

На правах рукописи



Юркина Мария Юрьевна

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ
АППАРАТОВ ВОДЯНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ
ПОВЫШЕНИЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ**

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



10 ДЕК 2009

Москва, 2009

Работа выполнена на кафедре Тепломассообменных процессов и установок Московского энергетического института (технического университета)

Научный руководитель

Кандидат технических наук, профессор
Ефимов Андрей Львович

Официальные оппоненты

Доктор технических наук, профессор
Щеренко Александр Павлович

Кандидат технических наук, доцент
Яворовский Юрий Викторович

Ведущая организация

Московский государственный университет
путей сообщения (МИИТ)

Защита диссертации состоится «24» декабря 2009 г. в 15 часов 30 минут в аудитории Г 406 на заседании диссертационного совета Д 212.157.10 при Московском энергетическом институте (техническом университете) по адресу 111250, Москва, ул. Красноказарменная, дом 17.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 111250, Москва, ул. Красноказарменная, д. 14, Ученый совет МЭИ (ТУ).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского энергетического института (технического университета)

Автореферат разослан «23» ноября 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного
совета Д 212.157.10
д.т.н., доц.



Попов С.К.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

В последние годы в России проводится замена устаревшего тепломеханического оборудования в тепловых пунктах систем теплоснабжения. Используемые ранее кожухотрубные водоподогреватели (КТГО) заменяют пластинчатыми теплообменниками (ПТО), поверхности теплообмена которых набирают из гофрированных пластин. Причем заменяют кожухотрубные аппараты преимущественно на ПТО разборного типа (РПТО). Пластинчатые теплообменные аппараты отличаются более высокими, чем кожухотрубные (КТГО) с гладкостенными трубками, коэффициентами теплопередачи и соответственно меньшими габаритными размерами. Достоинством РПТО является также удобство монтажа, разборки и чистки греющих поверхностей и, как следствие, – меньшие (до 30 %) эксплуатационные затраты. Для изготовления теплопередающих пластин используют нержавеющие стали, более стойкие, чем лагунь, из которой изготавливают трубчатые поверхности нагрева КТГО, что ведет к увеличению срока службы теплообменников. В ПТО, кроме того, медленней образуются отложения на поверхности теплообмена. Однако недостатками применяемых в настоящее время пластинчатых теплообменников являются повышенные гидравлические сопротивления каналов, образованных гофрированными пластинами. Поэтому при их расчете и подборе скорость воды не рекомендуется принимать выше 0,4 м/с (в кожухотрубных – до 1,5 м/с), что ограничивает возможность интенсификации теплообмена увеличением скорости теплоносителя. Еще одним недостатком ПТО является то, что изменение площади поверхности теплообмена увеличением или уменьшением количества пластин ведет неизбежно к изменению проходных сечений каналов обоих теплоносителей, что создает определенные трудности его расчета и подбора. Тогда как в теплообменниках, набираемых из кожухотрубных секций, этого недостатка удается избежать.

Основная трудность расчета, подбора и дальнейшего совершенствования ПТО связана с тем, что их расчет осуществляется по компьютерным программам зарубежных фирм-разработчиков, при написании которых используются не обобщенные, а частные теплогидравлические характеристики (зависимости по теплообмену и сопротивлению), полученные для каждого типоразмера пластин и теплообменников по результатам их натурных испытаний. При этом фирмы-разработчики и изготовители теплообменников не приводят полной информации о геометрии пластин и образованных ими каналов в каталогах, справочных материалах и протоколах-распечатках результатов расчета и подбора ПТО. Указанные обстоятельства затрудняют проверку сделанного выбора наиболее рационального типоразмера водоподогревателей, препятствуют проведению работ по совершенствованию их конструкции.

Альтернативным решением может стать применение кожухотрубных секций с профилированными трубками. Для поверхностей теплообмена, набираемых из профилированных труб, имеется относительно большое количество эмпирических зависимостей по теплообмену и сопротивлению. Но их анализ показал, что при обработке опытных данных некоторые особенности геометрии (в частности форма интенсификатора) не принимались во внимание или учитывались не полностью. Поэтому возникают проблемы при их обобщении. Более того, от заводоизготовителей имеется информация о значительном сокращении срока эксплуатации профилированных труб, изготовленных холодной прокаткой, по сравнению с гладкими.

Получение обобщенных теплогидравлических характеристик ПТО и профилированных труб представляется весьма актуальной и полезной с научной и практической точек зрения задачей. Это позволит сделать более универсальными методы их расчета, глубже изучить механизм интенсификации теплообмена в профилированных трубах и каналах, более обоснованно выбирать эффективные поверхности теплообмена и теплообменные аппараты.

Объект исследования: Разборные пластинчатые теплообменные аппараты, кожухотрубные теплообменные аппараты с профилированными трубками.

Целью работы является разработка рекомендаций по совершенствованию ПТО путем повышения показателей энергетической эффективности на основе результатов расчетного, численного и экспериментального исследований теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах с профилированными стенками.

Задачи работы:

- численное исследование процессов теплообмена и сопротивления в трубах с кольцевой поперечной накаткой;
- получение обобщенных теплогидравлических характеристик для РПТО;
- экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик перспективных поверхностей нагрева для РПТО;
- сравнение показателей энергетической эффективности современных пластинчатых и трубчатых теплообменников и теплообменников с перспективными поверхностями нагрева;
- формулирование рекомендаций по внедрению перспективных поверхностей нагрева;
- оценка ресурсо- и энергосбережения при использовании ПТО с перспективными поверхностями нагрева водяных систем теплоснабжения.

Научная новизна:

1. Впервые получена сводка частных теплогидравлических характеристик РПТО, выпускаемых рядом отечественных и зарубежных производителей.

2. На основе результатов проведенных расчетных исследований получены обобщенные теплогидравлические характеристики для современных РПТО, позволяющие рассчитывать теплообмен в каналах таких аппаратов со среднеквадратичным отклонением $\pm 2,7 - 19,1$ % при максимальном $37,1$ % и сопротивление со среднеквадратичным отклонением $\pm 3,8 - 21$ %, при максимальном $38,2$ %.

3. Уточнен перечень и правила вычисления безразмерных переменных, используемых при получении обобщенных теплогидравлических характеристик РПТО.

4. В процессе обобщения теплогидравлических характеристик РПТО доказана необходимость введения дополнительного фактора, учитывающего влияние неравномерности распределения потоков теплоносителей по ширине и глубине пакета пластин в ПТО.

