УДК 62-685

# СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ПРОТИВОТОЧНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА, ПОЛУЧЕННЫХ ПО МЕТОДИКЕ КОМПЬЮТЕРНОЙ ГИДРОГАЗОДИНАМИКИ И ПРАКТИЧЕСКОЙ МЕТОДИКЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Жаров А.В., Павлов А.А., Власов В.В., Фавстов В.С., Горшков Р.В.

ФГБОУ ВПО «Ярославский государственный технический университет», Ярославль, e-mail: pavlovaa@list.ru

Тепловой расчет теплообменных аппаратов является основным необходимым элементом процесса проектирования различного энергетического оборудования. Широко применяемые до настоящего времени методики расчета теплообменников базируются целиком на опытных данных и теории подобия в форме критериальных уравнений, обобщающих эти данные. Применение технологии компьютерной гидрогазодинамики применительно к моделированию процессов в теплообменниках, напротив, позволит повысить степень достоверности основных расчетных параметров теплообмена и выбрать рациональные конструкции и режимы эксплуатации теплообменников. В связи с этим целью данной работы является проведение сравнительного анализа результатов расчета теплообменника, полученных с помощью технологии компьютерной гидрогазодинамики и практической методики проектирования теплообменных аппаратов. В результате работы были исследованы гидродинамические и теплообменные процессы, протекающие в полостях теплообменника с применением практической методики проектирования теплообменных аппаратов и технологии компьютерной гидрогазодинамики. Результаты расчетов выявили главным образом преимущества и недостатки обеих методик, а также оценили степень достоверности полученных результатов.

Ключевые слова: теплообменник, компьютерная гидрогазодинамика, теплообмен, теплоноситель, температура, скорость теплоносителя, коэффициенты теплоотдачи

## COMPARATIVE ANALYSIS OF PARAMETERS COUNTERFLOW HEAT EXCHANGER, PREPARED ACCORDING TO METHOD OF COMPUTER FLUID DYNAMICS AND PRACTICAL DESIGN METHOD OF HEAT EXCHANGEAPPARATUS

Zharov A.V., Pavlov A.A., Vlasov V.V., Favstov V.S., Gorshkov R.V.

FGBOU VPO «The Yaroslavl state technical university», Yaroslavl, e-mail: pavlovaa@list.ru

Calculation of heat exchangers is a necessary element in the design of power equipment. The currently used methods of calculation of heat exchangers based on experimental data and theory of similarity in the form of criterial equations, generalizing this data. Application of technology of computer fluid dynamics modelling of processes in heat exchangers will allow to increase the reliability of the basic design parameters of heat exchange. The purpose of this work is to compare the results of calculation of the heat exchanger, using the technologies of the computer fluid dynamics and practical methodology for the design of heat exchangers. Considered hydrodynamic and heat-exchange processes in heat exchangers using the practical methodology for the design of heat exchangers and technology computational fluid dynamics. The results of calculations discovered the advantages and disadvantages of both methods and degree of reliability of the obtained results.

Keywords: heat exchanger, computer fluid dynamics, heat transfer, coolant temperature, coolant velocity, the heat transfer coefficients

Тепловой расчет теплообменных аппаратов (далее теплообменников) является основным необходимым элементом процесса проектирования различного энергетического оборудования. От того, насколько корректно выполнен расчет теплообменного аппарата, будет зависеть рациональность его конструкции и эффективность работы, заключающаяся в обеспечении необходимых конечных параметрах теплоносителей, движущихся в теплопередающих элементах.

Процесс теплообмена в теплообменниках весьма сложен для математического моделирования и расчета. Широко применяемые до настоящего времени методики расчета теплообменников [1, 2, 3, 4] основаны на использовании средних по всему объему параметров: температурного напора, условного среднего коэффициента те-

плоотдачи, эффективной площади контакта теплоносителей и др. Кроме того, данные методики базируются целиком на опытных данных и теории подобия в форме критериальных уравнений, обобщающих эти данные. В этих условиях точность расчета и проектирования теплообменных аппаратов целиком и полностью базируется на производственном опыте создания теплообменников, который является весьма специфическим и для переноса на новые объекты требует экспериментальной проверки.

