макетов от числа Рейнольдса.

Впервые экспериментально получен коэффициент гидравлического сопротивления суперплотных пучков стержней шахматной и рядной ориентации с относительным шагом 1,12. Различия в коэффициентах гидравлического сопротивления макетов составило не более 5–7%.

Научная новизна. При относительном шаге 1,12, коэффициент гидравлического сопротивления многорядных (более 5-8 рядов) пучков стержней шахматной и рядной ориентации слабо отличаются. Полученные результаты могут быть обусловлены неустойчивостью потока газа и формированием турбулентного режима при большом количестве теплообменных элементов, что недостаточно учитывается эмпирическими зависимостями для рядной ориентации

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	10
РАЗДЕЛ 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	11
1.1 Обобщение материалов по гидродинамическим сопротивлениям шахматных поперечно-омываемых пучков труб	12
1.2 Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поперечно обтекаемых суперплотных шахматных пучков труб	16
1.3 Исследование теплогидравлических характеристик поперечно омываемых суперплотных шахматных пучков труб.....	21
1.4 Сопротивление суперплотных пучков труб	24
РАЗДЕЛ 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ.....	36
РАЗДЕЛ 3 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	37
3.1 Планирование управления научно-техническим проектом.....	37
3.1.1 Иерархическая структура проекта	37
3.1.2 Контрольные события проекта.....	38
3.1.3 План проекта	38
3.2 Бюджет научно–технического исследования (НТИ).....	44
3.2.1 Расчет материальных затрат	45
3.2.2 Расчет затрат на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ	46
3.2.3 Основная заработная плата исполнителей темы	46
3.2.4 Дополнительная заработная плата исполнителей темы	48
3.2.5 Отчисления во внебюджетные фонды.....	49
3.2.6 Расчет затрат на научные и производственные командировки	50

3.2.7 Контрагентные расходы	50
3.2.8 Накладные расходы	50
3.2.9 Формирование бюджета затрат научно–исследовательского проекта.....	51
3.3 Матрица ответственности	52
3.4 Реестр рисков проекта	53
3.5 Оценка сравнительной эффективности проекта	54
РАЗДЕЛ 4 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ.....	56
4.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов.....	57
4.2 Обоснование и разработка мероприятий по снижению уровней опасного и вредного воздействия и устранению их влияния при работе на ПЭВМ	58
4.2.1 Организационные мероприятия	58
4.2.2 Технические мероприятия	59
4.2.3 Условия безопасной работы	61
4.3 Электробезопасность	64
4.4 Пожарная и взрывная безопасность	65
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	68
СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ	70
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	71
ПРИЛОЖЕНИЕ В	74

ВВЕДЕНИЕ

В энергетике и различных областях техники широко используются трубчатые теплообменники, а также устройства, нагревательные поверхности которых состоят из труб. Теплообменная поверхность может состоять как из одиночной трубы, так и из пучков труб. При конструировании теплообменников применяются разные компоновки труб. Трубы в пучках располагаются в рядном или шахматном порядке. Пучки характеризуются относительными поперечными, продольными или диагональными расстояниями, т.е. так называемыми поперечными, продольными или диагональными относительными шагами.

При движении теплоносителя по теплообменнику расходуется энергия на преодоление гидравлического сопротивления, определение которого – одна из важнейших задач проектирования теплообменного оборудования.

В работе рассматриваются два предельных случая радиальной ориентации, шахматная и рядная ориентации.

В связи с этим ставились следующие цели:

- Сравнение между собой перепадов давления на пучках стержней шахматной и рядной ориентации при течении изотермического потока воздуха с одинаковыми параметрами на выходе из пучка стержней – массовым расходом, давлением, температурой;
- Сравнение перепадов давления на пучках стержней шахматной и рядной ориентации с перепадами давления полученными по известным эмпирическим зависимостям;
- Получение зависимостей коэффициентов гидравлического сопротивления пучков стержней шахматной и рядной ориентации от числа Рейнольдса;
- Оценка влияния сжимаемости потока на величину коэффициентов гидравлического сопротивления.

РАЗДЕЛ 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Поперечно обтекаемые гладкотрубные поверхности широко используются в теплообменных аппаратах и охлаждающих устройствах энергетических установок.

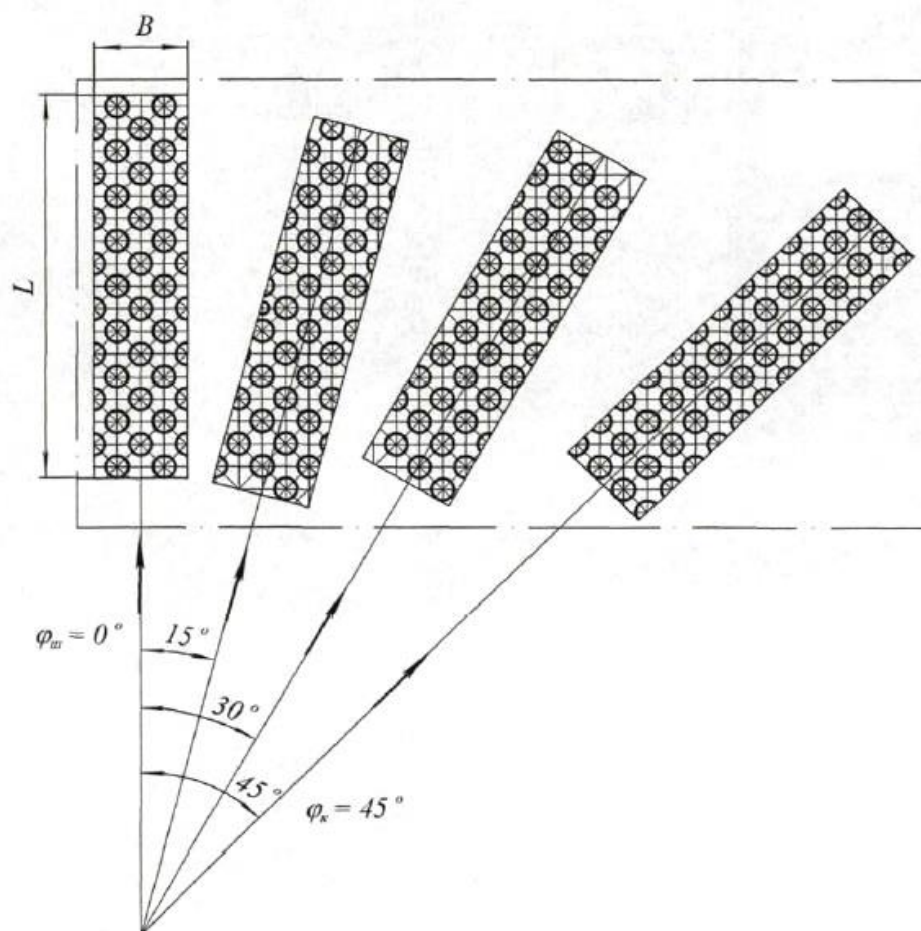


Рисунок 1 – Пример образования радиальной ориентации трубных пучков поворотом шахматной расстановки на разные углы.

Энергетическая эффективность поперечно обтекаемых гладкотрубных пучков определяется не только геометрическими параметрами, но и схемой расположения в условиях различной ориентации массива трубчатых элементов относительно направления потока теплоносителя. В настоящий момент хорошо изучены гидравлические характеристики коротких (небольшое число рядов) пучков труб с шахматной и рядной ориентацией.

Наряду с шахматной и рядной ориентацией, заслуживает практического внимания исследование гидравлических характеристик радиальных пучков труб. Радиальная компоновка трубных пучков выполнена на основе шахматного расположения труб путем поворота треугольника шахматной разбивки на тот или иной угол, например $\varphi=0^0$ (шахматная ориентация), $\varphi=15^0$, $\varphi=30^0$, $\varphi=45^0$ (рядная ориентация). На рисунке 1 представлен пример образования радиальной компоновки.

Целью работы является исследование влияния числа рядов на коэффициент гидравлического сопротивления в рядном и шахматном направлении.

1.1 Обобщение материалов по гидродинамическим сопротивлениям шахматных поперечно-омываемых пучков труб

В статье [1] проведен подбор и анализ данных лабораторных исследований гидродинамики поперечно омываемых пучков труб.

В таблице 1 приведены основные сведения об опытных пучках труб. Из таблицы 1 видно, что экспериментальные работы приведены с различными омывающими средами (воздух, вода, трансформаторное масло) в весьма широком диапазоне изменения $Re=100-10^6$.

Пучки собирались из труб различных диаметров: от 8 до 182 мм, с разным состоянием поверхности. Диапазон измерения шагов в опытах составляет $\sigma_1=1,026-8,92$; $\sigma_2=0,55-3,5$.

Обобщение экспериментальных данных по сопротивлениям шахматных пучков было выполнено на основе методики, где в качестве характерного геометрического параметра принимался критерий:

$$\psi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1}, \quad (1)$$

где: σ_1 - относительный поперечный шаг труб в пучке; σ_2 - относительный диагональный шаг.

Первичная обработка результатов завершалась, как обычно, определением коэффициента гидравлического сопротивления ζ и показателя степени n в уравнении:

$$Eu = \zeta Re^n, \quad (2)$$

Скорость в критериях Eu и Re рассчитывалась в поперечном осевом сечении пучка, а физические параметры определялись по средней в пределах пучка температуре потока.

Для большинства пучков опытные значения показателя степени n имеют значения -0,25; - 0,27; а для отдельных пучков изменяются в пределах от -0,16 до -0,38.

Так как какой-либо четкой зависимости n от параметров пучков или потока выявить не удалось, то в обработке было сохранено среднее значение показателя степени $n=-0,27$, которое обеспечивает согласно проверке удовлетворительную сходимость большинства опытных данных.

Конечные результаты обработки представлялись в виде коэффициентов сопротивления одного ряда пучка, определяемых по формуле:

$$\zeta_1 = \frac{\zeta_{оп}}{z_2 + 1} = \frac{Eu^{оп} Re^{-0,27}}{z_2 + 1}, \quad (3)$$

где: $\zeta_{оп}$ – среднее значение коэффициента ζ , рассчитываемое по полученным в опытах точкам, z_2 - количество рядов в пучке.

В приведенной выше формуле введением дополнительного ряда (z_2+1) учитывается повышенное сопротивление первых рядов, а также сопротивление входа и выхода.

Обобщенная обработка результатов исследований выполнялась в диапазоне изменения чисел Re от 1000 (переход от ламинарного течения потока к турбулентному по [1]) до $2 \cdot 10^5$, свыше которых отмечался автомоделный характер сопротивления пучков (закон квадратичной зависимости сопротивления пучка от скорости).

Результаты опытов представлены в виде таблицы, где приведены экспериментальные значения коэффициентов сопротивления одного ряда пучка.

Особенностью сверхшироких шахматных пучков с малыми продольными шагами является автомодельность сопротивлений этих пучков по отношению к Re. Обработка экспериментальных материалов по указанным пучкам проводилась несколькими способами: по методике расчета рядных пучков; непосредственно по опытным точкам с определением числа Eu в расчете на 1 ряд по формуле:

$$Eu_1^{оп} = \frac{Eu^{оп}}{(z_2 + 1)}. \quad (4)$$

Таблица 1 – Экспериментальные данные о сопротивлениях шахматных труб в поперечном потоке

σ_1	σ_2	d	z_2	φ	Re	ζ_1	Примечания
2,6	1,3	19	13	1,9	$100 - 1,9 \cdot 10^6$	2,02	Опыты проводились при омывании пучков воздухом, водой и трансформаторным маслом [2]
2,1	0,61	19	28	5,19		9,55	
1,95	1,30	19	13	1,53		1,71	
1,30	3,90	19	5	0,1015		3,09	
1,30	1,73	19	10	0,351		2,79	
1,026	0,89	73	10	1		7,9	
2,48	1,28	23	7	1,885	$2 \cdot 10^4 - 10^6$	1,655	Воздух [2]
2,20	1,30	32	7	1,715		1,67	
1,47	1,04	32	7	1,71		2,025	
1,26	0,96	23	7	1,68		2,65	
1,19	0,94	32	7	1,68		3,96	

Продолжение таблицы 1

2,01	1,25	50	7	1,67	3000 – 130000	1,31	Воздух [3]
2	1,5	50	7	1,25		1,44	
1,5	1,25	50	7	1,09		1,72	
1,25	1,25	50	7	0,62		2,26	
2	0,6	50	7	6,1		11,4	
2,8	0,9	20	11	2,71	8000 – 25000	3,32	Воздух [4]
2,35	0,7	20	9	3,65		5,206	
2	0,7	20	8	4,5		8,15	
1,75	0,7	20	5	6,25		13,48	
2	1,1	20	6	2,05		1,99	

По полученным данным были построены зависимости [1], которые имели точку перелома при $\psi = 1,7$.

Перелом кривых при $\psi = 1,7$, т.е. еще до достижения геометрической равнопроходности пучка, объясняется сжатием струй в диагональных сечениях, в результате чего ускоряется выравнивание диагональной и поперечной скоростей потока.

Аналитическая обработка полученных кривых [1] дает следующие формулы расчета гидродинамических сопротивлений шахматных пучков труб:

$$\zeta_1 = 3,2 + 0,66(1,7 - \psi)^{1,5} \text{ при } 0,1 \leq \psi \leq 1,7; \sigma_1 \geq 1,44 \quad , \quad (5)$$

$$\zeta_1 = 3,2 + 0,66(1,7 - \psi)^{1,5} + \frac{1,44 - \sigma_1}{0,11}(0,8 + 0,2(1,7 - \psi)^{1,5}) \quad (6)$$

$$\text{при } 0,1 \leq \psi \leq 1,7; 1,08 \leq \sigma_1 \leq 1,44,$$

$$\zeta_1 = 0,44(\psi + 1)^2 \text{ при } 1,7 \leq \psi \leq 6,5; \sigma_1 \geq 1,44, \quad (7)$$

$$\zeta_1 = (0,44 + 2(1,44 - \sigma_1))(\psi + 1)^2 \text{ при } 1,7 \leq \psi \leq 6,5; \sigma_1 \leq 1,44. \quad (8)$$

В соответствии с рассмотренными материалами, пределы применимости обобщающих кривых можно установить для гладкотрубных пучков следующим образом: по числу $Re = 1000 - 2 \cdot 10^5$ (начало автомоделной области); по геометрическим характеристикам шахматных пучков: $1,08 \leq \sigma_1 \leq 3,0$; $0,55 \leq \sigma_2 \leq 3,5$ что соответствует значениям критерия $\psi = 0,1 - 6,5$.

За исключением отдельных точек обобщающие кривые удовлетворительно согласуются с результатами опытов. По расчетной оценке средние отклонения точек от расчетных кривых составляют 10-12%, что соответствует точности исходных данных.

Таким образом, установленные пределы применимости рекомендуемых расчетных зависимостей достаточно обоснованы экспериментально и охватывают все встречающиеся в котельной практике случаи.

1.2 Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поперечно обтекаемых суперплотных шахматных пучков труб

Цель работы было исследование теплоотдачи и гидродинамического сопротивления плотных правильных шахматных пучков труб с относительными шагами 1,05 и 1,1. Рабочей средой служил воздух. С учетом результатов, полученных в работе [8], авторы работы решили ограничиться пятью рядами по глубине пучка.

Конструктивные особенности опытных участков заключались в следующем. Для уменьшения объема сложной работы по разметке и рассверливанию трубных досок было решено, для перехода от $\sigma=1,05$ к 1,1 использовать трубы меньшего диаметра при сохранении трубной доски. Для

этого толстостенные трубы с исходным наружным диаметром 57 мм обтачивались в первом случае до 56,5 мм, а во втором – до 54,3 мм.