5. На основе результатов численного исследования с использованием специализированного пакета «Fluent-6.3.26» подтверждено, что формирование течения в трубах с поперечной кольцевой накаткой практически завершается на первых трех периодах их продольного профиля.

6. Получены новые экспериментальные данные по теплообмену и сопротивлению каналов, образованных пластинами с шахматно-расположенными плоскими прерывистыми ребрами.

Практическая ценность:

1. Полученные частные и обобщенные теплогидравлические характеристики позволяют рассчитывать и подбирать РПТО, а также оптимизировать их конструктивные размеры и режимные параметры РПТО, основанные на методах среднего температурного напора и эффективности.

2. Уточненный в работе метод обобщения теплогидравлических характеристик РПТО с использованием безразмерных переменных, может быть использован для получения аналогичных характеристик продукции вновь появляющихся на рынке производителей и поставщиков РПТО.

3. Полученные результаты сравнения энергетических показателей исследованных поверхностей нагрева, а также проведенная оценка энергосбережения, доказывают практическую ценность и перспективность применения в ПТО пластин с шахматно-расположенными плоскими прерывистыми ребрами.

4. Исследования теплообмена и сопротивления в трубах с профилированными стенками с помощью специализированного пакета «Fluent-6.3.26» подтверждают возможность получения надежных данных, не прибегая к более дорогостоящему физическому эксперименту;

5. Результаты научной работы рекомендованы для применения в проектных институтах и организациях при разработке исполнительной документации систем теплоснабжения. Используются при выполнении НИР и НИОКР по разработке эффективных теплообменников с интенсифицированными поверхностями нагрева в соответствии с госконтрактами № 02.516.11.6025 от 26 апреля 2007 и № 02.526.11.6014 от

10.07.2009 с Федеральным агентством по науке и инновациям РФ, а также ИИР по теме «Исследования неизоэнтальпического течения нелинейно-вязкой жидкости в профильно-витых каналах» в рамках тематического плана Рособразования в 2007-2008 гг.

Достоверность

Приведенные в диссертационной работе результаты и выводы базируются на проведенных расчетно-экспериментальных и численных исследованиях, а также на сопоставлении части результатов исследования с имеющимися результатами других авторов.

Автор защищает:

- частные и обобщенные зависимости по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению для ряда современных РПТО;
- проведенные автором результаты экспериментальных исследований РПТО с перспективными поверхностями нагрева;
- результаты численных исследований процессов теплообмена и гидравлического сопротивления в трубах с поперечной кольцевой накаткой;
- результаты сопоставления современных РПТО, КТТО с профилированными трубками и РПТО с шахматно-расположенными плоскими прерывистыми ребрами;
- результаты проведенной оценки ресурсо- и энергосбережения при использовании ПТО с перспективными поверхностями нагрева водяных систем теплоснабжения.

Личное участие

Основные результаты получены лично автором под руководством к.т.н., проф. Ефимова А.Л.

Апробация работы

Основные положения работы, результаты расчетно-экспериментальных и численных исследований докладывались и обсуждались на:

- 11, 12, 13, 14, 15 -ой Международных научно-технических конференциях студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика, Москва 2005, 2006, 2007, 2008, 2009 гг.;
- Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. Вынужденная конвекция однофазной жидкости. М.: МЭИ, 2006.;
- XVI школе-семинаре молодых ученых и аспирантов под руководством академика А.И. Леонтьева: Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках. 20-25 мая 2007 г., г. Санкт-Петербург.
- Четвертой Международной школе-семинаре молодых ученых и специалистов. Энергосбережение. Теория и практика. М.: МЭИ, 20-24 октября 2008 г.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 6 работ.

Объем работы

Диссертация изложена на 179 страницах и состоит из введения, пяти глав, выводов, приложения. Работа содержит 52 рисунков и 28 таблиц, 4 приложения, список использованных источников содержит 95 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы, дается ее общая характеристика, определяются направления исследований, устанавливаются перспективы научного и практического значения решаемой задачи.

В первой главе рассмотрен вопрос о теплогидравлических характеристиках разборных пластинчатых и кожухотрубных теплообменников. Проведен анализ литературных данных и анализ работ по проблеме исследования теплообменников с интенсифицированными поверхностями теплообмена и методов расчета их теплогидравлических характеристик.

Опыт создания и эксплуатации различных тепломассообменных устройств показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) этих устройств в 1,5...2 раза и более по сравнению с аналогичными устройствами, выпускаемыми серийно, при одинаковой тепловой мощности либо мощности на прокачку теплоносителей.

Несмотря на большое количество работ по данной проблеме основным способом получения теплогидравлических характеристик остается физический и теплотехнический эксперимент, как наиболее надежный и достоверный, но требующий значительных затрат сил и времени. Поэтому при проведении расчетов по теплообмену и гидродинамике в каналах сложной геометрии приходится пользоваться эмпирическими зависимостями, полученными для каждого типа поверхности. Кроме того, при использовании указанного подхода специфика геометрии каналов учитывается, как правило, не полностью. Что, в свою очередь, ведет к росту погрешности расчетов выбранного типа теплообменного аппарата. Разработанные к этому времени полуэмпирические методы расчета теплоотдачи и гидродинамического сопротивления базируются преимущественно на аналогии Рейнольдса. Они содержат дополнительную информацию и позволяют определять теплоотдачу по экспериментально найденной величине коэффициента сопротивления канала лишь приближенно.




Таким образом, разработка моделей и методов для расчета эффективных поверхностей и каналов теплообмена является теоретически и практически актуальной задачей. Оценку эффективности ПТО, применяемых в ТП систем водяного теплоснабжения, целесообразно проводить по методу М.В. Кирпичева, модифицировав показатель энергетической эффективности и приведя его к следующему виду: $E = Q / (\Delta t \cdot (N_1 + N_2))$.

В второй главе проводится численное исследование процессов теплообмена и гидродинамики в каналах сложной геометрии. Численные

расчеты процессов гидродинамики и теплообмена на исследуемых поверхностях проведены с помощью программы численного моделирования FLUENT (версия 6.3.26, лицензия MPEIO 0015170FE cd 7241).