С активным развитием технологий математического моделирования, в основе которых лежат фундаментальные уравнения гидрогазодинамики [5, 6], стало возможно расчетным путем определять параметры потока различных сред (давления, скорости) с определением характеристик

конвективного теплообмена между твердой поверхностью теплопередающего элемента и текущего теплоносителя. Вышеуказанное математическое моделирование, в основе которого лежат фундаментальные уравнения гидрогазодинамики, осуществляется с применением численных методов и мощных вычислительных средств. В профессиональном сообществе подобные технологии получили название - «компьютерная гидрогазодинамика» (международная аббревиатура CFD). Применение технологии компьютерной гидрогазодинамики для моделирования процессов в теплообменниках позволит повысить степень достоверности основных расчетных параметров теплообмена и выбрать рациональные конструкции и режимы их эксплуатации. Вместе с тем в практике создания теплообменников достаточно редко используются методы их расчета с применением технологии компьютерной гидрогазодинамики. По нашему мнению, отсутствуют работы по критическому сравнению и анализу возможностей технологии компьютерной гидрогазодинамики применительно к расчету теплообменников и широко применяемой в настоящее время практической методики проектирования теплообменных аппаратов. В связи с этим целью данной работы является проведение сравнительного анализа результатов расчета теплообменника, полученных с помощью технологии компьютерной гидрогазодинамики и практической методики проектирования теплообменных аппаратов.

В качестве объекта исследования выбран рекуперативный теплообменник типа «труба в трубе» с противоточной схемой движения теплоносителей, у которого в качестве материала труб используется нержавеющая сталь. Схема рассматриваемого теплообменника с конструктивными размерами представлена на рис. 1. В качестве граничных условий для расчета процессов в теплообменнике двумя вышеуказанными методами заданы физические свойства холодного и горячего теплоносителей, в качестве которых используется вода (холодная и горячая вода соответственно), их массовые расходы, а также их температуры на входе в соответствующие его полости. Граничные условия для расчета теплообменника представлены в табл. 1.

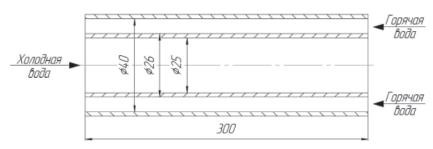


Рис. 1. Расчетная схема теплообменника

Таблица 1 Конструктивные параметры теплообменника и теплофизические параметры теплоносителей

Параметр	Значение
Температура холодной воды на входе, °С	60
Температура горячей воды на входе, °С	90
Расход холодной воды на входе, л/мин	20
Расход горячей воды на входе, л/мин	20
Коэффициент теплопроволности материала труб. Вт/(м·°С)	27

Для исследования процессов в полостях теплообменника методом компьютерной гидрогазодинамики применен программный продукт «Autodesk Simulation CFD». При этом с использованием вышеуказанного инструмента определялись следующие параметры: локальные скорости и давления теплоносителей в теплообменнике; коэффициенты теплоотдачи между поверхностями теплообменника и теплоносителями;

тепловые потоки; температуры теплоносителей и стенок теплообменника. Отметим, что задача по исследованию рабочих процессов в теплообменнике методами компьютерной гидрогазодинамики решалась для установившихся гидродинамических и тепловых процессов без моделирования конвективного теплообмена между наружной поверхностью теплообменника с окружающей средой. Практическая методика

проектирования теплообменных аппаратов также основывается на том, что гидродинамические и тепловые процессы стационарны.