Достаточно сложным представлялся процесс обогрева трубок. Применение электрического обогрева сразу же поставило бы традиционный вопрос о локальном или полном моделировании, причем, учитывая малый относительный шаг, необходимо было бы выполнить полное моделирование, т.е. обогреть все 18 трубок. Поскольку представляла интерес только средняя теплоотдача, то в опытах использовался водяной обогрев и таким образом определялась средняя теплоотдача методом теплообменника.

Экспериментальная установка, на которой проводились опыты, состояла из разомкнутой воздушной петли с поршневым компрессором и разомкнутой водяной петли с центробежным насосом. В водяную петлю был включен змеевиковый электрический нагреватель с регулируемой мощностью, который обеспечивал разогрев установки и поддержание в ходе опытов необходимой температуры воды, составлявшей 40-50 °С.

Перепад давлений на опытном участке измерялся с помощью лабораторного спиртового манометра. Минимальный перепад давления, который использовался при обработке данных, при максимальном наклоне трубки ($K=0,2$) был равен 30 Па.

Хромель – алюмелевые термопары (ХА), измерявшие входную и выходную температуры воздуха, были размещены в капиллярных металлических трубках, приваренных к соответствующим воздушным патрубкам, а термопары ХА, измерявшие температуру воды, приваривались контактной сваркой непосредственно к водяным патрубкам.

Коэффициент гидравлического сопротивления определялся по стандартной формуле:

$$\zeta = \frac{2\Delta p^*}{\rho w^2 z}, \quad (9)$$

где: ζ – коэффициент сопротивления; ρ – плотность; Δp^* – перепад полного давления; w – скорость в сжатом сечении пучка; z – число рядов в пучке.

При измерениях сопротивления выходной патрубков вместе с задней стенкой снимался с рабочего участка. При этом скорость воздуха в выходном сечении резко падала и давление внутри рабочего с достаточной степенью точности можно было считать равным атмосферному, что упрощало обработку опытных данных по сопротивлению.

Для нахождения среднего коэффициента теплоотдачи использовалась известная формула теплообменника:

$$\alpha = \frac{Q}{F \Delta T_{\log}}, \quad (10)$$

где: α – коэффициент теплоотдачи; Q – переданная тепловая мощность; $\Delta T_{\log}$ – среднелогарифмический температурный напор; F – площадь поверхности трубок.

Среднелогарифмический температурный напор определялся по формуле:

$$\Delta T = \frac{(T_{1cp} - T_{2ex}) - (T_{1cp} - T_{2vix})}{\ln \frac{(T_{1cp} - T_{2ex})}{(T_{1cp} - T_{2vix})}}, \quad (11)$$

где индекс 1 относится к воде, а индекс 2 к воздуху.

$$T_{1cp} = 0,5(T_{1ex} + T_{1vix}), \quad (12)$$

$$Q = cG(T_{2vix} - T_{2ex}). \quad (13)$$

где: G – массовый расход воздуха; c – теплоемкость воздуха.

Полученные результаты обрабатывались в традиционной критериальной форме (безразмерной) и сравнивались с опытными данными для гладких шахматных пучков труб. При обработке опытных данных для подобных пучков большое значение имеет точное определение их реальных геометрических характеристик. Иначе, учитывая малые зазоры между трубками (примерно 2,5 мм для пучка с шагом 1,05 и 5 мм для пучка с шагом 1,1), можно неправильно определить проходное сечение F и соответственно среднюю скорость в узком сечении w и число Re . Поэтому перед сборкой

пучка уточнялись диаметры всех трубок и реальный шаг разбивки трубных досок. Отклонения от заданных значений оказались в пределах 0,2–0,5 мм, что в данном случае было достаточно существенным. Наиболее сложным оказалось определение расстояния между верхней и нижней уплотнительными плоскостями пучка. Оно измерялось на собранном пучке, поскольку зависело от затяжки уплотнительных прокладок. В результате погрешность измерения гидравлического сопротивления оценивалась в 10–15%, а теплоотдачи 5–10%.

Анализируя качественно, зависимость среднего безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Nu) правильного шахматного пучка от шага, при использовании в качестве определяющей скорости в узком сечении, можно отметить, что для очень плотных шагов, т.е. при стремлении зазора к нулю, выбранное значение характерной скорости будет завышенным, поскольку часть теплообменной поверхности, вблизи которой реализуется такая скорость, составляет слишком малую часть полной. Следовательно, при малых значениях σ и прочих равных условиях должен наблюдаться рост числа Nu с увеличением относительного шага σ . Вместе с тем для больших значений относительного шага зависимость теплоотдачи от него должна вырождаться. Это утверждение хорошо согласуется с опытными данными большинства экспериментальных работ, которые выполнялись для достаточно больших значений относительного шага, и выражается формулой:

$$Nu = C Re^n Pr^n C_t C_n. \quad (14)$$

В промежуточной области относительных шагов, теплоотдача может меняться различным образом в зависимости от относительного вклада в уровень теплоотдачи трех факторов: скорости набегающей на трубку струи, ее ширины и уровня возмущений, возникающих при взаимодействии струи с кормовой зоной. Если рассматривать уменьшение шага при прочих равных условиях, двигаясь из одной области больших относительных шагов, то,

начиная с некоторого момента, возможен рост числа Nu . Это предположение можно объяснить увеличением скорости набегающей на трубу струи с ростом стесненности пучка в указанной области шагов.

Попытка таким же образом проанализировать данные по сопротивлению, показывает аналогичные тенденции, которые, однако, не столь определенно выражены. При этом надо учитывать, что в отличие от числа Nu коэффициент сопротивления в той области, где имеются расчетные рекомендации ($\sigma > 1,25$), с уменьшением σ возрастает, т.е. экстраполяция в область малых σ уже дает некоторый рост ζ . Разброс данных при малых σ может быть связан с возможностью значительных погрешностей при обработке данных для суперплотных пучков.

Результаты приведенного анализа показывают, что шахматные пучки, близкие к правильным, с относительным шагом $\sigma \approx 1,1-1,2$ оказываются в некотором смысле оптимальными. Это дает дополнительные основания к реализации идей, высказанных в работе [7], поскольку в указанном диапазоне относительных шагов требования к точности разметки и отклонениям наружного диаметра трубок от номинального практически могут выполнены в условиях массового промышленного производства.

Таким образом, на основании приведенных экспериментов и качественного анализа проблемы с привлечение имеющихся литературных данных, можно сделать вывод о том, что теплоотдача при поперечном обтекании правильных шахматных пучков труб имеет максимум в области относительных шагов $\sigma \approx 1,1-1,2$. Учитывая отсутствие существенного роста в этой области коэффициента сопротивления, при практическом использовании суперплотных поперечно обтекаемых пучков в соответствии с [7] указанный интервал относительных шагов можно рассматривать как оптимальный.

1.3 Исследование теплогидравлических характеристик поперечно омываемых суперплотных шахматных пучков труб

В статье автора Буркова В.К. [9] представлены результаты исследований теплоотдачи и гидродинамического сопротивления суперплотных шахматных пучков труб на моделях с относительными шагами $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,16 \times 1,0$; $1,16 \times 0,93$; $1,05 \times 0,89$ и на опытно-промышленных теплообменниках с $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,05 \times 0,89$. Приводится сопоставление результатов испытаний пучков труб с $\sigma_1 < 1,2$, с данными других исследований.

Исследования проводились на лабораторных моделях и опытно-промышленных теплообменниках (ОПТ). Лабораторные модели представляют собой шестирядные пучки труб с диаметром 57 мм. Изучение теплообмена осуществлялось методом полного моделирования с помощью калориметров, обогреваемых трубчатыми электронагревателями и установленных в последних трех рядах труб по ходу воздуха. В пятом глубинном ряду был размещен контрольный калориметр из толстостенной медной трубы, в котором измерялись температуры поверхности стенки. На моделях исследовались пучки со следующими значениями поперечного и продольного шагов: $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,16 \times 1,0$; $1,16 \times 0,93$; $1,05 \times 0,89$.

ОПТ намеренно выполнялись с общепромышленными допусками, трубы не калибровались и не отбирались, сборка пучков и дистанционирующих элементов производилась сваркой. Они представляют собой четырехрядные (по 8 труб в ряду) пучки труб диаметром 38×3 и длиной 2,5 с шахматной компоновкой ($\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,05 \times 0,89$) и внутренними вытеснителями. Теплообменник ОПТ №1 был изготовлен с одним поясом дистанционирования посередине трубного пучка. На трубном пучке ОПТ №2 было установлено четыре пояса дистанционирования с шагом 500 мм. Трубные пучки заключены в прямоугольные кожухи, на боковых стенках которых установлены половинки труб, исключаяющие шунтирование потока мимо теплообменной поверхности.

Задача испытаний ОПТ состояла в определении влияния масштабного фактора и технологии изготовления пучков на их теплогидравлические характеристики.

В качестве теплоносителя использовалась вода, нагретая до 80-90 °С, которая прокачивалась внутри труб параллельно через все четыре ряда.

При испытаниях ОПТ применялась обычная система измерений. Однако на выходе из труб каждого ряда было установлено (через одну трубу) по четыре калиброванных термопары ХА (всего 16 штук).

Коэффициент гидравлического сопротивления определялся по стандартной формуле:

$$\zeta = \frac{2\Delta p^*}{\rho w^2 z}, \quad (15)$$

где: ζ – коэффициент сопротивления; ρ – плотность; Δp^* – перепад полного давления; w – скорость в сжатом сечении пучка; z – число рядов в пучке.

Измерение сопротивлений пучков производилось в изотермических режимах, поэтому потери на ускорение в значение Δp не входят.

Расчетная погрешность измерения теплоотдачи в пучках для лабораторных моделей оценивалась примерно в 9%, для ОПТ – 17%; гидравлического сопротивления для лабораторных моделей при $Re > 2 \cdot 10^4$ и в ОПТ – по 5%.

Из анализа полученных данных следует, что в ОПТ №1 и 2 при существенном отличии в них зазоров между трубами, коэффициенты теплоотдачи практически равны и имеют меньшее значение, чем в остальных исследованных моделях пучков.

Коэффициенты теплоотдачи в глубинных рядах пучков ОПТ №1 и 2 с $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,05 \times 0,91$ и модели пучка с $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,05 \times 0,89$ также практически равны между собой. Значения теплоотдачи в пучке с $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,16 \times 1,003$ выше на 18-20%, чем в ранее рассмотренных пучках. Этот факт согласуется с утверждением авторов [6] о наличии максимума на кривой $Nu = f(\sigma_1)$ при

значениях $\sigma_1=1,1-1,2$. Теплоотдача в пучке с $\sigma_1=1,16$, $\sigma_2=0,93$ выше еще на 6-7%.

Коэффициенты теплоотдачи в первых рядах обоих теплообменников примерно в 3 раза меньше, чем средняя теплоотдача в последующих рядах труб. Следует заметить, что точность определения коэффициентов теплоотдачи в первых рядах пучков невысока вследствие малости тепловых потоков в них. Однако высокая повторяемость измеренных значений температур воды в трубах в 15 режимах испытаний каждого ОПТ при достаточно большом числе замеров свидетельствует о достоверности полученных результатов. Наблюдается разброс данных по коэффициентам теплоотдачи в разных рядах труб после первого, что можно объяснить неконтролируемым разбросом значений зазоров их внутренних рядов. На основании этого, авторы настоящей статьи пришли к заключению, что теплоотдача во всех рядах труб, начиная со второго и включая последний ряд, приблизительно одинакова, т.е. стабилизация теплоотдачи в суперплотных пучках начинается со второго ряда.

Низкая теплоотдача в первом ряду объясняется тем, что половина теплообменной поверхности первого ряда омывается потоком, у которого средняя скорость на порядок меньше, чем скорость в пучке.

Вследствие этого при расчетах теплообменников из суперплотных пучков, авторы считают целесообразным выполнять расчет отдельно для первого ряда и последующих глубинных рядов.

Что касается коэффициентов гидравлического сопротивления одного ряда, то наибольшие значения имеют трубные пучки с шагом $\sigma_1=1,05$. Среди геометрически одинаковых ОПТ, лучшие аэродинамические характеристики имеют опытно-промышленные теплообменники с четырьмя дистанционирующими решетками и меньшим разбросом значений межтрубных зазоров.

Снижение коэффициента аэродинамического сопротивления пучка с $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,05 \times 0,89$ по сравнению с $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,05 \times 0,91$ можно объяснить двумя

причинами: лабораторная модель пучка изготовлена более точно, чем ОПТ №1, или наблюдается закономерное снижение сопротивления при уменьшении продольного шага при $\sigma_2 < 0,886 \sigma_1$, аналогично пучкам с более широкими шагами [7].

Коэффициенты аэродинамического сопротивления шахматных пучков с $\sigma_1 = 1,16$ примерно в 1,8–2 раза меньше, чем в пучках с $\sigma_1 = 1,05$. При этом уменьшение продольного шага σ_2 приводит к некоторому (до 7%) снижению сопротивлению пучка.

Анализ результатов выполненных исследований показал, что среди рассмотренных пучков максимальную теплоотдачу имеют пучки с шагом $\sigma_1 \times \sigma_2 = 1,16 \times 0,93$. Значение коэффициента теплоотдачи в первом ряду пучков с $\sigma_1 = 1,05$ не превышает 30% коэффициента теплоотдачи последующих рядов. Стабилизация теплоотдачи в пучках с таким σ_1 начинается со второго ряда. Отмечена тенденция повышения интенсивности теплоотдачи и снижения аэродинамического сопротивления при уменьшении продольного шага $\sigma_2 < 0,886 \sigma_1$. Повышение точности изготовления суперплотных пучков, уменьшает его гидродинамическое сопротивление, но не влияет на теплоотдачу.

При сравнении полученных экспериментальных данных с данными других исследований, можно сделать вывод, что полученные сопротивления пучков органически вписываются в общую тенденцию.

1.4 Сопротивление суперплотных пучков труб

В статье [11] определяется коэффициент гидравлического сопротивления поперечно обтекаемого шахматного пучка труб при помощи численного моделирования на основе RANS подхода. Рассматриваются суперплотные пучки труб с относительным шагом 1,1 и 1,05. Приводится сравнение с экспериментальными данными двух разных коллективов авторов и с широко известной эмпирической зависимостью.

Использование k - ϵ моделей для высоких чисел Рейнольдса совместно с законами стенки для расчета турбулентных пристеночных течений имеет ряд преимуществ и ряд недостатков. К преимуществам можно отнести, в первую очередь, более высокую скорость расчетов, т.к. нет необходимости сильно сгущать сетку к твердым поверхностям. Т.е. размер ячеек вблизи стенки вводит не такое сильное ограничение на размер шага по времени в случае использования явных численных схем. А основным недостатком является привязка к заданному закону стенки, т.к. законы стенки определяются из каких-либо эмпирических соображений и, как правило, являются приближенными решениями, полученными для каких-то простых случаев. В случае отрывных течений распределения скорости и температуры имеют довольно сложную структуру и не всегда могут быть аппроксимированы простыми приближенными решениями.

Численный метод для решения осредненных уравнений Навье-Стокса совместно с уравнениями модели турбулентности построен на основе варианта метода Годунова повышенного порядка и подробно описан в [12]. Для достижения второго порядка точности по пространству на гладких решениях используется кусочно-линейное распределение параметров на расчетном слое и существенно двумерные процедуры "восстановления" данных в расчетных ячейках. Второй порядок точности по времени обеспечивался путем использования явного метода Рунге-Кутты.

Аппроксимация вязкой части исходных уравнений выполнялась по методу контрольного объема с регуляризацией. Особое внимание в [12] уделено обеспечению точности и физичности получаемых результатов (в первую очередь положительности характеристик турбулентности и реализуемости напряжений Рейнольдса).