При этом проверка достоверности результатов, полученных численным методом с использованием пакета Fluent 6.3.26 на основе их сопоставления с известными и надежными опытными данными В. Нуннера [6, 8] по теплообмену и сопротивлению в трубах с поперечными кольцевыми вставками, выбранных в качестве эталонных, поскольку экспериментальное исследование было проведено в широком диапазоне геометрических и режимных параметров.

Для обеспечения возможности сопоставления результатов численных и экспериментальных исследований модели профилированных труб, для которых были построены расчетные сетки, были выбраны геометрические характеристики труб, представленных в таблице 1.1. Результаты численного исследования представлены на рисунках 1.1...1.2. Таблица 1.1 – Геометрические характеристики труб с внутренней поперечной кольцевой накаткой (экспериментальные данные В. Нуннера).

№ трубы	Обозначение трубы	Форма сечения кольца	n	δ , мм	S , мм	d_s/D , мм	k_F
1	A 20		24	2	2,5	46/49,82	1,09
2	B 80		6	2	4	46/49,95	1,01
3	B 20		24	2	4	46/49,82	1,047
4	C 80		6	2	15	46/49,82	1,006
5	D 20		12	4	8	42/49,5	1,04
6	D 10		24	4	8	42/49,92	1,08
7	D 5		48	4	8	42/47,78	1,06
8	D 2		122	4	8	42/43,85	1,4

n – количество колец в трубе; d_s – внутренний диаметр кольца; k_F – коэффициент увеличения внутренней поверхности трубы; $L = 0,9$ м – общая длина трубы.

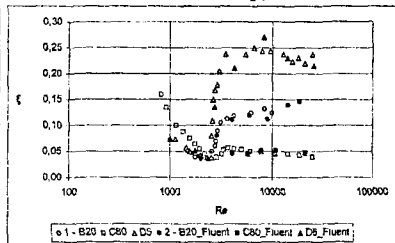
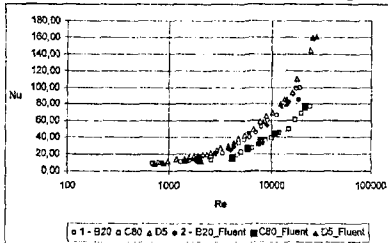


Рисунок 1.1...1.2 – Теплоотдача и гидродинамическое сопротивление труб с поперечными кольцевыми вставками (теплоноситель – воздух):

1 – по опытным данным В. Нуннера; 2 – по результатам численного исследования с использованием Fluent 6.3.26

Полученные результаты свидетельствуют о возможности использования выбранной Стандартной k - ϵ модели для оценки значений

коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при течении в трубах с профилированными стенками.

При сравнении теплообменных аппаратов можно было характеристики кожухотрубчатых теплообменных аппаратов (КТО) рассчитывать тремя способами:

- используя численный метод;
- используя известные эмпирические зависимости по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению для профилированных труб (например, зависимости П.И. Бажана и К.Л. Мунябина);
- используя данные для выпускаемых теплообменников с профилированными трубами.

В работе было решено остановиться на третьем способе, поскольку сравнение теплообменников с перспективными поверхностями нагрева целесообразно проводить с реальными эксплуатирующимися в настоящее время пластинчатыми и кожухотрубными (с профилированными трубками) теплообменными аппаратами.

В третьей главе проводится обобщение результатов расчета РПТО, полученных с использованием программ фирм-разработчиков теплообменников.

Трудность выбора безразмерных геометрических переменных, необходимых при обобщении данных, получаемых для современных теплообменников, представленных на российском рынке, осложнена отсутствием в доступных для пользователя материалах фирм-производителей полных сведений по геометрии поверхностей ПТО и, прежде всего, пластин. В результате по данным, получаемым на основе программ расчета и подбора РПТО, основанных на частных характеристиках по теплообмену и гидравлическому сопротивлению, удается сформировать следующий набор геометрических переменных (таблица 1.2). Общий вид теплопередающей РПТО и пластины представлен на рисунке 1.3.

Для расчета теплообмена в каналах РПТО за основу выбрана модель прерывистого ламинарного подслоя. В результате для расчета теплообмена использована зависимость вида:

$$\frac{Nu}{Pr^{0,4}} = A Re^n \prod_{i=0}^{i=n} X_i^{n_i}, \quad (1.1)$$

Вместо степенного полинома для расчета гидродинамического сопротивления, как было сделано в работе О.К. Бережной, решено взять за основу формулу Альтшуля для шероховатых труб, модифицированную и приведенную к виду

$$\lambda = C \left(\frac{68}{Re} + \frac{1}{Re} e^{\sum_{i=1}^n X_i^n} + DX \right)^{0,23} \quad (1.2)$$

$$\xi = C \left(\frac{68}{Re} + \frac{1}{Re} e^{\sum_{i=1}^n X_i^{n_i}} + DX \right)^{0,21} \quad (1.3)$$

$$\xi = BRe^n \prod_{i=0}^{m} X_i^m \quad (1.4)$$

$$\xi = BRe^n Re_2^m \quad (1.5)$$

Таблица 1.2 – Безразмерные геометрические переменные

Наименование величины	Формула	Примечание
Относительная длина канала	$X_1 = L / d = 2 \cdot F_0 / f_0$	L – развернутая длина рабочей части пластины; d – гидравлический диаметр канала; F_0 – поверхность теплообмена одного канала, образованного двумя пластинами; f_0 – его проходное сечение
Степень кривизны стенок канала	$X_2 = d_{гг} / d = L_{гг} / L$	$d_{гг} = 2 f_0 / (D + d_g)$ – гидравлический диаметр канала с плоскими стенками; D – межосевое расстояние штуцеров для греющего и нагреваемого теплоносителей; d_g – диаметр условного прохода штуцеров; $L_{гг}$ – длина рабочей части гладкостенного канала
Степень кривизны стенок канала (двумерная)	$X_3 = L / (B + d_g)$	B – межосевое расстояние штуцеров для входа и выхода теплоносителей
Степень кривизны стенок канала	$X_4 = F_0 / [(B + d_g)(D + d_g)]$	
Учитывает кривизну стенок	$X_5 = l / l_0$	При $l \rightarrow l_0$ $X_5 = 0$ – гладкая труба
Степень расширения-сжатия потока при входе в канал из коллектора и при выходе из канала в коллектор	$X_6 = d_g / (D + d_g)$	–
Учитывает влияние продольной (по глубине потока пластин) и поперечной (по его ширине) неравномерности распределения потоков теплоносителей	X_0	Численное значение, X_0 , подбирается в процессе обобщения данных так, чтобы минимизировать среднеквадратическое отклонение экспериментальных значений ξ от аппроксимирующей кривой.