Применение в качестве инструмента расчета теплообменника программного продукта «Autodesk Simulation CFD» определяет набор необходимых операций: создание модели исследуемой области; описания физико-механических свойств материалов; указания граничных условий; разбивки исследуемой области на конечные элементы; опциональной настройки процедуры решения задачи; выполнение процедуры расчета и анализа полученных результатов. Далее рассмотрим некоторые особенности вышеуказанного порядка действий по процедуре исследования. Создание модели исследуемой области подразумевает разработку трехмерной модели теплообменника, которая выполняется с применением соответствующих инструментов моделирования. В итоге перед исследованием согласно рис. 1 создается трехмерная модель теплообменника. Процедуры описания физико-механических свойств материалов являются стандартными функциональными возможностями программного обеспечения и заключаются в выборе из имеющихся баз данных требуемых свойств конкретного материала или формирование их в ручном режиме по имеющимся параметрам применяемого материала. Указанная процедура задания физико-механических свойств выполняется как для материалов, из которых выполнен теплообменник, так и для параметров теплоносителей. Описание граничных условий заключается в указании на входных сечениях трехмерной модели теплообменника таких параметров, как расходы теплоносителей (имеется возможность указать как массовые, так и объемные расходы) и температуры теплоносителей, а на выходных сечениях трехмерной модели теплообменника – перепады давлений. На основании данных по геометрии исследуемой области, свойствам материалов, граничных условий численным методом решается система дифференциальных уравнений [5, 6], состоящая из уравнений движения, неразрывности и энергии (уравнение, учитывающее перенос теплоты путем конвекции и теплопроводностью), дополненное уравнением теплообмена на границе между твердым телом и потоком. В итоге для всей исследуемой области (трехмерной модели теплообменника) определяются скорости и давления теплоносителей, их температуры, а также температуры стенок теплообменника, коэффициенты конвективной теплоотдачи, тепловые потоки.

Практическая методика проектирования теплообменных аппаратов функционально также базируется на решении фундаментальных уравнений гидрогазодинамики и теплообмена, но в отличие от методов компьютерной гидрогазодинамики решение указанных уравнений осуществляется с применением теории подобия с широким использованием опытных данных. В условиях постановки нашей задачи по определению параметров теплообменника (когда неизвестны температуры теплоносителя на выходе из соответствующих полостей) температуры теплоносителей на выходе из его соответствующих полостей определяются по формулам из работы [4]:

$$t_{2}' = t_{1} - \left(t_{1} - t_{1}'\right) \cdot \frac{1 - \exp\left[\left(\frac{1}{G' \cdot c_{p}'} - \frac{1}{G \cdot c_{p}}\right) \cdot k \cdot F\right]}{1 - \frac{G \cdot c_{p}}{G' \cdot c_{p}'} \exp\left[\left(\frac{1}{G' \cdot c_{p}'} - \frac{1}{G \cdot c_{p}}\right) \cdot k \cdot F\right]};$$

$$(1)$$

$$t_{2}' = t_{1} - \left(t_{1} - t_{1}'\right) \cdot \frac{1 - \frac{G \cdot c_{p}}{G' \cdot c_{p}'}}{1 - \frac{G \cdot c_{p}}{G' \cdot c_{p}'} \exp\left[\left(\frac{1}{G' \cdot c_{p}'} - \frac{1}{G \cdot c_{p}}\right) \cdot k \cdot F\right]},$$
(2)

где  $t_1$  – начальная температура горячей воды, °C;  $t_1$  – конечная температура горячей воды, °C;  $t_1'$  – начальная температура холодной воды, °C;  $t_2'$  – конечная температура холодной воды, °C;  $t_2'$  – конечная температура холодной воды, °C;  $t_2'$  – массовый расход горячей

воды, кг/с; G' — массовый расход холодной воды, кг/с;  $c_p$  — удельная теплоемкость горячей воды, Дж/(кг·°С);  $c_p'$  — удельная теплоемкость холодной воды, Дж/(кг·°С); k — коэффициент теплопередачи, E'(м²·°С);

F – площадь теплопередающей поверх- $HOCTИ, M^2$ .