Для численного моделирования рассмотрен эксперимент, описанный в [6]. В этой работе исследовались сопротивление и теплоотдача поперечно обтекаемых суперплотных шахматных пучков труб. Проводились две серии экспериментов: для шахматного пучка труб с относительным шагом $\sigma=1,1$ и

1,05. Относительный шаг определяется как $\sigma=S_T/D$, где S_T – расстояние между центрами труб в двух соседних рядах пучка, D – диаметр труб. В качестве основного варианта для численного моделирования в данной работе будем рассматривать шахматный пучок труб с относительным шагом $\sigma=1,1$. Ещё одним важным геометрическим параметром пучка труб является относительный шаг $\sigma_2=S_L/D$, S_L – расстояние между центрами рядов труб в горизонтальном направлении. В случае правильного пучка труб $\sigma/\sigma_2=1,155$. В дальнейшем для правильного пучка будем указывать только один относительный шаг.

Расчет проводился в предположении, что течение в пучке труб стационарное и существует хорошая периодичность между рядами пучка труб. Это позволяет ограничиться в расчете областью, показанной на рисунке 2. Для иллюстрации на этом же рисунке приведена расчетная сетка 400×10 ячеек. Увеличенный фрагмент расчетной сетки, показанный на рисунке 3, позволяет рассмотреть расчетную сетку более детально. Реальные расчеты проводились на гораздо более подробной сетке 400×100 ячеек. Кроме того, для исследования сходимости результатов проводились расчеты на сетках 400×50 и 400×150 ячеек.

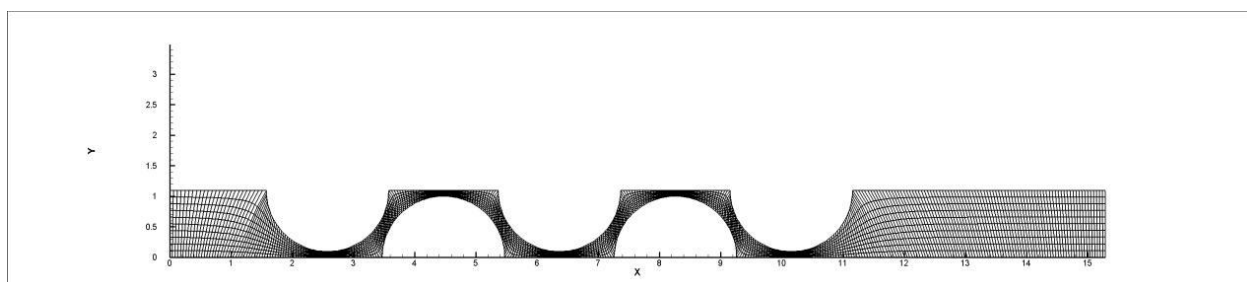


Рисунок 2 – Расчетная область и расчетная сетка 400×10 ячеек

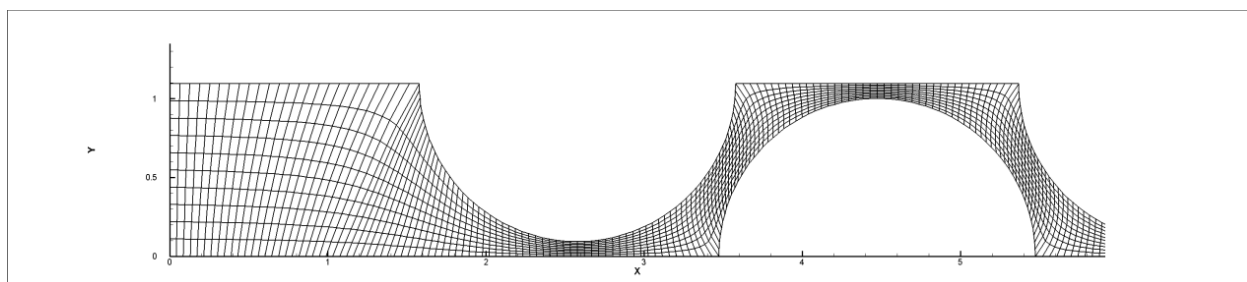


Рисунок 3 – Увеличенный начальный участок расчетной сетки 400×10 ячеек.

В расчетах фиксировалось давление на выходе из пучка труб $p_{out}=1$ атм, что соответствует условиям, при которых измерялось сопротивление в [6] (выходной патрубок вместе с задней стенкой снимался с рабочего участка), а нужный перепад давления $p=p_{out}/p_{in}$ достигался изменением входного давления p_{in} . Температура во входном сечении равнялась $T_{in}=293$ К. В качестве рабочей среды использовался воздух ($\gamma=c_p/c_v=1,4$).

Экспериментальные данные по сопротивлению представлены в виде графика зависимости коэффициента гидравлического сопротивления (числа Эйлера) от числа Рейнольдса. В расчетах задавались семь значений перепада полного давления $\Delta p^* = 0,001, 0,0025, 0,0050, 0,0075, 0,0100, 0,0125$ и $0,0150$ атм, что позволило полностью воспроизвести диапазон чисел Рейнольдса, описанный в [6]. Часть расчетов была приведена с нагревом стенок труб до температуры 50°C , а часть для труб с адиабатической стенкой. Сравнение результатов показывает, что учет температуры труб слабо влияет на итоговое значение коэффициента гидравлического сопротивления.

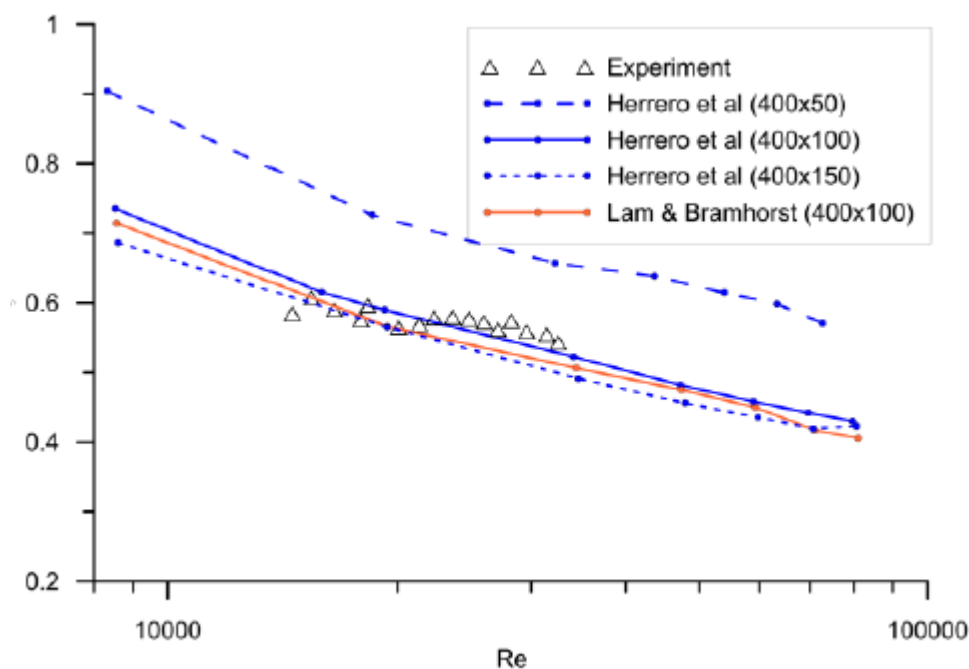


Рисунок 4 – Зависимость рассчитанного коэффициента сопротивления от размерности сетки и сравнение с экспериментальными данными для $\sigma=1,1$.

На рисунке 4 показаны рассчитанные зависимости коэффициента сопротивления, полученные с использованием модели турбулентности [13] на различных сетках. Видно, что сетка размером 400×50 не позволяет получить достаточно точные значения коэффициента сопротивления. Решения же, полученные на сетках 400×100 и 400×150 ячеек, хорошо соответствуют друг другу и экспериментальным данным [6]. Для сравнения на рис. 3 приведена зависимость коэффициента сопротивления, рассчитанная с использованием модели турбулентности [14] на сетке 400×100 ячеек. Видно, что результаты, полученные с этой моделью, тоже хорошо соответствуют экспериментальным данным.

Для дальнейшего исследования зависимости решения от сетки был просчитан вариант с $\Delta p = 0,0050$ атм и $\sigma = 1,1$ на четырех последовательных сетках: 400×50 , 400×100 , 400×150 и 400×200 ячеек. На рисунке 5 показаны полученные значения коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от числа ячеек в поперечном направлении. Видно, что уже на сетке 400×150 ячеек достигается сходимость по сетке.

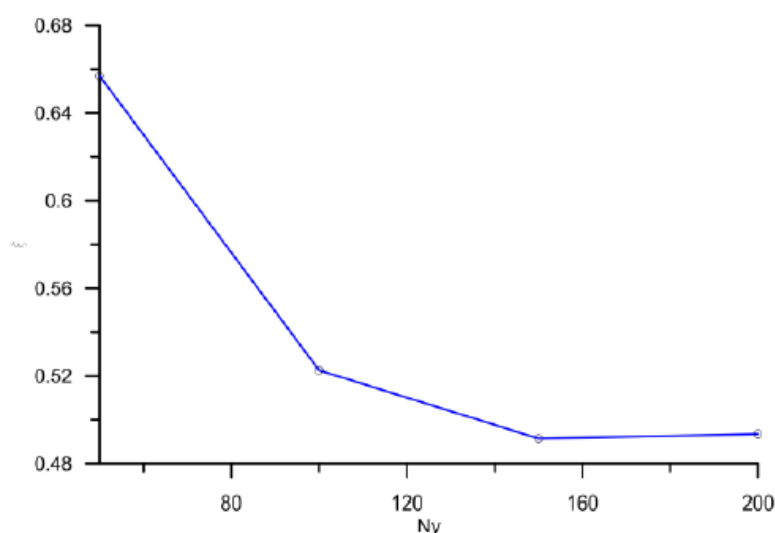


Рисунок 5 – Значения коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от числа ячеек в поперечном направлении при $\Delta p = 0,0025$ атм и $\sigma = 1,1$.

В таблице 2 приведены рассчитанные значения коэффициента гидравлического со-противления для описанных выше k-ε моделей турбулентности при $\Delta p = 0,0050$ атм и $\sigma=1,1$, полученные на сетке 400×100 . Хорошо видно, что все модели турбулентности дают очень близкие результаты на данной сетке. Это говорит о том, что на сетке с данным разрешением возможно достаточно точно воспроизвести рассматриваемые экспериментальные данные с использованием довольно широкого набора моделей турбулентности.

Таблица 2 – Рассчитанные значения коэффициента гидравлического сопротивления для различных моделей турбулентности при $\Delta p = 0,0050$ атм и $\sigma=1,1$.

Модель турбулентности	Число Рейнольдса	Коэффициент сопротивления
Abid [16]	$0,343 \cdot 10^5$	0,513
Chang, Hsieh, Chen [15]	$0,343 \cdot 10^5$	0,513
Herrero et al [13]	$0,341 \cdot 10^5$	0,523
Lam, Bremhorst [14]	$0,341 \cdot 10^5$	0,506

Рисунок 6 позволяет оценить толщины пограничного слоя в центрах сужающихся участков пучка труб, соответствующих первому, третьему и пятому стержням. Скорость достигает 0,9 от максимального значения на расстоянии примерно в 0,4-0,5 мм.

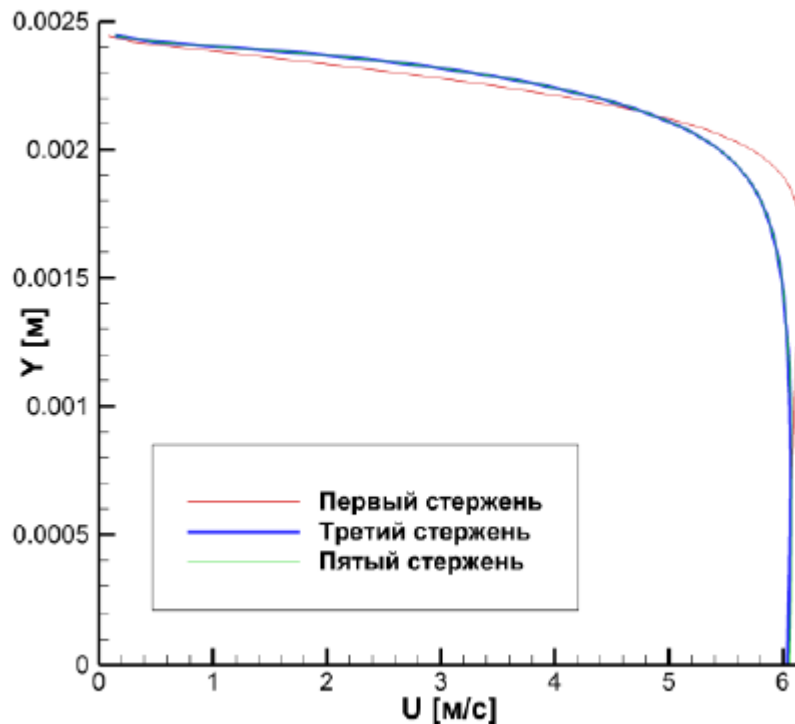


Рисунок 6 – Распределение продольной скорости в точках сужения пучка труб, соответствующих положению первого, третьего и пятого стержней при $\Delta p = 0,0025$ атм и $\sigma=1,1$.

На рисунке 6 показаны распределения безразмерного расстояния от стенки до центра ближайшей к границе ячейки y^+ . Показано распределение y^+ только вдоль последнего пятого стержня. Для достоверной постановки граничных условий на стенке в случае моделей турбулентности для низких чисел Рейнольдса, к которым относятся и все перечисленные выше модели турбулентности, должно выполняться условие $y^+ \sim 1$. На рисунке 7 тонкой штриховой линией показано значение $y^+=2$. Как видно из рисунка 6 для сетки 400×50 ячеек требуемое условие не выполняется ни в одной точке. Для двух других сеток это условие приближенно выполняется на большей части граничных ячеек. В то же время сетка 400×150 позволяет получить заметно более низкие значения y^+ вблизи "передней" и "задней" поверхностей стержня.

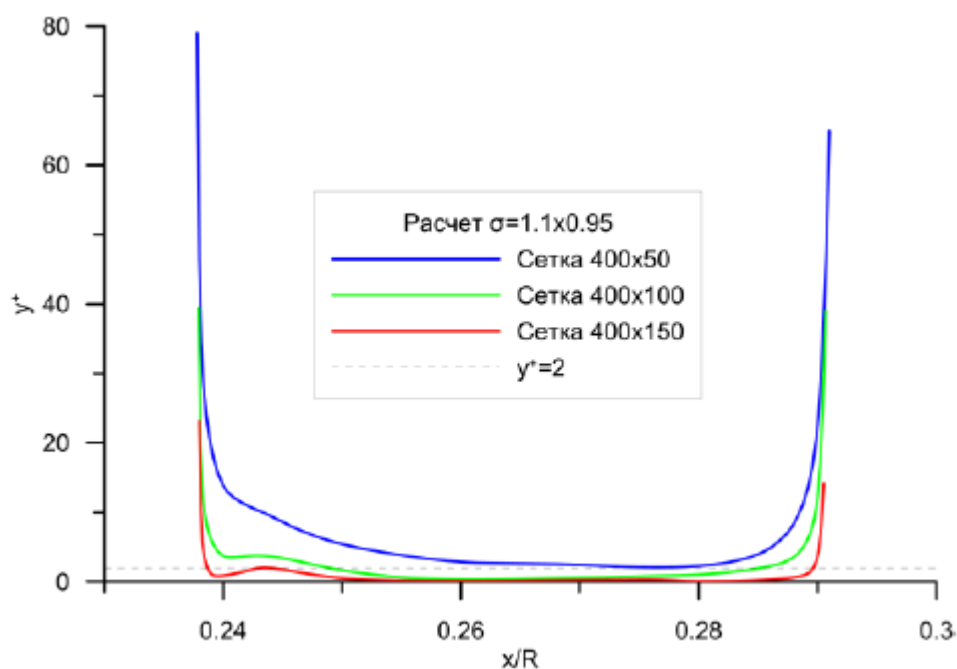


Рисунок 7 – Распределения y^+ в центрах ближайших к границе ячеек вдоль пятого стержня при $\Delta p = 0,0025$ атм и $\sigma=1,1$.