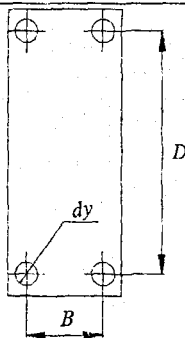


Рисунок 1.3 – Общий вид теплопередающей пластины

В данной работе в качестве исследуемых РПТО были выбраны теплообменники следующих фирм-производителей: «Машимпекс», «Ридан», «Zondex», «Funke-Rus». Результаты обобщения данных представлены на рисунках 1.4... 1.17

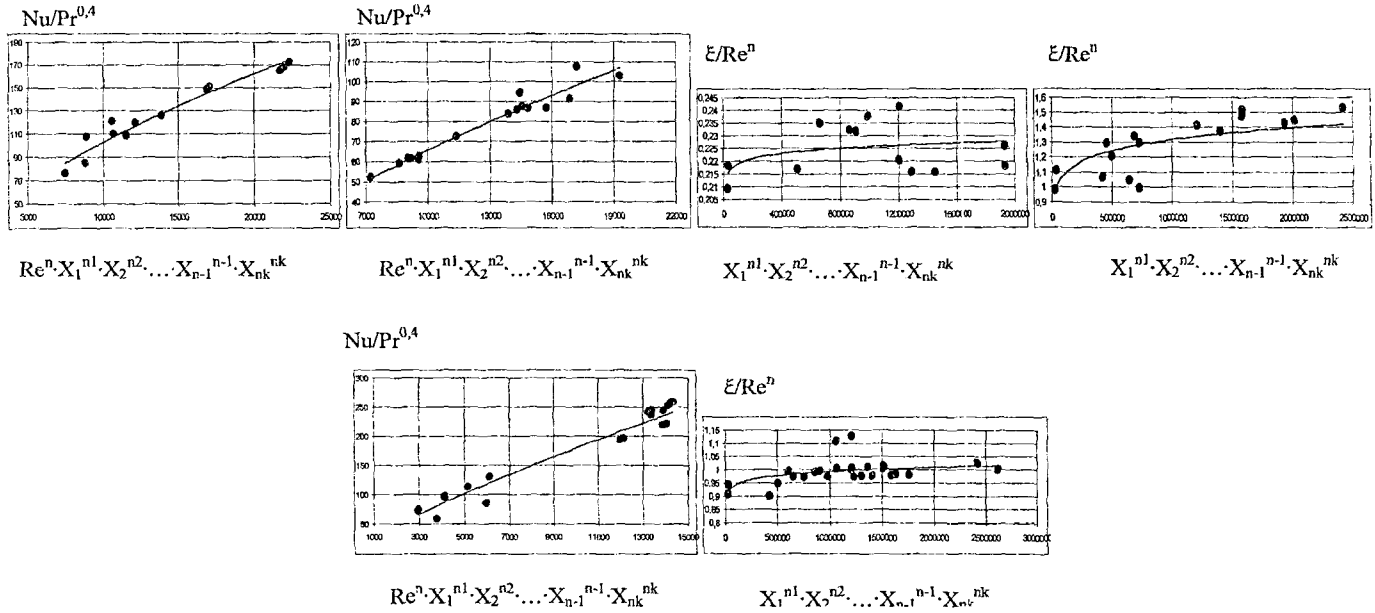
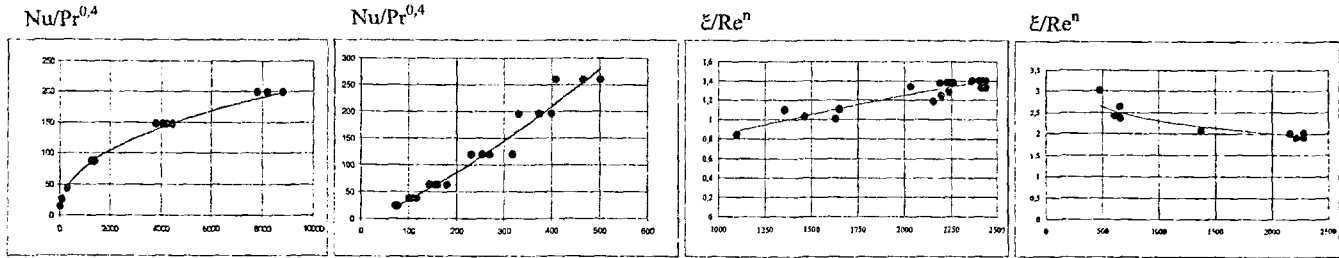


Рисунок 1.4...1.9 – Зависимости по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению для ПТО фирмы «Ридан» (тип пластин: ТМ, ТК, ТЛ)



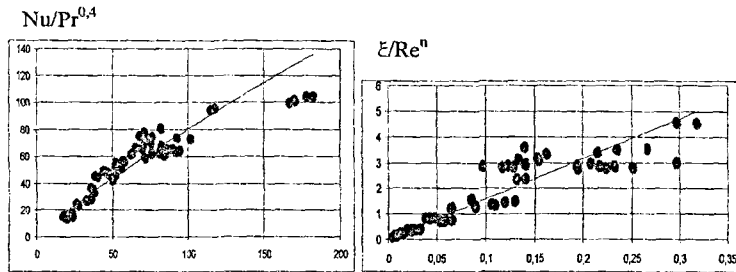
$$Re^n \cdot X_1^{n1} \cdot X_2^{n2} \dots X_{n-1}^{n-1} \cdot X_{nk}^{nk}$$

$$Re^n \cdot X_1^{n1} \cdot X_2^{n2} \dots X_{n-1}^{n-1} \cdot X_{nk}^{nk}$$

$$X_1^{n1} \cdot X_2^{n2} \dots X_{n-1}^{n-1} \cdot X_{nk}^{nk}$$

$$X_1^{n1} \cdot X_2^{n2} \dots X_{n-1}^{n-1} \cdot X_{nk}^{nk}$$

Рисунок 1.10...1.15 – Зависимости по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению для ПТО фирмы «Машинпеко» (тип пластин: NT, VT)



$$Re^n \cdot X_1^{n1} \cdot X_2^{n2} \dots X_{n-1}^{n-1} \cdot X_{nk}^{nk}$$

$$X_1^{n1} \cdot X_2^{n2} \dots X_{n-1}^{n-1} \cdot X_{nk}^{nk}$$

Рисунок 1.16...1.17 – Зависимости по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению для ПТО фирмы «Funke-RUS»

В четвертой главе проводится экспериментальное исследование опытных образцов энергоэффективных поверхностей теплообмена.