Согласно практической методике проектирования теплообменных аппаратов для определения средних коэффициентов теплоотдачи используются критерии Нуссельта, которые применительно к данной задаче при вынужденном продольном турбулентном течении обоих теплоносителей рассчитываются по эмпирической формуле [3]

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cr}}\right)^{0.25}, \quad (3)$$

где  $\varepsilon_{i}$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние геометрии теплообменника; Re, Pr – критерии Рейнольдса и Прандтля; Pr, Pr<sub>ст</sub> – критерий Прандтля и пристеночный критерий Прандтля соответственно.

Средний по поверхности коэффициент теплоотдачи,  $Bt/(M^2 \cdot {}^{\circ}C)$  [3]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d},\tag{4}$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя,  $BT/(M^{\circ}C)$ ; d – диаметр проходного сечения для теплоносителя, м.

Для достижения поставленной цели работы по сравнительному анализу параметров противоточного теплообменника, полученных методами компьютерной гидрогазодинамики и практической методикой проектирования теплообменных аппаратов, сравниваются соответствующие результаты расчета параметров теплоносителей, а именно температуры теплоносителей на выходе, средние коэффициенты теплоотдачи, средние скорости теплоносителей, гидравлические сопротивления, коэффициенты полезного действия (КПД) и тепловые мощности.

Согласно данным, приведенным в работе [4], гидравлическое сопротивление для гладких труб при вынужденном продольном турбулентном течении обоих теплоносителей составляет, Па:

$$\Delta p = \left[ \psi(\text{Re}) \cdot \frac{L}{d} + 1, 4 \right] \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (5)$$

где  $\psi(Re)$  – коэффициент гидравлического сопротивления; L – длина трубы теплообменника, м;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>; w — средняя скорость теплоносителя, м/с.

КПД теплообменника для обеих используемых методик определяется одинаково [4]:

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_1'}.$$
 (6)  
Тепловая мощность, кВт [4]:

$$Q'_{\text{TEII}} = G' \cdot c'_p \cdot \left(t'_2 - t'_1\right). \tag{7}$$

Результаты расчета параметров теплоносителей противоточного теплообменника сведены в табл. 2.

Таблица 2 Результаты определения параметров теплоносителя противоточного теплообменника

Параметр	Значения, полученные с использованием компьютерной гидрогазодинамики	Значения, полученные с использованием практической методики проектирования теплообменных аппаратов
Температура холодной воды на выходе, °С	61,01	61,06
Температура горячей воды на выходе, °С	88,97	88,95
Средняя скорость холодной воды, м/с	0,774	0,693
Средняя скорость горячей воды, м/с	0,469	0,473
Средний коэффициент теплоотдачи для холодной воды, $Bt/(M^2 \cdot {}^{\circ}C)$	2226,55	4763,93
Средний коэффициент теплоотдачи для горячей воды, $Bt/(M^{2.\circ}C)$	3890,93	3961,49
Гидравлическое сопротивление по тракту холодной воды, Па	387,55	442,41
Гидравлическое сопротивление по тракту горячей воды, Па	281,76	228,88
КПД	0,034	0,035
Тепловая мощность, кВт	1,407	1,477

Результаты проведенных расчетов с использованием двух методик показывают, что для обоих теплоносителей выходные температуры совпадают. Расхождение значений средних коэффициентов тепло-

отдачи для соответствующих теплоносителей можно объяснить приближенными расчетами по эмпирической формуле (3), используемой в практической методике проектирования теплообменных аппаратов, в которую невольно заложены погрешности измерений при экспериментальном исследовании, в то время как с помощью метода компьютерной гидрогазодинамики средний коэффициент теплоотдачи определяется непосредственно на основании вычисляемого теплового потока, площади поверхности теплопередающего элемента и разности средних температур между теплоносителем у стенки и самой стенки. В подтверждение этого был выполнен проверочный расчет выходных температур теплоносителей по формулам (1) и (2) при известных значениях средних коэффициентов

теплоотдачи, полученных с применением технологии компьютерной гидрогазодинамики. По результатам данного проверочного расчета выходные температуры изменились на 0,3 °C, что укладывается в пределы погрешности термометров сопротивления. Сравнение гидравлических сопротивлений также выявило расхождение в полученных результатах из-за возможных неточностей в эмпирической формуле (5). Кроме того, стоит отметить, что технология компьютерной гидрогазодинамики позволяет визуально оценить полученные результаты расчета (рис. 2, 3, 4, 5).