В работе [6] наряду с $\sigma=1,1$ экспериментально исследовалось обтекание ещё более плотного пучка труб с $\sigma=1,05$. В этом случае в правильном пучке $\sigma_2=0,91$. Экспериментальные данные из [6] и результаты расчетов показаны на рисунке 8. Экспериментальным данным из [6] с $\sigma=1,05$ соответствуют кружочки, с $\sigma=1,1$ – треугольники, а результатам расчетов – синие линии. Видно, что есть сходимость результатов расчетов по сетке, но они сильно отличаются от экспериментальных данных.

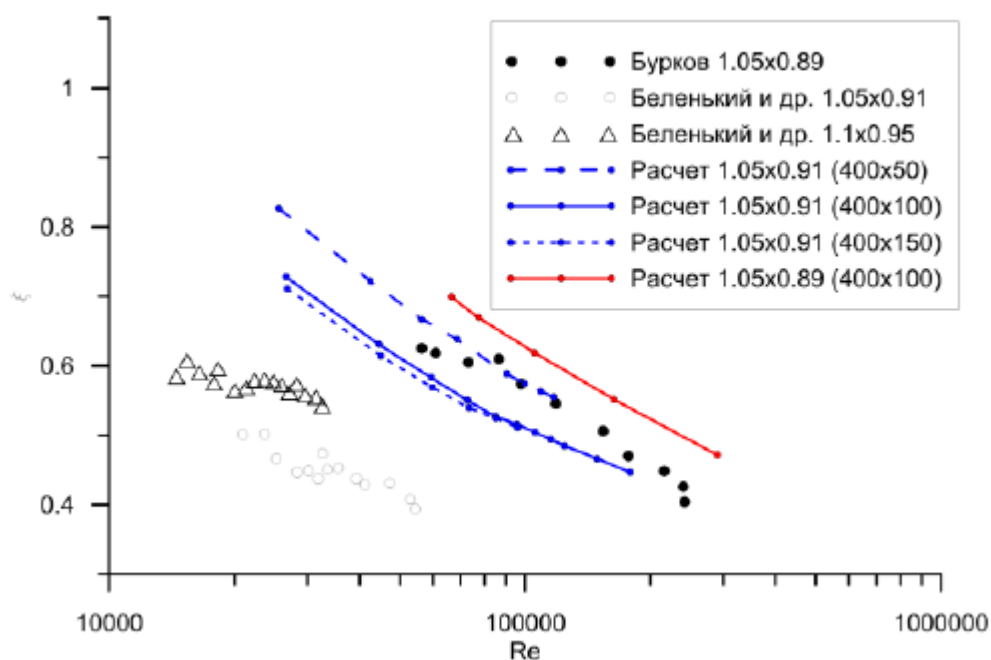


Рисунок 8 – Зависимость рассчитанного коэффициента сопротивления от размерности сетки и сравнение с экспериментальными данными для $\sigma=1,05$.

Следует отметить, что экспериментальные данные [6] для $\sigma=1,05$ противоречат простым физическим представлениям – более плотная упаковка труб должна иметь более высокий коэффициент гидравлического сопротивления. Об этом упоминается и в работе [9], где показано, что данные [8] для $\sigma=1,05$ противоречат и большинству экспериментальных данных для $\sigma=1,05$. Построенная в работе [9] зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от σ при фиксированном числе Рейнольдса носит монотонно убывающий характер. Поэтому на рисунке 8 показаны и экспериментальные данные [9] для $\sigma=1,05$ и $\sigma_2=0,89$. К сожалению, в работе [9] не приводятся данные для правильных пучков с $\sigma=1,05$. Поэтому была проведена дополнительная серия расчетов для пучка $1,05 \times 0,89$ на сетке 400×100 ячеек, показанная на рисунке 8 сплошной красной линией. Видно, что в данном случае результаты расчета вполне удовлетворительно соответствуют экспериментальным данным.

В качестве третьего варианта рассматривались экспериментальные данные, приведенные в книге [2]. Минимальное значение σ , приведенное в работе [2], равно 1,029. Но как отмечалось в [6] и [9] точность данных для этого σ вызывает определенные сомнения и в более поздних работах автора [2] эти данные не приводятся. Поэтому для сравнения рассматривался пучок труб с $\sigma=1,25$ – это минимальное значение σ , которое приводится в большинстве справочников, основанных на результатах [2].

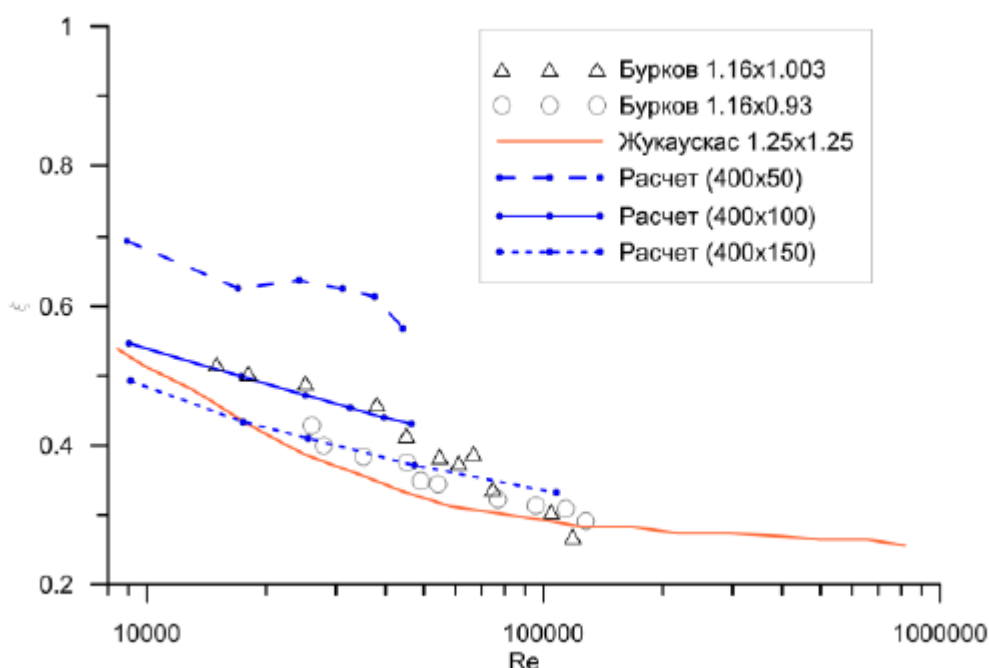


Рисунок 9 – Зависимость рассчитанного коэффициента сопротивления от размерности сетки и сравнение с экспериментальными данными для $\sigma=1,25$

На рисунке 9 приводится распределение коэффициента гидравлического сопротивления из работы [2] (красная линия), экспериментальные данные из работы [9] ($1,16 \times 1,003$ – треугольные маркеры и $1,16 \times 0,93$ – круглые маркеры) и результаты расчета для правильного пучка труб с $\sigma=1,25$ (линии синего цвета). Экспериментальные данные из [9] соответствуют несколько меньшему относительному шагу $\sigma=1,16$ и приведены для сравнения.

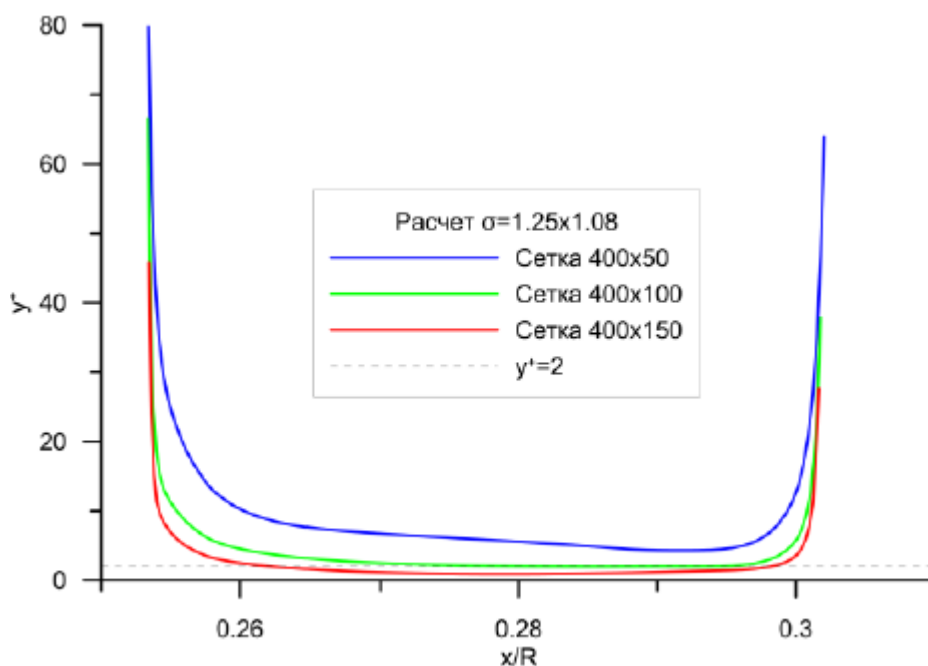


Рисунок 10 – Распределения y^+ в центрах ближайших к границе ячеек вдоль пятого стержня при $\Delta p = 0,0025$ атм и $\sigma=1,25$

Из рисунка 9 следует, что численное решение довольно сильно зависит от расчетной сетки. Это связано с тем, что в случае $\sigma=1,25$ расстояния между трубами в пучке заметно больше и используемого количества ячеек при равномерном (без сгущения) распределении точек в поперечном направлении может не хватать для хорошего описания пограничного слоя. Однако отметим, что увеличение количества ячеек сетки в поперечном направлении приводит к заметному улучшению совпадения рассчитанных коэффициентов гидравлического сопротивления с данными [2].

Вывод о недостаточном разрешении пограничного слоя подтверждает и рисунок 10, где показаны распределения безразмерного расстояния центров приграничных ячеек y^+ от продольной координаты вдоль пятого стержня, полученные на трех разных сетках. Видно, что только на самой подробной сетке 400×150 ячеек выполняется условие $y^+ < 2$ в некотором интервале x . Вероятно, дальнейшее увеличение количества точек, попадающих в

пограничный слой, может улучшить соответствие рассчитанных и экспериментальных данных.

В статье рассмотрено численное моделирование поперечного обтекания шахматного пучка труб. Моделирование проведено на основе RANS подхода с использованием нескольких двухпараметрических $k-\epsilon$ моделей турбулентности для низких чисел Рейнольдса. Основное внимание уделено определению коэффициента гидравлического сопротивления шахматного пучка труб. Рассматривались суперплотные пучки труб с относительным шагом 1,1 и 1,05. Проведено сравнение с экспериментальными данными двух разных коллективов авторов [6] и [9]. Удалось получить хорошее совпадение результатов расчетов с экспериментальными данными.

РАЗДЕЛ 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Данные по экспериментальным данным отсутствуют, так как имеют гриф ДСП.

РАЗДЕЛ 3 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

3.1 Планирование управления научно-техническим проектом

Группа процессов планирования состоит из процессов, осуществляемых для определения общего содержания работ, уточнения целей и разработки последовательности действий, требуемых для достижения данных целей.

План управления научным проектом должен включать в себя следующие элементы:

3.1.1 Иерархическая структура проекта

Иерархическая структура работ (ИСР) – детализация укрупненной структуры работ. В процессе создания ИСР структурируется и определяется содержание всего проекта.



Рисунок 22 – Иерархическая структура проекта

3.1.2 Контрольные события проекта

В рамках данного раздела необходимо определить ключевые события проекта, определить их даты и результаты, которые должны быть получены по состоянию на эти даты. Информация представлена в таблице 3.

Таблица 3 – Контрольные события проекта

№	Контрольное событие	Дата	Результат (подтверждающий документ)
1	Разработка ТЗ	1.02.2016	Задание на выполнение НИР
2	Разработка методики экспериментальных исследований	27.02.2016	Описание методики эксперимента в ПЗ
3	Проведение эксперимента	4.03.2016	Приведение результатов эксперимента в приложении А
4	Подведение итогов и формулировка выводов о проделанной работе	14.03.2016	
5	Оформление пояснительной записки	29.03.2016	Готовая диссертация

3.1.3 План проекта

В рамках планирования научного проекта необходимо построить календарный и сетевой графики проекта.

Линейный график представлен в виде таблицы 4.

Таблица 4 – Календарный план проекта

№	Название работы	Длительность, дни	Дата начала работ	Дата окончания работ	Состав участников
1	Составление и утверждение технического задания	6	1.02	7.02	Давыдов Е.Ю.
2	Календарное планирование работ	2	7.02	9.02	Давыдов Е.Ю.
3	Сбор и изучение информации о результатах и методах проведения экспериментов по определению коэффициента гидравлического сопротивления	18	9.02	27.02	Давыдов Е.Ю.
4	Разработка методики экспериментальных исследований	5	27.02	4.03	Давыдов Е.Ю. Давыдов Е.Ю.
5	Проведение эксперимента	3	4.03	7.03	Давыдов Е.Ю. Давыдов Е.Ю.
6	Построение графиков зависимостей перепада полного давления и коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса	7	7.03	14.03	Давыдов Е.Ю.
7	Сравнение полученных результатов с результатами других исследований	1	14.03	15.03	Давыдов Е.Ю. Давыдов Е.Ю.
8	Подведение итогов и формулировка выводов о проделанной работе	15	15.03	30.03	Давыдов Е.Ю.
9	Оформление пояснительной записки	36	30.03	5.05	Давыдов Е.Ю.
10	Подготовка к защите диссертации	18	5.05	23.05	Давыдов Е.Ю.
Итого		111			

Диаграмма Ганта – это тип столбчатых диаграмм (гистограмм), который используется для иллюстрации календарного плана проекта, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

График строится на основе данных из таблицы 2 разбивкой по дням (декадам, месяцам) за период времени дипломирования. Работы на графике выделены различным цветом (штриховкой) в зависимости от исполнителей, ответственных за ту или иную работу. Календарный план – график в виде диаграммы Ганта приведен в таблице В.1(приложение В).

Сетевой график – графическое отображение комплекса работ по теме с установленными между ними взаимосвязями.

Составление сетевого план-графика основывается на методе критического пути.

Критический путь представляет собой полный путь, имеющий наибольшую продолжительность. Метод критического пути дает возможность варьировать сроками выполнения работ, не лежащими на критическом пути.

Расчет сетевого графика ведется в двух направлениях: прямом и обратном.

Прямой проход по сети:

Раннее начало каждой работы можно определить, двигаясь по графику слева направо. Всякая первая работа может начаться в момент $t=0$. В точке «схождения» нескольких работ отражается самое позднее завершение всех работ, предшествующих данной точке. Тогда раннее начало последующей работы определяется максимальной из сумм раннего начала предшествующей работы и продолжительности этой же работы:

$$t_{pn}(j) = \max[t_{pn}(i) + T(i)], \quad (25)$$

где $t_{pn}(j)$ – раннее начало последующей работы; $t_{pn}(i)$ – раннее начало предшествующей работы; $T(i)$ – продолжительность выполнения i -ой работы в календарных днях.