Экспериментальная установка (рисунок 1.18) состоит из рабочего участка, включенного в два гидравлических контура в которых обеспечивается циркуляция теплоносителей, а также четырех измерительных блоков, установленных на входе и выходе каждого из контуров. Испытания поверхностей проводились методом теплообменника, включенного по противоточной схеме.

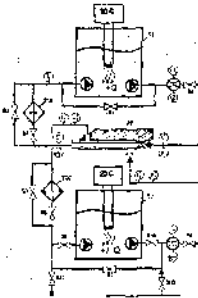


Рисунок 1.18 – Схема экспериментальной установки

з.	Обозначение	Наименование	Кол-во
1	РУ	Рабочий участок	1
2	T1, T2	Термостаты	2
3	ГО1, ГО2	Вспомогательные теплообменники	2
4	B1...B12	Вентили	12
5		Датчик температуры	6
6		Датчик давления	4
7		Расходомер	2
8		Теплосчетчик	2

Для получения информации, необходимой для выбора оптимальной формы профилей пластин (рисунок 1.19) было проведено экспериментальное исследование плоских каналов с гладкими пластинами, а также с пластинами, имеющими шахматно-расположенное прерывистое плоское оребрение. Размеры каналов и ребер выбирались так, чтобы получаемые теплогидравлические характеристики испытанных образцов поверхностей теплообмена были близки к теплогидравлическим характеристикам используемых на практике пластинчатых теплообменников.

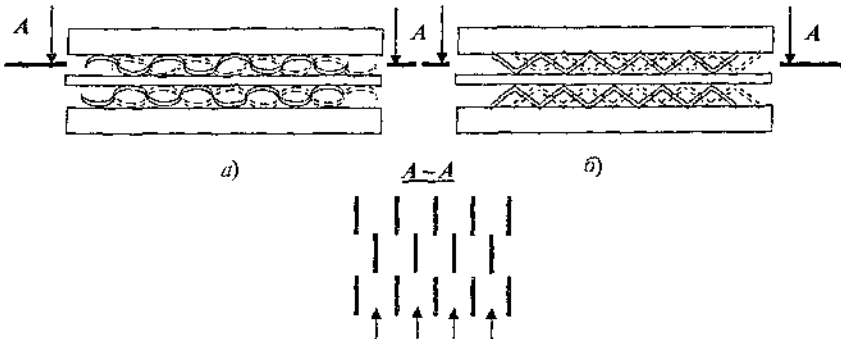


Рисунок 1.19 – Варианты конструкции оребряющих вставок:
а) волнистая; б) ломаная

Результаты экспериментальных исследований по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению представлены в таблицах 1.3...1.6.

Таблица 1.3 – Результаты эксперимента теплообменника с плоским прерывистым шахматным оребрением

№ п/п	$t_{\text{вх}}^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{вых}}^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{ср}}^{\circ}\text{C}$	H , м вод. ст.	G , кг/с	Δp , Па	w , м/с	Re	Re_k	$\Sigma \xi_k$	ξ	Q , Вт	N	k/k_0	δk , %
1.1	50,0	43,8	46,9	0,0088	0,02	87	0,086	561	3095	15,4	0,29				
1.2	11,4	16,35	13,9	0,023	0,021	220	0,100	326	1799	31,2	0,43	486	33,62	1894/1859	+ 1,87
2.1	51,0	47,4	49,2	0,025	0,039	243	0,169	1149	6334	12,2	0,18				
2.2	11,3	17,3	14,3	0,022	0,022	215	0,096	316	1742	33,9	0,44	564	34,89	2080/2061	+ 0,90
3.1	51,2	48,7	49,9	0,041	0,054	404	0,236	1627	8972	10,8	0,14				
3.2	11,5	17,7	14,6	0,022	0,022	215	0,093	309	1703	36,6	0,45	556	35,32	2059/2420	- 14,93
4.1	51,4	49,4	50,4	0,066	0,074	649	0,322	2236	12330	9,5	0,11				
4.2	11,7	18,2	14,9	0,020	0,022	196	0,096	321	1771	29,8	0,44	611	35,40	2219/2557	- 13,19
5.1	51,1	48,3	49,7	0,064	0,072	623	0,311	2150	11860	9,6	0,11				
5.2	11,1	14,85	12,9	0,049	0,051	480	0,219	697	3841	12,7	0,25	805	36,72	2821/3081	- 8,43
6.1	51,3	46,8	49,1	0,025	0,039	243	0,169	1146	6317	12,2	0,18				
6.2	10,9	14,1	12,5	0,048	0,053	470	0,225	706	3892	11,3	0,25	705	36,55	2483/2412	+ 2,94
7.1	51,2	44,4	47,8	0,012	0,024	117	0,104	693	3824	14,4	0,25				
7.2	11,0	14,0	12,5	0,047	0,052	455	0,222	697	3842	11,2	0,25	652	36,27	2381/2202	+ 8,12
8.1	50,9	40,2	45,6	0,005	0,013	48	0,059	374	2063	17,3	0,29				
8.2	10,9	13,5	12,2	0,047	0,053	460	0,225	700	3861	10,9	0,25	573	33,19	2222/1963	+ 13,18
9.1	50,6	39,0	44,8	0,005	0,013	46	0,057	360	1986	17,3	0,40				
9.2	10,3	11,8	11,1	0,137	0,097	1336	0,415	1254	6915	10,7	0,17	611	33,50	2347/2116	+ 10,88
10.1	50,3	44,0	47,2	0,016	0,029	155	0,126	827	4559	13,5	0,29				
10.2	10,45	12,3	11,4	0,137	0,094	1336	0,401	1221	6736	11,7	0,17	727	35,73	2619/2500	+ 4,80
11.1	51,0	44,4	47,7	0,015	0,028	147	0,121	806	4445	13,7	0,19				
11.2	10,7	12,95	11,8	0,098	0,078	955	0,332	1024	5649	11,7	0,19	733	35,83	2632/2415	- 8,96
12.1	49,6	43,5	46,6	0,018	0,025	176	0,107	697	3845	23,8	0,25				
12.2	8,6	13,8	11,2	0,017	0,028	165	0,122	369	2037	10,8	0,29	621	35,35	2261/1986	+ 13,80
13.1	49,4	44,5	46,9	0,022	0,030	215	0,129	843	4648	20,0	0,22				
13.2	8,7	14,1	11,4	0,015	0,027	149	0,115	349	1927	10,8	0,41	607	35,59	2195/2020	+ 8,66
14.1	49,6	45,0	47,3	0,020	0,036	196	0,157	1036	5715	10,6	0,19				
14.2	8,7	14,1	11,4	0,017	0,028	165	0,122	371	2048	10,8	0,39	645	35,89	2312/2118	+ 9,16
15.1	51,5	47,5	49,5	0,029	0,041	284	0,179	1223	6743	13,2	0,17				
15.2	9,2	14,9	12,1	0,018	0,028	159	0,119	369	2035	10,9	0,39	664	37,44	2284/3150	- 27,49
16.1	52,9	48,6	50,8	0,025	0,040	245	0,174	1219	6720	11,5	0,17				
16.2	8,9	15,1	12,0	0,015	0,026	146	0,113	351	1934	10,9	0,41	688	38,74	2286/2132	+ 7,22
17.1	51,6	47,2	49,4	0,025	0,041	245	0,179	1221	6731	10,7	0,17				
17.2	8,1	10,9	9,5	0,061	0,062	599	0,265	767	4231	10,2	0,24	728	39,89	2350/2492	- 5,70
18.1	54,8	49,4	52,1	0,019	0,034	189	0,150	1072	5912	11,7	0,19				
18.2	8,0	11,4	9,7	0,047	0,053	462	0,226	659	3634	10,4	0,26	755	42,39	2293/2360	- 2,84
19.1	53,0	49,0	51,0	0,020	0,034	196	0,150	1053	5808	12,2	0,19				
19.2	7,8	9,6	8,7	0,085	0,075	830	0,322	913	5033	9,9	0,21	570	42,29	2356/2623	- 10,18