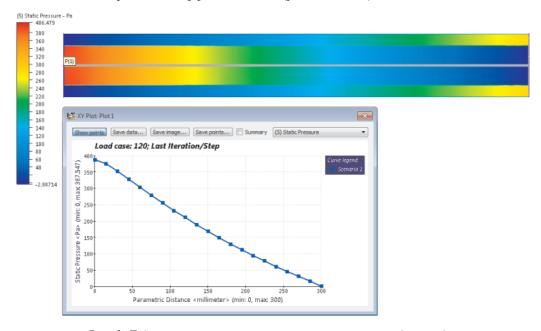


Рис. 2. Гидравлическое сопротивление по тракту холодной воды

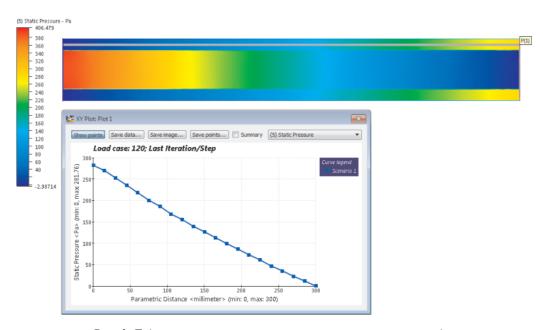


Рис. 3. Гидравлическое сопротивление по тракту горячей воды

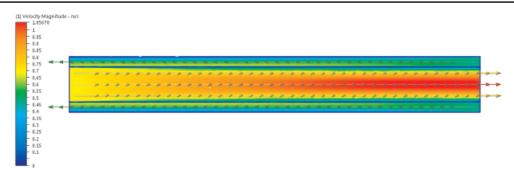


Рис. 4. Картина распределения скоростей потоков теплоносителей

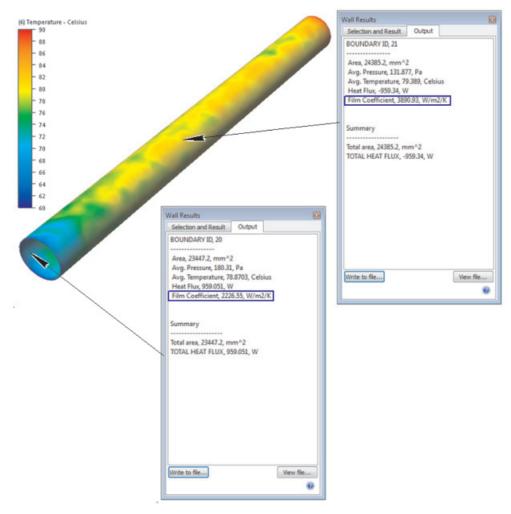


Рис. 5. Картина распределения поля температур по поверхностям теплопередающего элемента теплообменника и рассчитанные значения средних коэффициентов теплоотдачи для обоих теплоносителей

Отметим, что у используемой практической методики проектирования теплообменных аппаратов, описанной в работах [1, 2, 3, 4], есть один существенный недостаток. Он состоит в том, что расчеты основаны на использовании балансовых уравнений по всему теплообменнику, где потоки теплоты определяются по некоторым средним значе-

ниям параметров состояния взаимодействующих теплоносителей. Это приводит к существенным погрешностям расчета, так как разность потенциалов теплообменных процессов существенно меняется по длине процесса, и предсказать заранее характер этих изменений довольно сложно, а иногда и практически невозможно. Но здесь

необходимо отметить также и достоинство практической методики проектирования теплообменных аппаратов, которое состоит в том, что она позволяет без использования мощной вычислительной техники приближенно определять средние коэффициенты теплоотдачи в теплообменниках различной конструкции, а на основании их значений вычислить передаваемые тепловые потоки или, напротив, для заданного передаваемого теплового потока определить необходимую площадь теплообмена.