Раннее окончание работы рассчитывается по формуле:

$$t_{po}(i) = [t_{pn}(i) + T(i)], \quad (26)$$

Критический путь – максимальное время выполнения работ по всей теме в целом:

$$T_{кр} = T[L_{\max}(1, зав)], \quad (27)$$

где $L_{\max}(1, зав.)$ – максимальный путь от первой работы до завершающей.

Следует учесть, что раннее начало завершающей работы сети принимают равным ее позднему началу:

$$t_{pn}(зав) = t_{nn}(зав), \quad (28)$$

А раннее окончание завершающей работы сети принимают равным ее позднему окончанию:

$$t_{po}(зав) = t_{no}(зав), \quad (29)$$

Обратный проход по сети:

Определение поздних сроков работ начинается с завершающей работы и ведется строго в обратном порядке, приближаясь к начальной работе.

Позднее начало каждой работы можно определить, двигаясь по графику справа налево. В точке «схождения» нескольких работ используется самое раннее время завершения из входящих в нее работ:

$$t_{nn}(i) = \min t_{nn}(j) - T(i), \quad (30)$$

где $t_{nn}(i)$ – позднее начало последующей работы; $\min t_{nn}(j)$ – минимальная величина позднего начала j -ой работы; $T(i)$ – продолжительность выполнения i -ой работы в календарных днях.

Позднее окончание работы рассчитывается с учетом точки «схождения» по следующей формуле:

$$t_{no}(i) = \min t_{nn}(j), \quad (31)$$

где: $t_{по}(i)$ – позднее окончание i -ой работы; $\min t_{пн}(j)$ – минимальная величина позднего начала работ, приходящихся на точку «схождения» i -ой работе.

Расчет резервов времени работы:

Резерв времени полного пути. Его величина показывает, на сколько в сумме могут быть увеличены продолжительности работ, принадлежащих полному пути:

$$R(L_n) = T_{кр} - T(L_n), \quad (32)$$

где: $T_{кр}$ – продолжительность критического пути; $T(L_n)$ – продолжительность любого другого пути.

Полный резерв времени работы означает, что эта работа может начаться позднее, чем указано датами раннего начала. Использование этого резерва на одной из работ, аннулирует полные резервы времени всех остальных работ, лежащих на этом пути:

$$R_n(i) = \min t_{пн}(j) - t_{по}(i), \quad (33)$$

где: $\min t_{пн}(j)$ – минимальное позднее начало последующих работ, приходящихся на точку «схождения» к предшествующей работе; $t_{по}(i)$ – раннее окончание предшествующей работы.

Продолжительность критического пути больше продолжительности любого другого пути сетевого графика. Полный резерв времени работ критического пути равен нулю.

Свободный резерв времени работы указывает максимальное время, на которое можно увеличить продолжительность отдельной работы или отсрочить ее начало. Он является независимым резервом, т.к. его использование на одной из работ не меняет величины свободных резервов времени остальных работ:

$$R_c(i) = t_{пн}(j) - t_{пн}(i), \quad (34)$$

где: $t_{пн}(j)$ – раннее начало последующей работы; $t_{пн}(i)$ – раннее начало предшествующей работы.

Полученные данные приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Параметры сетевого графика

Название работы	№	$T_{\text{кал}}$	$t_{\text{рн}}$	$t_{\text{ро}}$	$t_{\text{пн}}$	$t_{\text{по}}$	$R_{\text{п}}$	$R_{\text{с}}$
Составление и утверждение технического задания	1	6	6	12	0	6	0	0
Календарное планирование работ	2	2	8	10	6	8	0	0
Сбор и изучение информации о результатах и методах проведения экспериментов по определению коэффициента гидравлического сопротивления	3	18	26	44	8	26	0	0
Разработка методики экспериментальных исследований	4	5	31	36	26	31	0	0
Проведение эксперимента	5	3	34	37	31	34	0	0
Построение графиков зависимостей перепада полного давления и коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса	6	7	41	48	34	41	0	0
Сравнение полученных результатов с результатами других исследований	7	1	42	43	41	42	0	0

Продолжение таблицы 4

Подведение итогов и формулировка выводов о проделанной работе	8	15	57	72	42	57	0	0
Оформление пояснительной записки	9	36	93	129	57	93	0	0
Подготовка к защите диссертации	10	18	111	129	93	111	0	0

3.2 Бюджет научно–технического исследования (НТИ)

Целью планирования бюджета для проведения НТИ является экономически обоснованное определение величины затрат на ее выполнение.

В формирование НТИ включаются все затраты, связанные с ее выполнением независимо от источника финансирования. В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям:

- материальные затраты НТИ;
- затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ;
- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- затраты научные и производственные командировки;
- контрагентные расходы;
- накладные расходы.

3.2.1 Расчет материальных затрат

Данная статья включает стоимость всех материалов, используемых при разработке проекта:

- приобретаемые со стороны сырье и материалы, необходимые для создания научно-технической продукции;
- покупные материалы, используемые в процессе создания научно-технической продукции для обеспечения нормального технологического процесса и для упаковки продукции или расходуемых на другие производственные и хозяйственные нужды (проведение испытаний, контроль, содержание, ремонт и эксплуатация оборудования, зданий, сооружений, других основных средств и прочее), а также запасные части для ремонта оборудования, износа инструментов, приспособлений, инвентаря, приборов, лабораторного оборудования и других средств труда, не относимых к основным средствам, износ спецодежды и других малоценных и быстроизнашивающихся предметов;
- покупные комплектующие изделия и полуфабрикаты, подвергающиеся в дальнейшем монтажу или дополнительной обработке;
- сырье и материалы, покупные комплектующие изделия и полуфабрикаты, используемые в качестве объектов исследований (испытаний) и для эксплуатации, технического обслуживания и ремонта изделий – объектов испытаний (исследований).

Все необходимые материалы были изготовлены на заводе ФГУП РФЯЦ–ВНИИЭФ, поэтому нет необходимости рассчитывать материальные затраты.

3.2.2 Расчет затрат на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ

В данную статью включают все затраты, связанные с приобретением специального оборудования (приборов, контрольно-измерительной аппаратуры, стендов, устройств и механизмов), необходимого для проведения работ по конкретной теме. Определение стоимости спецоборудования производится по действующим прейскурантам, а в ряде случаев по договорной цене.

Все необходимое специальное оборудование имелось на балансе предприятия. Таким образом затраты на специальное оборудование оказались нулевыми.

3.2.3 Основная заработная плата исполнителей темы

В настоящую статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, рабочих макетных мастерских и опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада.

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НТИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$З_{зп} = З_{осн} + З_{доп}, \quad (35)$$

где: $З_{осн}$ – основная заработная плата, $З_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12-20% от $З_{осн}$).

Основная заработная плата ($Z_{осн}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = Z_{дн} T_p, \quad (36)$$

где: T_p – продолжительность работ, выполняемых научно–техническим работником, раб. дн. (таблица 4), $Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата работника рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m M}{F_d}, \quad (37)$$

где: Z_m – месячный должностной оклад работника, руб. (месячный оклад для инженера составляет 10200 рублей и для научного сотрудника 16700 рублей), M – количество месяцев работы без отпуска в течение года (при отпуске в 24 раб. дня $M=11,2$ месяца, пятидневная неделя), F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно–технического персонала, раб.дн. (таблица 5).

Баланс рабочего времени представлен в таблице 5.

Таблица 5 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней:		
– выходные дни;	105	105
– праздничные дни.	15	15
Потери рабочего времени:		
– отпуск;	24	24
– невыходы по болезни.	–	–
Действительный годовой фонд рабочего времени	221	221

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{тс} (1 + k_{пп} + k_d) k_p, \quad (38)$$

где: $Z_{тс}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб. (для инженера 10200 руб. и для научного сотрудника 16700 руб.), $k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $Z_{тс}$), $k_{д}$ – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2-0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15-20 от $Z_{тс}$), $k_{р}$ – районный коэффициент, равный 1 (для Сарова).

Результаты расчета основной заработной платы приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	$Z_{тс}$, руб.	$k_{пр}$	$k_{д}$	$k_{р}$	$Z_{м}$, руб.	$Z_{дн}$, руб.	$T_{р}$, раб.дн	$Z_{осн}$, руб.
Руководитель	16700	0,3	0,2	1	25050	1270	10,2	12954
Инженер	10200	0,3	-	1	13260	672	70,6	47443,2
Итог								60397,2

3.2.4 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций (при исполнении государственных и общественных обязанностей, при совмещении работы с обучением, при предоставлении ежегодного оплачиваемого отпуска и т.д.).

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{доп} = k_{доп} Z_{осн}, \quad (39)$$

где: $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12-0,15).

В таблице 7 приведен расчет основной и дополнительной заработной платы.

Таблица 7 – Расчет основной и дополнительной заработной платы

Заработная плата	Руководитель	Инженер
Основная заработная плата, руб.	12954	47443,2
Дополнительная заработная плата, руб.	1943,1	—
Итого	14897,1	47443,2

3.2.5 Отчисления во внебюджетные фонды

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} (З_{осн} + З_{доп}), \quad (40)$$

где: $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды.

На 2016 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%.

Расчет отчислений во внебюджетные фонды представлен в таблице 8.

Таблица 8 – Расчет отчислений во внебюджетные фонды

Исполнители	$k_{внеб}$	$З_{осн}$	$З_{доп}$	$З_{внеб}$
Руководитель	0,3	12954	1943,1	4469,13
Инженер	0,3	47443,2	—	14232,96
Итого				18702,09

3.2.6 Расчет затрат на научные и производственные командировки

Затраты на научные и производственные командировки исполнителей определяются в соответствии с планом выполнения темы и с учетом действующих норм командировочных расходов различного вида и транспортных тарифов.

Так как написание ВКР происходило в ФГУП РФЯЦ–ВНИИЭФ (г. Саров), то университет оплатил проезд (туда и обратно) и суточные на общую сумму 28000 рублей.

3.2.7 Контрагентные расходы

Контрагентные расходы включают затраты, связанные с выполнением каких-либо работ по теме сторонними организациями (контрагентами, субподрядчиками).

Все работы проводились без привлечения сторонних организаций, поэтому затраты на контрагентные расходы отсутствуют.

3.2.8 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергия, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$Z_{\text{НАКЛ}} = k_{\text{НР}} \left(\frac{\text{сумма статей}}{7} \right), \quad (41)$$

где: $k_{\text{НР}}$ – коэффициент учитывающий накладные расходы (16% от суммы п. 3.5.1–3.5.7). Накладные расходы составили 17446,8 рублей.

3.2.9 Формирование бюджета затрат научно–исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно- исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета затрат на научно- исследовательский проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 9.

Таблица 9 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
Материальные затраты НТИ	0	п. 3.2.1
Затраты на специальное оборудование	0	п. 3.2.2
Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	60397,2	п. 3.2.3
Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	1943,1	п. 3.2.4
Отчисления во внебюджетные фонды	18702,09	п. 3.2.5
Затраты на научные и производственные командировки	28000	п. 3.2.6
Контрагентные расходы	0	п. 3.2.7
Накладные расходы	17446,8	п. 3.2.8
Бюджет затрат НТИ	126489,19	Сумма п. 3.2.1– 3.2.8

3.3 Матрица ответственности

Для распределения ответственности между участниками проекта формируется матрица ответственности.

Степень участия в проекте характеризуется следующим образом:

- Ответственный (О) – лицо, отвечающее за реализацию этапа проекта и контролирующее его ход;
- Исполнитель (И) – лицо (лица), выполняющие работы в рамках этапа проекта;
- Утверждающее лицо (У) – лицо, осуществляющее утверждение результатов этапа проекта (если этап предусматривает утверждение);
- Согласующее лицо (С) – лицо, осуществляющее анализ результатов проекта и участвующее в принятии решения о соответствии результатов этапа требованиям.

Таблица 10 – Матрица ответственности

Этапы проекта	Роль/должность	Роль/должность
Составление и утверждение технического задания	О,У/ Руководитель	
Календарное планирование работ	У/ Руководитель	И/ Инженер
Сбор и изучение информации о результатах и методах проведения экспериментов по определению коэффициента гидравлического сопротивления	У/ Руководитель	И/ Инженер
Разработка методики экспериментальных исследований	О/ Руководитель	И/ Инженер
Проведение эксперимента	С/ Руководитель	И/ Инженер

Продолжение таблицы 10

Сравнение полученных результатов с результатами других исследований	С/ Руководитель	И/ Инженер
Построение графиков зависимостей перепада полного давления и коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса	С/ Руководитель	И/ Инженер
Подведение итогов и формулировка выводов о проделанной работе	С/ Руководитель	И/ Инженер
Оформление пояснительной записки	С/ Руководитель	И/ Инженер
Подготовка к защите диссертации		И/ Инженер

3.4 Реестр рисков проекта

Идентифицированные риски проекта включают в себя возможные неопределенные события, которые могут возникнуть в проект.

Таблица 11 – Реестр рисков

№	Риск	Потенциальное воздействие	Вероятность наступления (1-5)	Влияние риска (1-5)	Уровень риска	Способы смягчения	Условия наступления
1	Выбор измерительных приборов	Снижение точности показаний	2	5	Низкий	Тестирование приборов	–
2	Методологический	Неверная интерпретация полученных данных	1	5	Низкий	Утверждение методики эксперимента с руководством	–
3	Качество сборки	Отказ работы макета	3	5	Средний	Проверка качества сборки	–

3.5 Оценка сравнительной эффективности проекта

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\max}} = \frac{126489,19}{126489,19} = 1, \quad (42)$$

где: I_{ϕ}^p – интегральный финансовый показатель разработки; Φ_{pi} – стоимость i -го варианта исполнения; $\Phi_{\max}$ – максимальная стоимость исполнения научно- исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученный результат расчета интегрального финансового показателя указывает на то, что бюджет затрат на исполнение проекта не может быть превышен, а также что не наблюдается удешевление проекта.

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum_{i=1}^n a_i b_i, \quad (43)$$

где: I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности для i -го варианта исполнения разработки, a_i – весовой коэффициент i -го варианта исполнения разработки, b_i – бальная оценка i -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания, n – число параметров сравнения.

В таблице 12 указана сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта.

Таблица 12 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Объект исследования Критерий	Весовой коэффициент	Исп.1
1. Надежность	0,3	5
2. Материалоемкость	0,1	3
3. Точность	0,5	5
4. Энергосбережение	0,1	2
Итого	1	

На основе данных таблицы 12, произведен расчет интегрального показателя ресурсоэффективности и он равен $I_{pi}=4$,

РАЗДЕЛ 4 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Одно из основных направлений профилактической работы по снижению производственного травматизма и профессиональной заболеваемости является повсеместное внедрение комплексной системы управления охраной труда. Одновременно должно осуществляться последовательное повышение качества и эффективности всех средств коллективной и индивидуальной защиты от вредных и опасных производственных факторов, увеличение объема их производства до полного удовлетворения потребностей народного хозяйства и рациональное их использование.

В основе законодательства Российской Федерации об охране труда лежит конституция Российской Федерации и трудовой кодекс Российской Федерации. Обязанности по обеспечению безопасных условий и охраны труда в организации возлагаются на работодателя. Согласно Федеральному закону от 17 июля 1999 г. №181-ФЗ "Об основах охраны труда в Российской Федерации" (с изменениями от 20 мая 2002 г., 10 января 2003 г., 9 мая, 26 декабря 2005 г.).[17]

Охрана труда – система сохранения жизни и здоровья работников в процессе трудовой деятельности, включающая в себя правовые, социально–экономические, организационно–технические, санитарно–гигиенические, лечебно–профилактические, реабилитационные и иные мероприятия.