Таблица 1.4 – Результаты эксперимента теплообменника с треугольным шахматным оребрением

№ п/п	$t_{\text{вх1}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вх2}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ср2}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ср12}}, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	G1, кг/с	w1, м/с	Re1	$\Delta P1, \text{Па}$	G2, кг/с	w2, м/с	Re2	$\Delta P2, \text{Па}$	Q, Вт	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$K, \text{Вт/м}^2\text{К}$	Ka	$\delta k, \%$
1	52,1	49,8	17,9	20,5	50,97	19,17	0,07	0,34	2103	1080	0,07	0,31	1011	491	732,73	31,79	2445	2439	0,24
2	52,2	49,7	17,8	19,9	50,94	18,88	0,07	0,34	2110	1129	0,09	0,40	1306	609	771,86	32,06	2554	2533	0,83
3	52,2	50,0	17,9	20,7	51,10	19,30	0,07	0,34	2108	1129	0,06	0,26	858	294	689,04	31,80	2299	2384	-3,55
4	52,1	50,1	17,8	21,3	51,11	19,51	0,07	0,34	2101	1129	0,04	0,20	655	245	642,29	31,60	2157	2282	-5,48
5	51,8	49,3	17,7	20,9	50,56	19,30	0,06	0,26	1612	844	0,05	0,21	684	245	612,61	31,26	2079	2143	-2,96
6	52,1	48,8	17,9	20,8	50,43	19,37	0,04	0,20	1206	736	0,05	0,21	690	294	559,03	31,06	1910	2029	-5,89
7	52,0	49,0	17,9	20,2	50,54	19,07	0,05	0,24	1481	756	0,07	0,30	990	402	648,46	31,47	2186	2242	-2,46
8	52,2	48,9	18,0	20,0	50,53	18,95	0,05	0,24	1478	785	0,08	0,37	1203	491	683,97	31,57	2299	2314	-0,66
9	51,6	46,4	17,8	19,3	48,98	18,55	0,03	0,12	716	491	0,08	0,38	1233	540	531,32	30,40	1854	1921	-3,49
10	51,8	47,5	18,0	21,9	49,64	19,93	0,03	0,12	722	540	0,03	0,13	448	98	492,45	29,71	1759	1698	3,57

Примечание:

L	B	h	$\delta_{\text{ср}}$	$\lambda_{\text{ср}}$	L _{оп}	F _о	F _{оп}	f _{оп}	d
0,145	0,065	0,00375	0,0005	40	0,115	0,00943	0,00748	0,00022	0,00342

«1» соответствует горячей стороне; «2» – холодной стороне.

при $200 < \text{Re1} < \text{Reкр} = 1500$

Расчет ξ_{Σ} и k_i выполнен по формулам Витинга:

$$\alpha := 0.483 \cdot \rho \cdot w \cdot \text{Pr}^{-\frac{2}{3}} \cdot \text{Re}^{-0.536} \left(\frac{L_p}{d}\right)^{-0.162} \left(\frac{h_p}{d}\right)^{-0.184}$$

$$\xi_{\text{оп}} := 4.7.661 \left(\frac{L_p}{d}\right)^{-0.344} \left(\frac{h_p}{b}\right)^{-0.092} \cdot \text{Re}^{-0.712}$$

при $\text{Reкр} \leq \text{Re1} \leq 8000$

$$\alpha_{\text{ср}} := 0.242 \cdot \rho \cdot w \cdot \text{Pr}^{-\frac{2}{3}} \cdot \text{Re}^{-0.368} \left(\frac{L_p}{d}\right)^{-0.322} \left(\frac{\delta_p}{d}\right)^{0.085}$$

$$\xi_{\text{оп}} := 4.1.136 \left(\frac{L_p}{d}\right)^{-0.781} \left(\frac{\delta_p}{b}\right)^{0.534} \cdot \text{Re}^{-0.192}$$

Таблица 1.5 – результаты исследования теплообмена и гидравлического сопротивления на модели канала с одной теплопередающей пластиной и двухсторонним оребрением в виде решеток плоских прерывистых ребер, обрезанных волнистыми вставками