Методика расчета теплообменных аппаратов с применением технологии компьютерной гидрогазодинамики позволяет уйти от вышеуказанных недостатков, но требует наличия мощной вычислительной техники, позволяя при этом для любой точки исследуемой области определять такие параметры, как скорости и давления теплоносителей в полостях теплопередающих элементов; локальные и средние коэффициенты теплоотдачи с учетом гидродинамических параметров потоков теплоносителей; передаваемые тепловые потоки; температуры стенок теплообменных элементов.

Отметим, что в качестве вышеуказанной исследуемой области теплообменников используются их трехмерные модели, созданные с использованием соответствующих программных средств. В этом случае трехмерные модели учитывают все конструктивные особенности теплопередающих элементов теплообменников.

В результате работы были исследованы гидродинамические и теплообменные процессы, протекающие в полостях теплообменника с применением практической методики проектирования теплообменных аппаратов и технологии компьютерной гидрогазодинамики. Результаты расчетов выявили главным образом преимущества и недостатки обеих методик, а также оценили степень достоверности полученных результатов.

### Список литературы

1. Справочник по теплообменникам. В 2-х т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с., ил.

- 2. Справочник по теплообменникам. В 2-х т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т. 2. 352 с., ил.
- 3. Справочник химика. В 7-ми т. / под ред. Б.П. Никольского. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Химия, 1968. Т. 5. 976 с., ил.
- 4. Хаузен X. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: пер. с нем. М.: Энергоиздат, 1981.-384 с., ил.
- 5. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2-х т.: пер. с англ. М.: Мир, 1991. Т. 1. 504 с., ил.
- 6. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2-х т.: пер. с англ. М.: Мир, 1991. Т. 2. 552 с., ил.

### References

- 1. Spravochnik po teploobmennikam. V 2-kh t. T. 1 (Directory on heat exchangers. In 2 vol. Vol. 1). Per. s angl. pod red. O.G. Martynenko i dr. Moscow: Energoatomizdat, 1987. 560 p.
- 2. Spravochnik po teploobmennikam. V 2-kh t. T. 2 (Directory on heat exchangers. In 2 vol. Vol. 2). Per. s angl. pod red. O.G. Martynenko i dr. Moscow: Energoatomizdat, 1987. 352 p.
- 3. Spravochnik khimika. V 7-mi t. T. 5. 2-e izd., pererab. i dop. (Directory of the chemist. In 7 vol. Vol. 5. The 2nd edition, processed and added). Pod red. B.P. Nikolskogo. Leningrad: Chemistry, 1968. 976 p.
- 4. Khauzen Kh. *Teploperedacha pri protivotoke, pryamotoke i perekrestnom toke. Per. s nem.* (Heat transfer at a countercurrent, a direct flow and cross current. Translation from German). Moscow: Energoizdat, 1981. 384 p.
- 5. Fletcher K. *Vychislitelnyye metody v dinamike zhid-kostey. V 2-kh t. T. I. Per. s angl.* (Computational techniques for fluid dynamics. In 2 vol. Vol. 1. Translation from English). Moscow: World, 1991. 504 p.
- 6. Fletcher K. *Vychislitelnyye metody v dinamike zhid-kostey. V 2-kh t. T. 2. Per. s angl.* (Computational techniques for fluid dynamics. In 2 vol. Vol. 2. Translation from English). Moscow: World, 1991. 552 p.

## Рецензенты:

Мурашов А.А., д.т.н., заведующий кафедрой математических и естественнонаучных дисциплин Московского финансово-юридического университета МФЮА, г. Ярославль;

Епархин О.М., д.т.н., профессор, директор Ярославского филиала ФГБОУ ВПО «Московский государственный университет путей сообщения», г. Ярославль.

Работа поступила в редакцию 16.12.2013.