Успех в решении проблем охраны труда в большой степени зависит от качества подготовки специалистов в этой области, от их умения принимать правильные решения в сложных и изменчивых условиях современного производства.

Правила по охране труда и техники безопасности являются обязательными для исполнения рабочими, служащими, инженерно–техническими работниками и руководящим составом.

4.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Научно–исследовательская работа происходила в отделе 0106 института теоретической и математической физики ФГУП РФЯЦ–ВНИИЭФ. Исследования велись на ПЭВМ.

Производственные условия на рабочем месте характеризуются наличием опасных и вредных факторов, которые классифицируются по группам элементов: физические, химические, биологические, психофизиологические.

В таблице 13 представлены основные виды работ, которые могут привести к воздействию опасных и вредных факторов.

Таблица 13 – Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные производственные факторы

Наименование видов работ и параметров производственного процесса	Факторы ГОСТ 12.0.003–74 ССБТ		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
Расчет данных на ПЭВМ	Воздействие радиации (ВЧ, УВЧ, СВЧ и.т.д)	Электрический ток	ГОСТ 12.1.038–82 ССБТ. Электробезопасность СанПиН 2.2.2/2.4.1340–03 Санитарно– эпидемиологические правила и нормативы «Гигиенические требования к ПЭВМ и организация работы»

Продолжение таблицы 13

		Пожароопасность	ГОСТ Р12.1.004-85 ССБТ Пожарная безопасность
--	--	-----------------	--

На работника лаборатории, проводящего экспериментальные исследования, могут воздействовать следующие факторы:

Физические:

- температура и влажность воздуха;
- температура оборудования;
- шум;
- статическое электричество;
- освещённость;
- наличие излучения.

Психофизиологические:

- физические перегрузка (статическая, динамическая);
- нервно-психические перегрузки (умственные перегрузки, перегрузки анализаторов, монотонность труда, эмоциональные перегрузки).

4.2 Обоснование и разработка мероприятий по снижению уровней опасного и вредного воздействия и устранению их влияния при работе на ПЭВМ

4.2.1 Организационные мероприятия

Весь персонал обязан знать и строго соблюдать правил техники безопасности. Обучение персонала техник безопасности и производственной санитарии состоит и вводного инструктажа и инструктажа на рабочем месте ответственным лицом.

Проверка знаний правил техники безопасности проводится квалификационной комиссией после обучения на рабочем месте. Проверяемому, присваивается соответствующая его знаниям и опыту работы квалификационная группа по технике безопасности и выдается специальное удостоверение.

4.2.2 Технические мероприятия

Рациональная планировка рабочего места предусматривает четкий порядок и постоянство размещения предметов, средств труда и документации. То, что требуется для выполнения работ чаще должно располагаться в зоне легкой досягаемости рабочего пространства, как показано на рисунке 23.

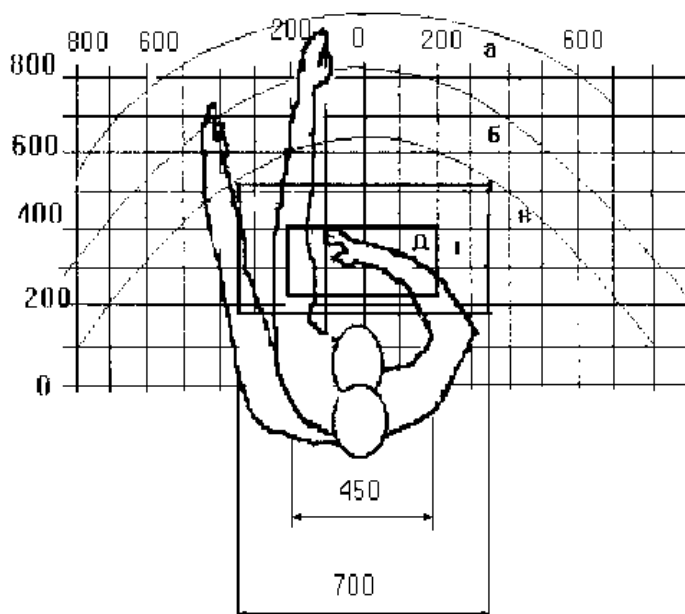


Рисунок 23 – Зоны досягаемости рук в горизонтальной плоскости: а – зона максимальной досягаемости рук; б – зона досягаемости пальцев при вытянутой руке; в – зона легкой досягаемости ладони; г – оптимальное пространство для грубой ручной работы; д – оптимальное пространство для тонкой ручной работы.

Оптимальное размещение предметов труда и документации в зонах досягаемости рук: дисплей размещается в зоне а (в центре); клавиатура – в зоне г/д; системный блок размещается в зоне б (слева); принтер находится в зоне а (справа); документация – в зоне легкой досягаемости ладони – в (слева) – литература и документация, необходимая при работе; в выдвижных ящиках стола – литература, не используемая постоянно.

При проектировании письменного стола должны быть учтены следующие требования. Высота рабочей поверхности стола рекомендуется в пределах 680-800 мм. Высота рабочей поверхности, на которую устанавливается клавиатура, должна быть 650 мм. Рабочий стол должен быть шириной не менее 700 мм и длиной не менее 1400 мм. Должно иметься пространство для ног высотой не менее 600 мм, шириной – не менее 500 мм, глубиной на уровне колен – не менее 450 мм и на уровне вытянутых ног – не менее 650 мм.

Рабочее кресло должно быть подъёмно-поворотным и регулируемым по высоте и углам наклона сиденья и спинки, а так же расстоянию спинки до переднего края сиденья. Рекомендуется высота сиденья над уровнем пола 420-550 мм. Конструкция рабочего кресла должна обеспечивать: ширину и глубину поверхности сиденья не менее 400 мм; поверхность сиденья с заглублённым передним краем.

Монитор должен быть расположен на уровне глаз оператора на расстоянии 500-600 мм. Согласно нормам угол наблюдения в горизонтальной плоскости должен быть не более 45 градусов к нормали экрана. Лучше если угол обзора будет составлять 30 градусов. Кроме того должна быть возможность выбирать уровень контрастности и яркости изображения на экране.

Должна предусматриваться возможность регулирования экрана:

- по высоте +3 см;
- по наклону от 10 до 20 градусов относительно вертикали;
- в левом и правом направлениях.

Клавиатуру следует располагать на поверхности стола на расстоянии 100-300 мм от края. Нормальным положением клавиатуры является её размещение на уровне локтя оператора с углом наклона к горизонтальной плоскости 15 градусов. Более удобно работать с клавишами, имеющими вогнутую поверхность, четырёхугольную форму с закруглёнными углами. Конструкция клавиши должна обеспечивать оператору ощущение щелчка. Цвет клавиш должен контрастировать с цветом панели.

При однообразной умственной работе, требующей значительного нервного напряжения и большого сосредоточения, рекомендуется выбирать неяркие, малоконтрастные цветочные оттенки, которые не рассеивают внимание (малонасыщенные оттенки холодного зеленого или голубого цветов). При работе, требующей интенсивной умственной или физической напряженности, рекомендуются оттенки тёплых тонов, которые возбуждают активность человека.

4.2.3 Условия безопасной работы

Основные параметры, характеризующие условия труда это: микроклимат, шум, вибрация, электромагнитное поле, излучение, освещённость.

Воздух рабочей зоны (микроклимат) производственных помещений определяют следующие параметры: температура, относительная влажность, скорость движения воздуха.

Оптимальные и допустимые значения характеристик микроклимата устанавливаются в соответствии с [18] и приведены в таблице 14.

Таблица 14 – Оптимальные и допустимые параметры микроклимата

Период года	Температура, °C	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный и переходный	23–25	40–60	0,1
Теплый	23–25	40	0,1

К мероприятиям по оздоровлению воздушной среды в производственном помещении относятся: правильная организация вентиляции и кондиционирования воздуха, отопление помещений. Вентиляция может осуществляться естественным и механическим путём. В помещение должны подаваться следующие объёмы наружного воздуха: при объёме помещения до 20 м³ на человека – не менее 30 м³ в час на человека; при объёме помещения более 40 м³ на человека и отсутствии выделения вредных веществ допускается естественная вентиляция.

Система отопления должна обеспечивать достаточное, постоянное и равномерное нагревание воздуха. В помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха должно использоваться водяное отопление. Параметры микроклимата в используемом помещении регулируются системой центрального отопления и системой кондиционирования воздуха установленной в помещении, и имеют следующие значения: влажность – 40 %, скорость движения воздуха – 0,1 м/с, температура летом – 20–25 °C, зимой – 20–25 °C. В помещении осуществляется естественная и механическая вентиляция. Воздух поступает и удаляется вентиляцию, окна, двери.

Шум и вибрация ухудшают условия труда, оказывают вредное воздействие на организм человека, а именно, на органы слуха и на весь организм через центральную нервную систему. В результате этого

ослабляется внимание, ухудшается память, снижается реакция, увеличивается число ошибок при работе. Шум может создаваться работающим оборудованием, установками кондиционирования воздуха, осветительными приборами дневного света, а также проникать извне.

Экран и системные блоки производят электромагнитное излучение. Основная его часть происходит от системного блока и видео-кабеля. Согласно [18] напряженность электромагнитного поля на расстоянии 50 см вокруг экрана по электрической составляющей должна быть не более:

- в диапазоне частот 5 Гц–2 кГц – 25 В/м;
- в диапазоне частот 2 кГц–400 кГц – 2,5 В/м.

Плотность магнитного потока должна быть не более:

- в диапазоне частот 5 Гц–2 кГц – 250 нТл;
- в диапазоне частот 2 кГц–400 кГц – 25 нТл.

Существуют следующие способы защиты от ЭМП:

- увеличение расстояния от источника (экран должен находиться на расстоянии не менее 50 см от пользователя);
- применение приэкранных фильтров, специальных экранов и других средств индивидуальной защиты.

При работе с компьютером источником ионизирующего излучения является дисплей. Под влиянием ионизирующего излучения в организме может происходить нарушение нормальной свертываемости крови, увеличение хрупкости кровеносных сосудов, снижение иммунитета и др. Доза облучения при расстоянии до дисплея 20 см составляет 50 мкбэр/час. По нормам [18] конструкция ЭВМ должна обеспечивать мощность экспозиционной дозы рентгеновского излучения в любой точке на расстоянии 0,05 м от экрана не более 100 мкР/час.

Утомляемость органов зрения может быть связана как с недостаточной освещенностью, так и с чрезмерной освещенностью, а также с неправильным направлением света.

4.3 Электробезопасность

Электробезопасность – это система организационных и технических мероприятий и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статического электричества.

Электрозащитные средства – это переносимые и перевозимые изделия, служащие для защиты людей, работающих с электроустановками, от поражения электрическим током, от воздействия электрической дуги. Эти средства должны обеспечивать высокую степень защиты и удобство при эксплуатации. Их выбирают с учетом требований безопасности для данного вида работ. В первую очередь безопасность обеспечивается применением средств коллективной защиты, а затем, если она не может быть обеспечена, применяют средства индивидуальной защиты.

К средствам индивидуальной защиты от поражения электрическим током относятся [19]:

- оградительные устройства, которые могут быть стационарными и переносимыми. Ограждения могут быть заблокированы с устройствами, отключающими рабочее напряжение при снятии;
- изолирующие устройства и покрытия;
- устройства защитного заземления, зануления и защитного отключения;
- устройства дистанционного управления;
- предохранительные устройства и др.

В зависимости от условий в помещении опасность поражения человека электрическим током увеличивается или уменьшается. Не следует работать с ПЭВМ или другими электрическими приборами и установками в условиях повышенной влажности (относительная влажность воздуха длительно превышает 75 %), высокой температуры (более 35 °С), наличии токопроводящей пыли, токопроводящих полов и возможности

одновременного прикосновения к имеющим соединение с землёй металлическим элементам и металлическим корпусом электрооборудования.

Существует опасность электропоражения в следующих случаях:

- при непосредственном прикосновении к токоведущим частям во время ремонта электрических приборов;
- при прикосновении к нетоковедущим частям, оказавшимся под напряжением (в случае нарушения изоляции);
- при прикосновении с полом, стенами, оказавшимися под напряжением;
- при коротком замыкании.

4.4 Пожарная и взрывная безопасность

Согласно [20], в зависимости от характеристики используемых в производстве веществ и их количества, по пожарной и взрывной опасности помещения подразделяются на категории А, Б, В, Г, Д. Так как рабочее помещение по степени пожаровзрывоопасности относится к категории В, т.е. к помещениям с твердыми сгорающими веществами, необходимо предусмотреть ряд профилактических мероприятий.

Возможные причины загорания:

- работа с открытой электроаппаратурой;
- короткие замыкания в блоке питания;
- несоблюдение правил пожарной безопасности;
- наличие горючих компонентов: документы, двери, столы, изоляция кабелей.

Мероприятия по пожарной профилактике разделяются на: организационные, технические, эксплуатационные и режимные.

Организационные мероприятия предусматривают правильную эксплуатацию оборудования, правильное содержание зданий и территорий, противопожарный инструктаж рабочих и служащих, обучение

производственного персонала правилам противопожарной безопасности, издание инструкций, плакатов, наличие плана эвакуации.

К техническим мероприятиям относятся: соблюдение противопожарных правил, норм при проектировании зданий, при устройстве электропроводов и оборудования, отопления, вентиляции, освещения, правильное размещение оборудования.

К режимным мероприятиям относятся, установление правил организации работ, и соблюдение противопожарных мер. Для предупреждения возникновения пожара от коротких замыканий, перегрузок и т. д. необходимо соблюдение следующих правил пожарной безопасности:

- исключение образования горючей среды (герметизация оборудования, контроль воздушной среды, рабочая и аварийная вентиляция);
- правильная эксплуатация оборудования (правильное включение оборудования в сеть электрического питания, контроль нагрева оборудования);
- правильное содержание зданий и территорий (исключение образования источника воспламенения – предупреждение самовозгорания веществ, ограничение огневых работ);
- обучение производственного персонала правилам противопожарной безопасности;
- издание инструкций, плакатов, наличие плана эвакуации;
- соблюдение противопожарных правил, норм при проектировании зданий, при устройстве электропроводов и оборудования, отопления, вентиляции, освещения;
- правильное размещение оборудования;
- своевременный профилактический осмотр, ремонт и испытание оборудования.

При возникновении пожара сообщить руководителю, органам противопожарной безопасности предприятия и приступить к тушению пожара огнетушителем.

При возникновении аварийной ситуации необходимо:

1. Сообщить руководству (дежурному);
2. Позвонить в соответствующую аварийную службу или МЧС – тел.
112;
3. Принять меры по ликвидации аварии в соответствии с инструкцией;

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получены экспериментальные результаты по коэффициенту гидравлического сопротивления малых газодинамических макетов №1 и №2 в диапазоне чисел Рейнольдса $10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$. Экспериментальные данные по коэффициенту гидравлического сопротивления пучков стержней шахматной и рядной ориентации для рассматриваемого относительного шага $\sigma=1,12$ получены впервые.

Проанализировав полученные экспериментальные данные, можно сделать следующие выводы:

1) Различие перепада давления, при одинаковом числе Рейнольдса, для рассматриваемых пучков стержней шахматной и рядной ориентации для большого числа рядов составляет не более 2–3%;

2) При сравнении экспериментальных значений перепада давления с значениями перепада давления полученными по эмпирическим зависимостям В.А. Локшина и А.А. Жукаускаса было замечено хорошее согласование экспериментальных данных с эмпирическими для шахматной ориентации, однако для рядной ориентации расходимость значений достаточно велика. Это объясняется тем, что формальная область применимости формулы Локшина заканчивается на значении $\psi=6,5$;

3) Различия коэффициентов гидравлического сопротивления пучков стержней шахматной и рядной ориентации в диапазоне чисел Рейнольдса $10^3 < Re < 2 \cdot 10^4$ составляет не более 10% на всех исследованных уровнях давления выхода P_2 ;

4) При числах Рейнольдса меньше 10^4 несколько больший коэффициент сопротивления имеет макет №1 (шахматная ориентация), при числах более 10^4 – макет №2 (рядная ориентация);

5) Макеты имеют схожую зависимость коэффициентов сопротивления от числа Рейнольдса. Общим является снижение

коэффициентов сопротивления и отсутствие стабилизации их значений с ростом числа Рейнольдса.