№	$t_{0с}, ^\circ\text{C}$	$t_{11}, ^\circ\text{C}$	$t_{12}, ^\circ\text{C}$	$t_{21}, ^\circ\text{C}$	$t_{22}, ^\circ\text{C}$	$G_1, \text{кг/с}$	$G_2, \text{кг/с}$	$Q_1, \text{кВт}$	$Q_2, \text{кВт}$	$\delta Q, \%$	$w_1, \text{м/с}$	Re_1	Pr_1	$w_2, \text{м/с}$	Re_2	Pr_2
1	20,1	66,3	63,6	12,6	15,9	0,1528	0,1278	1,485	1,518	-2,22	0,6570	4419	2,723	0,5369	1366	8,392
2	20,1	63,8	61	12,5	16,6	0,1528	0,1361	1,54	1,519	1,36	0,6563	4255	2,837	0,5718	1447	8,443
3	20,1	62,3	59,6	12,6	15,4	0,1528	0,1472	1,485	1,484	0,067	0,6558	4163	2,906	0,6185	1563	8,456
4	20,1	60,6	58	12,6	15,1	0,1528	0,1583	1,43	1,425	0,35	0,6553	4059	2,988	0,6651	1674	8,494
5	20,1	59,7	57,2	12,6	14,9	0,1528	0,1681	1,375	1,3915	-1,2	0,6551	4005	3,032	0,7059	1773	8,520
6	20,1	59,5	56,9	12,6	14,8	0,1528	0,1764	1,43	1,397	2,32	0,6550	3989	3,045	0,7409	1858	8,533
7	20,1	59,1	56,5	12,6	14,7	0,1528	0,1847	1,43	1,3965	2,34	0,6549	3964	3,067	0,7759	1943	8,546
8	20,1	58,6	56	12,6	14,6	0,1528	0,1944	1,43	1,4	2,1	0,6547	3933	3,093	0,8167	2043	8,559
9	20,1	58	55,5	12,2	14,1	0,1528	0,2028	1,375	1,387	-0,873	0,6546	3899	3,123	0,8515	2105	8,677
10	20,1	57,4	54,9	12,1	13,9	0,1528	0,2139	1,375	1,386	-0,8	0,6544	3862	3,157	0,8981	2212	8,717

Окончание таблицы 1.5

№	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$	$k_n, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$	$\delta k, \%$	$\Delta P_1, \text{Па}$	$\Delta P_2, \text{Па}$	$\Delta P_{1n}, \text{Па}$	$\Delta P_{2n}, \text{Па}$	$\delta \Delta P_1, \%$	$\delta \Delta P_2, \%$
1	3888,1	4413,2	-11,9	3042,0	2355,1	2725,135	2390	11,63	-1,42
2	4080,0	4469,7	-8,7	3042,0	2600,4	2745,603	2670	10,793	-2,78
3	4104,8	5361,8	-23,4	3042,0	3042,0	2757,606	3140	10,313	-3,10
4	4071,9	5460,6	-25,4	3042,0	3532,6	2771,596	3570	9,76	-1,15
5	4042,9	5547,2	-27,1	3042,0	3827,0	2778,945	3970	9,47	-3,68
6	4077,2	5623,7	-27,5	3042,0	4268,6	2781,125	4330	9,38	-1,42
7	4108,2	5694,6	-27,9	3042,0	4612,0	2784,63	4700	9,24	-1,87
8	4160,9	5772,6	-27,9	3042,0	5102,7	2789,043	5150	9,07	-8,86
9	4132,2	5823,2	-29,0	3042,0	5593,3	2793,937	5560	8,88	6,12
10	4172,4	5900,1	-29,3	3042,0	6084,0	2799,324	6120	8,67	-5,09

Примечание:

$$\xi_M = 88,75 \text{ Re}^{0,266}$$

Таблица 1.6 – результаты исследования теплообмена и гидравлического сопротивления на модели канала с одной теплопередающей пластиной и двухсторонним оребрением в виде решеток плоских прерывистых ребер, образованных ломаными вставками

№	$t_{oc}, ^\circ C$	$t_{11}, ^\circ C$	$t_{12}, ^\circ C$	$t_{21}, ^\circ C$	$t_{22}, ^\circ C$	$G_1, \text{кг/с}$	$G_2, \text{кг/с}$	$Q_1, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$\delta Q, \%$	$w_1, \text{м/с}$	Re_1	Pr_1	$w_2, \text{м/с}$	Re_2	Pr_2
1	18,7	68,2	64,6	11,3	19,9	0,0736	0,0306	1108	1100	0,7	0,4320	2947	2,662	0,1752	458	8,061
2	18,7	69,5	65,4	11,2	19,2	0,0736	0,0363	1262	1284	-1,7	0,4322	2992	2,619	0,2197	569	8,157
3	18,7	69,3	64,8	11,2	18	0,0736	0,0478	1385	1361	1,8	0,4321	2975	2,635	0,2738	698	8,304
4	18,7	69	64,3	11,2	17,3	0,0736	0,0558	1447	1427	1,4	0,4321	2958	2,652	0,3199	809	8,392
5	18,7	66,2	61,4	11	15,9	0,0736	0,0694	1477	1426	3,5	0,4315	2838	2,774	0,3978	985	8,598
6	18,7	65,6	60,7	11	15,5	0,0736	0,0750	1508	1414	6,2	0,4314	2810	2,803	0,4295	1058	8,651
7	18,7	62,4	58,9	10,8	15,1	0,1056	0,0833	1544	1501	2,7	0,6179	3881	2,921	0,4772	1166	8,731
8	18,7	61,1	57,9	11	15,7	0,1056	0,0722	1411	1422	-0,8	0,6175	3813	2,978	0,4136	1022	8,625
9	18,7	61	58	11	16,5	0,1056	0,0583	1323	1344	-1,6	0,6175	3813	2,978	0,3342	834	8,520
10	18,7	61,4	58,5	11	17,4	0,1056	0,0472	1279	1266	1,0	0,6177	3839	2,956	0,2706	683	8,405
11	18,7	61,8	59,1	11	18,7	0,1056	0,0361	1191	1165	2,2	0,6178	3869	2,931	0,2070	531	8,243

Окончание таблицы 1.6.

№	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$	$k_n, \text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$	$\delta k, \%$	$\Delta P_1, \text{Па}$	$\Delta P_2, \text{Па}$	$\Delta P_{1n}, \text{Па}$	$\Delta P_{2n}, \text{Па}$	$\delta \Delta P_1, \%$	$\delta \Delta P_2, \%$
1	2638,5	3462,7	-26,7	1684,3	491,0	1714,0	438,3	-1,73	12,0
2	2879,5	3678,2	-21,7	1684,3	638,3	1708,7	627,9	-1,43	1,71
3	3038,4	3885,5	-21,8	1684,3	981,9	1710,7	992,0	-1,54	-1,02
4	3188,2	4036,3	-21,0	1684,3	1276,5	1712,7	1308,0	-1,66	-2,43
5	3315,4	4232,5	-21,7	1684,3	1816,6	1727,3	1930,1	-2,49	-5,90
6	3318,2	4305,8	-22,9	1684,3	2160,2	1730,8	2213,1	-2,68	-2,41
7	3685,8	4709,8	-21,7	3404,5	2651,2	3294,0	2669,4	3,35	-0,72
8	3608,7	4536,0	-20,4	3404,5	2012,9	3306,0	2069,5	2,98	-2,73
9	3440,9	4293,5	-19,9	3404,5	1374,7	3306,0	1417,0	2,98	-3,02
10	3241,7	4065,5	-20,3	3404,5	932,8	3301,3	973,9	3,12	-4,21
11	2993,4	3788,2	-21,0	3404,5	638,3	3296,1	604,8	3,29	5,50

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Впервые получена сводка частных теплогидравлических характеристик РПТО, выпускаемых рядом отечественных и зарубежных производителей.
2. На основе результатов проведенных расчетных исследований получены обобщенные теплогидравлические характеристики для современных РПТО. Полученные теплогидравлические характеристики позволяют рассчитывать теплообмен в каналах таких аппаратов со среднеквадратичной погрешностью $\pm 2,7 - 19,1 \%$ при максимальном $37,1 \%$ и сопротивление со среднеквадратичной погрешностью $\pm 3,8 - 21\%$, при максимальном $38,2 \%$.
3. На основе результатов численного исследования с использованием специализированного пакета «Fluent-6.3.26» подтверждено, что формирование течения в трубах с поперечной кольцевой и винтовой накаткой практически завершается на первых трех периодах их продольного профиля.
4. Получены новые экспериментальные данные по теплообмену и сопротивлению каналов, образованных пластинами с шахматно-расположенными прерывистыми ребрами (таблицы 1.3...1.6).
5. Уточнен перечень и правила вычисления безразмерных геометрических переменных, используемых при получении обобщенных теплогидравлических характеристик ПТО (таблица 1.2). В процессе обобщения теплогидравлических характеристик ПТО доказана необходимость введения дополнительного фактора, учитывающего влияние неравномерности распределения потоков теплоносителей по ширине и глубине пакета пластин в ПТО, X_0 (эмпирический коэффициент), позволяющий учесть неравномерность распределения потока по глубине и ширине пакета пластин.
6. В результате выполнения обобщения данных для учета влияния геометрии на теплообмен и сопротивление был получен геометрический комплекс в виде $\varepsilon_r = \prod_{i=1}^{i=n} X_i^{k_i, p}$, особенностью которого является то, что показатели степени при каждом X_i , строго говоря, не отражают истинного влияния каждого из этих факторов, являющихся, как правило, взаимозависимыми, на величину Nu или ξ .
7. Проведено и доказано, что для расчета коэффициента теплообмена и гидродинамического сопротивления можно использовать формулы А.Р. Витинга. Среднеквадратичные отклонения экспериментальных значений коэффициентов теплопередачи от рассчитанных с использованием зависимостей от формул составили: для шахматно-расположенных плоских прерывистых ребер – $0,24...27,49 \%$. Причины в отсутствии идеального контакта между основаниями ребер и пластинами и различие условий обтекания ребер потоком теплоносителя в зависимости от формы оребряющих вставок (рисунок 1.19).
8. На основании полученных результатов сравнения теплообменников и оценки энергосбережения в качестве наилучшего выбран вариант 2, для

которого экономия электрической энергии – $\Delta \text{Эг} = 59 \dots 863 \%$, топлива – $\Delta \text{Вг} = 1,65 \text{ кг у.т./год}$ (таблица 1.7).

Список публикаций

1. Юркина М.Ю., Ефимов А.Л. Численное моделирование процессов теплообмена и гидравлического сопротивления при движении вязких и нелинейно-вязких жидкостей в профилированных каналах // Энергосбережение и водоподготовка. 2009. – №2 – с. 72 – 74.
2. M. Yu. Yurkina, E.V. Ovchinnikov, A.L. Efimov., Generalization of the Data on Heat Transfer and Resistance for a flow in Profiled Channels and Plate Heat Exchangers // Heat Transfer Research. 2009. – Vol. 2 – No. 3 – p. 225 – 234.
3. Бережная О.К., Ефимов А.Л., М.Ю. Юркина. Обобщение данных по теплообмену и сопротивлению профилированных каналов теплообменников // Труды Четвертой национальной конференции по теплообмену: В 8 томах. Т.6. Дисперсные потоки и пористые среды. Интенсификация теплообмена. – М.: МЭИ, 2006. – с. 219-222: ил.
4. А.Л. Ефимов, В.О. Данилов, М.Н. Попова, М.Ю. Юркина. Режимы работы и особенности расчета паропровода системы теплоснабжения промышленного предприятия при переменной тепловой нагрузке. // Научная конференция по теплоэнергетике НКТЭ-2006, 4-8 сентября 2006 г. Материалы докладов. под. ред. Ю.Г. Назмеева, В.М. Шлянникова. – Казань: Иссл. Центр пробл. энерг. КазанЦРАН, 2006. – Т.1. – 392 с.
5. А.Л. Ефимов, Е.В. Овчинников, М.Ю. Юркина. Обобщение данных по теплообмену и сопротивлению в профилированных каналах и для пластинчатых теплообменных аппаратов. // Труды XVI школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». 21-25 мая 2007 г., Санкт-Петербург. В 2 томах. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. С. 376-379.
6. А.Л. Ефимов, Е.В. Овчинников, М.Ю. Юркина. Моделирование процессов теплообмена и гидродинамики в профилированных каналах с использованием пакета FLUENT 6.3.26. // Энергосбережение - теория и практика: труды Четвертой международной школы-семинара молодых ученых и специалистов. М.: МЭИ, 2008. – с. 125-127.

Подписано в печать 17.11.09г. Зак. 262 Тир. 100 П.л. 1,25^л
 Полиграфический центр МЭИ(ТУ)
 Красноказарменная ул., д.13