Отличие расчетных и экспериментальных коэффициентов гидравлического сопротивления пучков стержней рядной ориентации и совпадение шахматной могут быть обусловлены неустойчивостью потока газа и формированием турбулентного режима при большом количестве теплообменных элементов, что недостаточно учитывается эмпирическими зависимостями для рядной ориентации.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ

1) Перминов С. В. , Давыдов Е. Ю. Разработка инженерных основ технологии очистки воды сточных растворов, селективного извлечения ионов редкоземельных металлов и изотопов // Изотопы: технологии, материалы и применение: сборник тезисов докладов международной научной конференции молодых ученых, аспирантов и студентов, Томск, 20-24 Октября 2014. - Томск: ТПУ, 2014 - С. 68-69;

2) Перминов С. В. , Давыдов Е. Ю. , Мышкин В. Ф. Разработка инженерных основ технологии очистки воды, сточных растворов, селективного извлечения ионов // Известия вузов. Физика. - 2015 - Т. 58 - №. 2/2. - С. 88-94.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1) Локшин В.А., Мочан С.И.. Обобщение материалов по аэродинамическим сопротивлениям шахматных поперечно омываемых труб // Теплоэнергетика.1971. №10. С.67-70.
- 2) Жукаускас А.А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: "Митис", 1968 г.
- 3) Антуфьев В.М.. // Теплоэнергетика.1962. №4.
- 4) Толубинский В.И., Легкий В.М.. // Теплоэнергетика. – 1962. №5.
- 5) Шиловостов А.В.. Конвективный теплообмен в элементах парогенераторов и теплообменников // Труды ЦКТИ.1968. №86.
- 6) Беленький М.Я.. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поперечно обтекаемых суперплотных шахматных пучков труб // Теплоэнергетика. 2000. №10. С. 44-48.
- 7) Липец А.У.. О рациональных компоновках конвективных поверхностей нагрева котельных агрегатов // Теплоэнергетика.1963. №5. С. 14-17.
- 8) Величко В.И.. Теплоотдача, аэродинамическое сопротивление, энергетическая эффективность в суперплотных поперечно обтекаемых гладкотрубных пучках шахматной компоновки // Тр.1-й Российской национальной конференции по теплообмену. МЭИ. 1994. Т.8. С. 47-51.
- 9) Бурков В.К.. Исследование теплоаэродинамических характеристик поперечно-омываемых суперплотных шахматных пучков труб // Теплоэнергетика. 2003. №5. С. 56-60.
- 10) Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный расчет) / Под ред. Мочана С.И.. Л: Энергия, 1977.
- 11) Крюков И.А.. Сопротивление суперплотных пучков труб // Физико-химическая кинетика в газовой динамике.2014.Т15, вып. 6. С. 1-9.
- 12) Глушко Г.С.. Метод расчета турбулентных сверхзвуковых течений // Математическое моделирование РАН.2009. С. 103-121.

- 13) Herrero. J. A near wall k - ε formulation for high Prandtl number heat transfer // Int. Heat and Mass transfer.1991. Page 711-721.
- 14) Lam C.K.G.. A modified form of the k - ε model for predicting wall turbulence // Trans. ASME, J. Fluids Engng..1985. Page 456-460.
- 15) Chang K.C.. A modified low-Reynolds-number turbulence model applicable to recirculating flow in pipe expansion // Trans. ASME, J. Fluids Engng..1995. Page 417-423.
- 16) Abid R.. Evaluation of two-equation turbulence models for predicting transitional flows // Int. J. Eng. Sci..1993. Page 831-840.
- 17) Федеральный закон «Об основах охраны труда» от 17.07.1999 г. №181-ФЗ.
- 18) СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы «Гигиенические требования к ПЭВМ и организации работы».
- 19) ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность
- 20) Пожаро- и взрывобезопасность промышленных объектов. ГОСТ Р12.1.004-85 ССБТ Пожарная безопасность.
- 21) Евенко В.И. Повышение эффективности теплоотдачи поперечно-обтекаемых пучков труб // Теплоэнергетика. 1976. № 7. С. 37–40.
- 22) Кунтыш В.Б. Исследование теплоаэродинамических характеристик шахматных пучков с нетрадиционной компоновкой оребренных труб / В.Б. Кунтыш, Н.Н. Стенин, Л.Ф. Краснощеков //Холодильная техника. 1991. № 9. С. 11–13.
- 23) Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / А.Н. Бессонный и др.; под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. СПб.: Недра,1996.
- 24) Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982.

25) Жукаускас А.А. Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб / А.А. Жукаускас, Р.В. Улинскас, В.И. Катинас. Вильнюс: Мокслас, 1984.

26) Zdravkovich M.M. Review of Flow Interference Between Two Circular Cylinders in Various Arrangements // Trans. ASME, J. of Fluids Engineering. 1977. Vol. 99. № 4. P. 618–633.

27) Кирпиков В.А., Лейфман В.И. Графический способ сравнительной оценки эффективности конвективных поверхностей нагрева // Теплоэнергетика. 1975. № 3. С. 34–36.

28) Гухман А.А. Методика сравнения конвективных поверхностей нагрева // ЖТФ. 1938. Т. 8. № 17. С. 1584–1602.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

Таблица В.1 – Диаграмма Ганта

Этап	Вид работы	Исполнители	T _{кi} , кал. дн.	Продолжительность выполнения														
				февраль			март			апрель			май			июнь		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	6															
2	Календарное планирование работ	Инженер	2															
3	Сбор и изучение информации о результатах и методах проведения экспериментов по определению коэффициента гидравлического сопротивления	Инженер	18															
4	Разработка методики экспериментальных исследований	Руководитель, инженер	5															
5	Проведение эксперимента	Руководитель, инженер	3															
6	Построение графиков зависимостей перепада полного давления и коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса	Инженер	7															
7	Сравнение полученных результатов с результатами других исследований	Руководитель, инженер	1															

Продолжение таблицы В.1

8	Подведение итогов и формулировка выводов о проделанной работе	Инженер	15																
9	Оформление пояснительной записки и графических работ	Инженер	18																
10	Подготовка к защите диссертации	Инженер	36																

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

(обязательное)

Section 1 (Literature survey)

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
0АМ4Б	Давыдов Евгений Юрьевич		

Консультант кафедры _____ ТФ _____:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Видяев Д.Г.	д.т.н.		

Консультант – лингвист кафедры _____ ИЯ ФТИ _____:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Ермакова Я.В.			

Contents

Introduction	100
G1. Research directions.....	101
G2. Synthesis of efficient layout of the tube bundles	102
Conclusion.....	112

Introduction

Intensity of transfer processes at flow and heat exchange in transversally washed bundles depends on many factors both regime, and geometrical. For this reason working out and research of new configurations is usually carried out, using a number of approaches. The majority of these approaches is directed to improvement of characteristics of already known configurations.

G1. Research directions

Use of transversally washed tube bundles as heat exchange surfaces imposes the certain requirements for them — heat exchange surface should be energetically effective. In this connection, existing techniques of workings out of configurations of tube bundles can be characterized by two directions — "formal" and "power".

Any searching method, not connected and not setting a purpose of working out a physical model of a flow and heat exchange in inter-tube channels, concerns a formal direction. As well, it doesn't contain an estimation of power efficiency of impulse and heat transfer processes in the developing con-figuration.

Formal direction of the search can also include simple trying of different layouts, adjusting the conventional staggered and in-line configurations, completely technical (mechanical) filling of limited volume with tubes of the bundle, etc.

For example, in [20] a search for an efficient layout of smooth-tube bundle is based on staggered arrangement of tubes by rotating the triangle of staggered layout (Fig. G1, a) at a certain angle (relative to the direction of air flow). Experiments have shown that in the intermediate flow diagrams of bundle tubes, heat irradiation is higher and the aerodynamic resistance is less in comparison with the staggered layout. Comparison of the investigated configurations of bundles, considering that energy consumption for pumping and the transferred heat flow are the same, allows to reduce the weight and dimensions of the heat exchange surface by optimal orientation of the bundle relative to a direction of heat carrier flow. Similarly, in [21] data on heat irradiation and aerodynamic resistance of the mixed in-line – staggered bundles from finned tubes are obtained (Fig. G1, b). Analysis of energy efficiency of the studied layouts has shown that an efficiency of finned bundle can be increased by changing the direction of flow climbing on the bundle. It was also established an existence of the maximum energy efficiency of heat irradiation in a transitional in-line and staggered bundle of finned tubes.

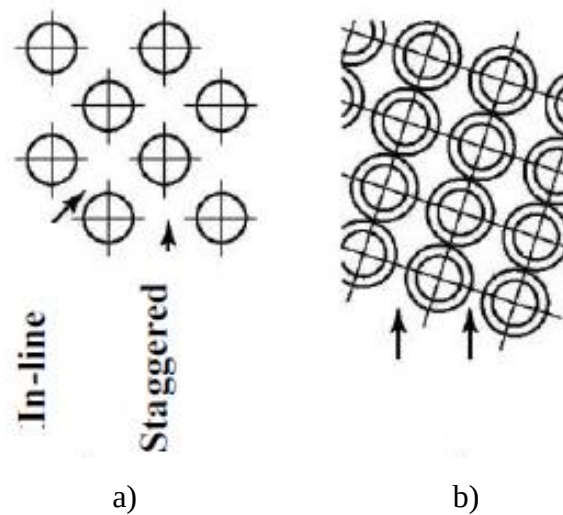


Figure G1: Effective layouts of tube bundles (formal direction)

There are also searching formal directions, associated with possibilities of thermal engineering construction technology, containing a tube bundle as a heat exchange surface, bundles from finned tubes of elliptical profile, the unusual fin shapes [22] are developed, etc.

The other direction, an energy one, is associated with development of physical flow models in inter-tube channels of bundles. This involves the study of thermophysical characteristics of the local flow and heat exchange processes. Formulation of problems on energy efficiency and synthesis of tube heat exchange surfaces include the development of physical models of flow and heat exchange, as well as application of heat exchange methods in inter-tube channels with the assessment of energy efficiency of heat and aerodynamic processes.

G2. Synthesis of efficient layout of the tube bundles

Design of tube bundle layouts, in which methods of convective heat exchange intensification are implemented, is based on the data on local heat and aerodynamic characteristics at heat exchange surfaces. Considering the experimental data on heat and aerodynamic characteristics, when flowing around a single tube [23, 24] and a group (system) of tubes [20], by forming inter-tube

channels in the flow inhomogeneous pressure occurs. In the inter-tube cavities the attached vortices are formed (Fig. G2) that, as it's known, can result in the improved energy efficiency of heat exchange systems.

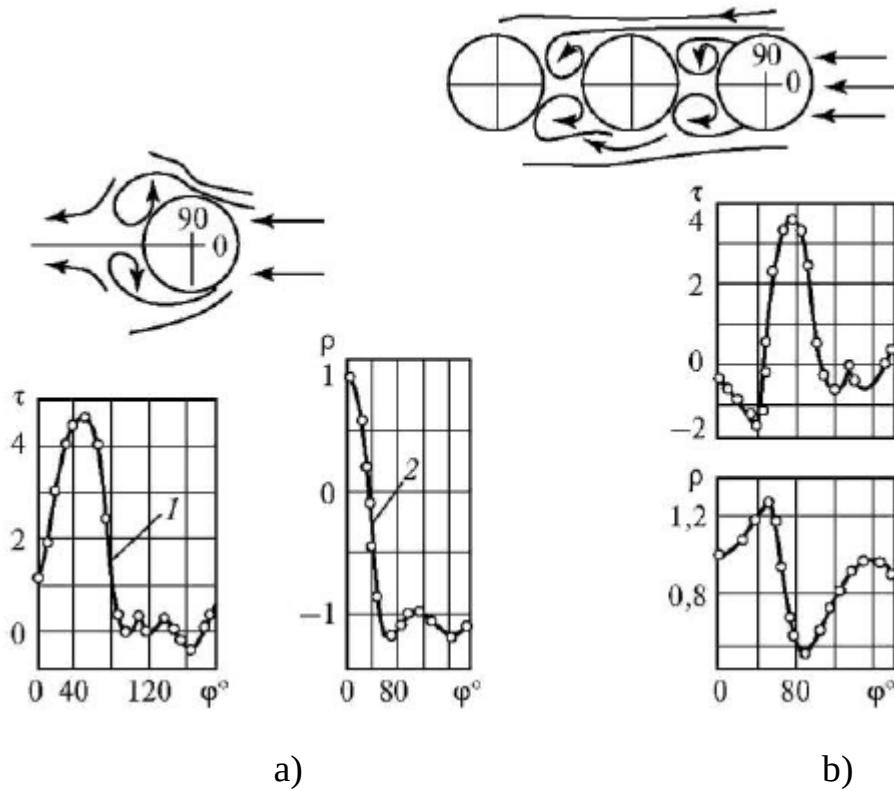


Figure G2: Schematic representation of the cylinder flow (a) and the system of cylinders (b) according to results of observations: curve 1 - distribution of static friction, curve 2 - the same

For a single longitudinal row of tubes at their flow by the heat carrier, there is a critical value of the longitudinal pitch, $b = 3,8$ [24], which defines two flow patterns. At large longitudinal pitches, i.e. at $b > 3,8$ vortices coming-off from each of two cylinders at a time can be seen. In this case, frequency synchronization of vortex forming is observed [24], that is, Strouhal number has a single value for a pair of cylinders. Joining of the separated flow occurs in a zone of the front stagnation point of the downstream cylinder; there is only one $p_{\max}$ – maximum static pressure in this area. For values $b \leq 3,8$, i.e. at subcritical values of b , there is no coming-off the large-scale vortices from the inter-tube area. At the same time, between the pipes of longitudinal row, the closed circulation vortex cavities are

formed. In this range of longitudinal pitches of a group of pipes in the form of a single longitudinal row, Karman vortex path is not formed. This is due to the mechanism of coming-off the vortices, workability of which implies a presence of free inter-tube spacing. In this case, large-scale turbulence of the external flow is not formed, i.e. there are no "useless" energy losses for heat carrier pumping.

For two transversely adjacent cylinders with relative pitches:

$$a = \frac{S_1}{d} \geq 1,5, \quad (G.1)$$

an independent coming-off the vortices from each cylinder is observed, i.e. mutual influence of the cylinders is insignificant. In this case, separate longitudinal rows of tubes behave independently, i.e. when they are flowed by the heat carrier stream, there will be no vortices coming-off from the cylinder surface.

Of longitudinal tube rows with a number of tubes $Z_2 \geq 2$ in each row, tube bundles can be formed from both the smooth and finned tubes. It is possible to form inter-tube channels of confuser and diffuser type, with a small number of rows as well as multi-tube bundles.

Flow and heat exchange in the developed bundles is arranged as follows. At cross-flow of longitudinal rows of tubes between them the separated zones are formed. When $b \leq 3,8$ the flow, separated from the cylinder surface, is attached to the underlying cylinder surface in two points. The resulting circulation between the tubes (attached pair of vortices) is experiencing the impact of periodic cross-pressure fluctuations. From the cavity periodically, at a certain frequency f (Hz) heat carrier mass is flushed, which interaction with the main flow leads to the flow turbulence. As it's noted in [25], the energy spectrum of pressure pulsations is broadband in nature (increased turbulence level), where pulsation peaks of vortex zones fluctuations are observed. In [25] experimental results on estimation of Strouhal numbers are given:

$$Sh = \frac{fd}{w}, \quad (G.1)$$

where d , m, and w , m/s is the cylinder diameter and the flow velocity, accordingly.

The first study of local heat and aerodynamic characteristics were carried out with the layout of the tube bundle in a form of paired groups of smooth tubes of "confuser-diffuser" and "tortuous" types. The pair of tubes that was used in the configuration, as it is well-known, can significantly reduce the aerodynamic resistance of the tube bundle, as a pair of cylinders, arranged one after another, are flowed without large-scale vortex formation.

Geometrical ratios, that is, longitudinal and transverse pitches of bundle tubes, various displacement of cylinder pairs Δ (a degree of diffuser and confuser) were chosen on the basis of the above provisions. The average relative transverse pitch of smooth tubes ($D = 30,85$ mm) of the bundle of the tandem pairs - $S_1 = 2,0$; relative longitudinal pitch - $S_2 = 1,1$; displacement of the cylinder pair $\Delta = 0$ (in-line tube bundle); $\Delta = 0,5R$; $\Delta = R$; $\Delta = 1,5R$.

Studies of the physical behavior of flow and heat exchange were based on experimental data on distribution of local and average heat and aerodynamic characteristics along the cylinder perimeter.

Experiments with smooth tube bundles included the following measurements:

- surface friction (using a method of counter ledge);
- static pressure (static pressure selection);
- heat exchange (electrocalorimeter at $q = \text{const}$).

In Fig. G3, schemes of the investigated smooth tube layouts of confuser-diffuser, and tortuous types, formed from the paired cylinders, are presented. Visualization, conducted in flow channel, showed that at flow in the inter-tube spacing of the confuser-diffuser bundle, large-scale vortices are formed. In the tortuous arrangement, vortices can be similarly seen, but they are smaller, which results in reduction of hydrodynamic resistance.

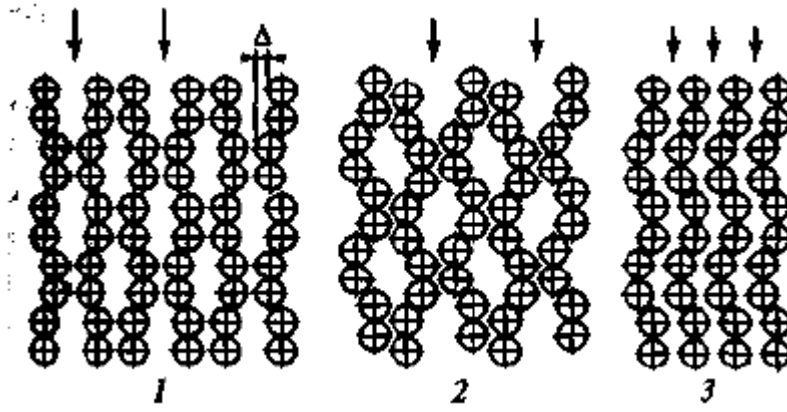


Figure G3: layouts (1 — confuser-diffuser, 2 — intermediate, 3 — tortuous types)

Analysis of energy efficiency showed that the developed bundles are more efficient compared to in-line and staggered under otherwise equal conditions (Fig. G4). This means that from separate tube groups parallel inter-tube channels, arranging the flows with transverse pressure drops can be formed. In addition, inter-tube vortex zones act as turbulence promoters [23], i.e. maintain an increased level of turbulence of the flow, washing a system of tubes.

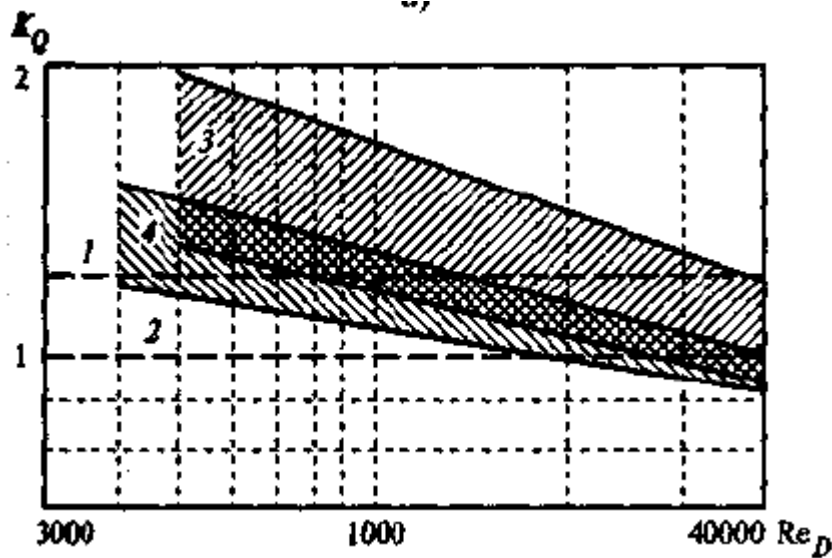


Figure G4: layout energy efficiency KQ (1 — staggered, $a/b = 2/1, 1$; 2 — in-line, $a/b = 2/1, 1$; 3 — confuser-diffuser and tortuous, $\Delta = 1,5R$; 4 — $\Delta = 0,5R$ and $\Delta = 1R$)

Further studies demonstrated a possibility to improve the energy efficiency of confuser-diffuser bundles from the paired tubes by moving the even longitudinal rows of tubes towards the heat carrier flow (Fig. G5). In this case an intermediate assembly with the improved energy efficiency, compared to the others, was revealed.

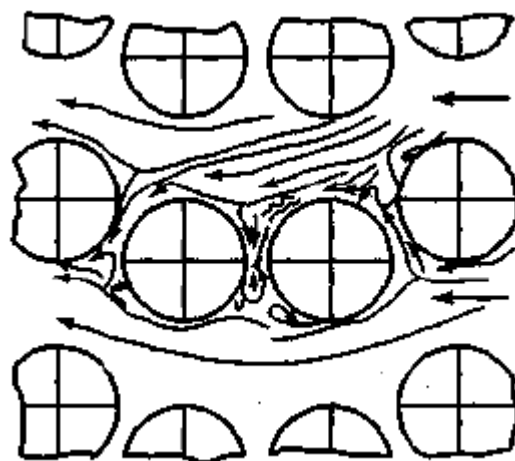


Figure G5: diagram of the flow in inter-tube channels of tortuous bundle

Consideration of local characteristics on a surface of the flowed cylinder, located in the tube bundle, allows to mark the areas with confuser and diffuser flow nature (front and back areas). This flow pattern, characteristic to interaction between the individual cylinders, has a scale that matches the cylinder diameter. In this case, the cylinders, located in series with local confusers and diffusers, can be combined by the middle flow of diffuser or confuser type. The layout of tube rows under the same principle allow to apply a positive large pressure gradient to local gradients, flowing around individual cylinders. As it is known, for diffuser-type flow, an intensity of turbulence increases. In confuser-type flow, on the contrary (negative pressure gradient) turbulence and disturbances are suppressed. Articulation of diffusers and confusers into the serial channels can improve heat exchange characteristics of the whole tube bundle.

Further development of tube bundles were conducted on this basis, i.e. under a model of flow and heat exchange in adjacent channels with standing vortices and large-scale positive-pressure gradient.

Studies of local heat and aerodynamic characteristics of in-line and diffuser smooth tube bundles (Fig. G6) with positive-pressure gradient were performed on a model of six-rowed smooth tube bundle. Relative transverse a (at the inlet) and longitudinal b tube pitches of diffusion bundles made, respectively, $a/b = 1,065/1,065$. Configuration of such a bundle can be obtained by rotating the longitudinal rows of tubes around the axis of the first row at a certain angle. However, centers of tubes of the first row can be arranged in a straight line (in-line type) or displaced (staggered type). Local research program corresponded to the program for the paired tube bundles. Fig. G6 demonstrates results of the averaged characteristics of heat irradiation and aerodynamic resistance, which shows that aerodynamic resistance is significantly less (for the paired bundle of tubes up to 5 times) than for the usual line bundle. In this case, heat irradiation is reduced insignificantly (up to 25%). Energy efficiency evaluation of the method [26] at —Other things being equal" provides a significant power reduction for pumping the heat carrier (70%).

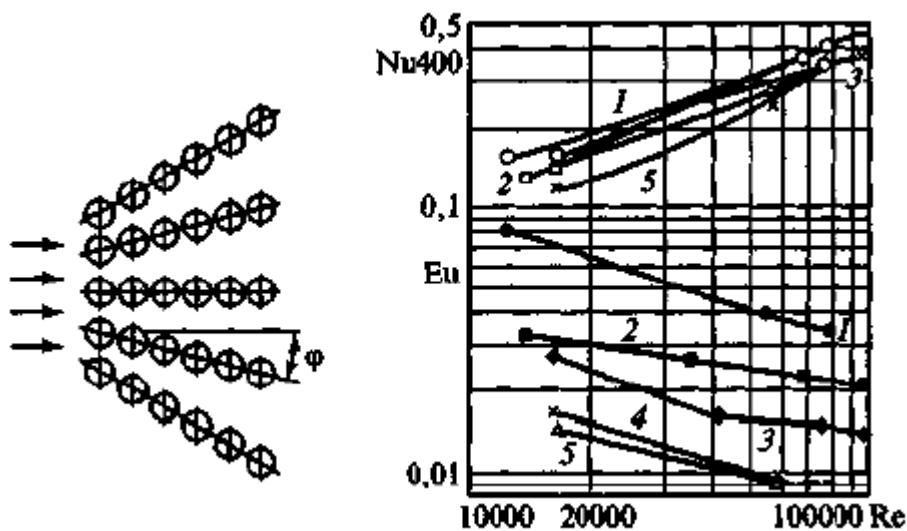


Figure G6: In-line and diffuser smooth tube bundle: a — bundle configuration; δ — heat irradiation and aerodynamic resistance: 1 — $\phi = 0$ (in-line bundle); 2 — $\phi = 0,5^\circ$; 3 — $\phi = 1^\circ$; 4 — $\phi = 5^\circ$; 5 — $\phi = 10^\circ$

Further studies were carried out on the staggered-diffuser and staggered-confuser bundles of cross-finned tubes. In Fig. G7 a diagram of design of the developed bundles is shown. In process of experiments the reduced heat irradiation by the local thermal modeling method with security heaters was measured. The data obtained on the average heat irradiation and aerodynamic resistance was evaluated by the method of energy efficiency [26, 27] at —other things being equal.

For the confused bundle of finned tubes the gained results indicate that heat irradiation rate is much lower than that of the diffuser one. In this case, the aerodynamic resistance is reduced to the same extent as in the diffuser bundle.

It is natural to assume that, since for the confuser bundle less heat irradiation is characteristic, therefore, turbulence suppression due to negative gradient pressure of the mean flow occurs. Since air resistance is reduced to the same degree, we can conclude that there's no large-scale turbulence in bundles of the considered types. Analysis of energy efficiency of confuser layouts showed an ineffectiveness of flow arrangement of the confuser type.

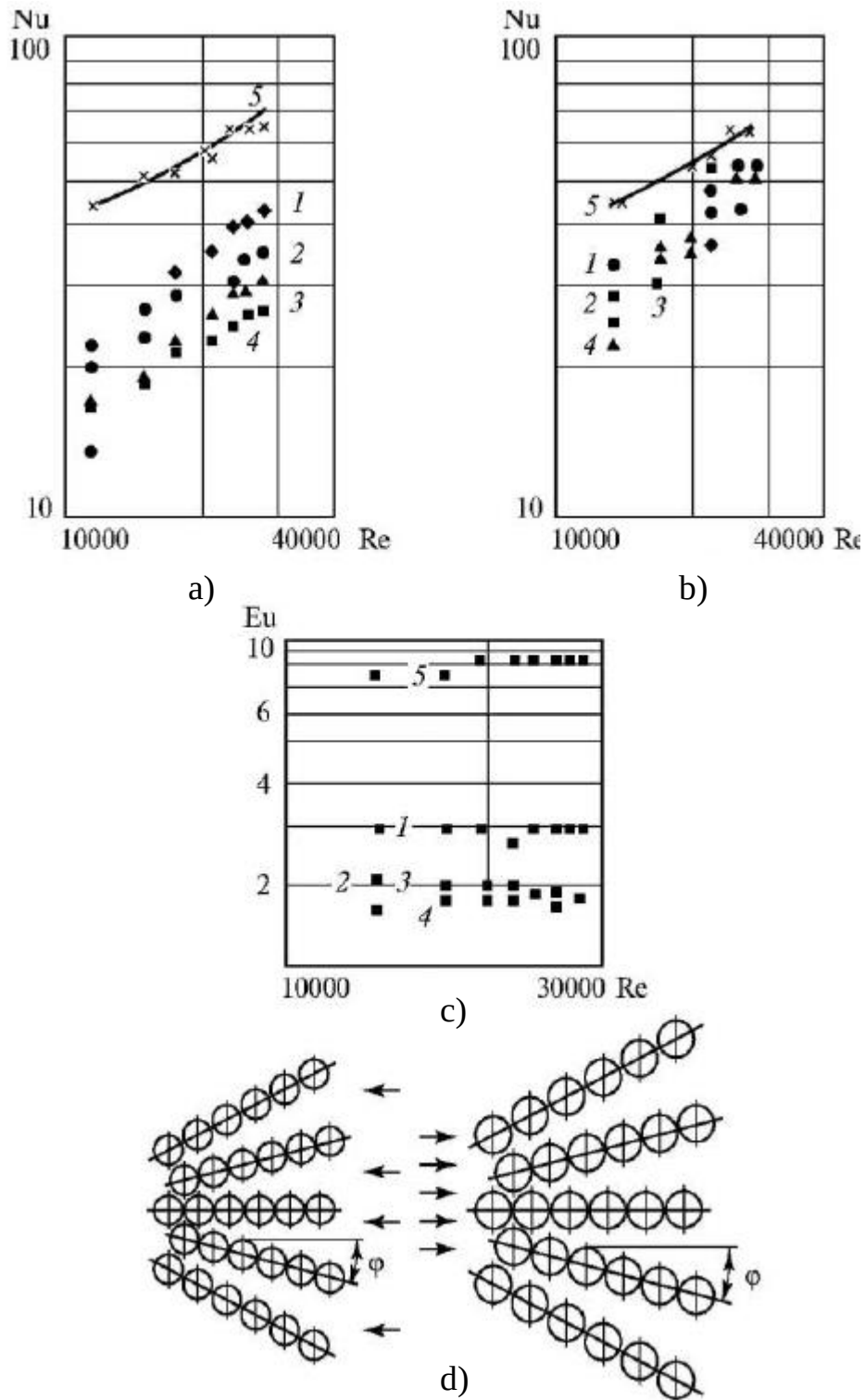


Figure G7: Heat and aerodynamic characteristics of bundles of the finned tubes: a — reduced heat irradiation of the staggered-diffuser bundle; b — reduced heat irradiation of the staggered-diffuser bundle; c — aerodynamic resistance; d — layout diagram; 1— $\phi = 5^\circ$; 2— $\phi = 10^\circ$; 3— $\phi = 15^\circ$; 4— $\phi = 20^\circ$; 5 — $\phi = 0$

Thus, synthesis of tube bundles with the increased energy efficiency both of smooth tube and finned ones can be made, forming flat inter-tube channels with the bounding surfaces of tube groups.

Conclusion

Worked out principles of arrangement of tube bundles allow to improve gas-liquid and air-cooled designs, as well as their technical and economic indicators.