

УДК 621.565.93/94.001.2:519.87  
ББК 39.455.3-049-02в631

*О. П. Шураев, В. Г. Пискулин*

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

*O. P. Shuraev, V. G. Piskulin*

## MATHEMATICAL MODEL AND DESIGNING OF RECUPERATIVE HEAT EXCHANGERS FOR MARINE POWER INSTALLATIONS

Рассматривается математическая модель рекуперативных теплообменных аппаратов. Накоплен опыт её использования для проектирования широкого ряда кожухотрубных и коробчатых теплообменных аппаратов с различными видами теплоносителей. Модель была адаптирована для расчета теплообменного аппарата с трубами Фильда, что позволило создать компактный и легкий теплообменный модуль. В модели учитывается влияние на теплоотдачу различных способов интенсификации. Учитывается также влияние на теплопередачу загрязняющих отложений на теплообменных поверхностях. Используются особенности программного комплекса Mathcad для решения системы уравнений теплообмена. Модель широко применяется для проектирования и расчета теплообменных аппаратов, в научных исследованиях, а также в учебном процессе.

**Ключевые слова:** рекуперативные теплообменные аппараты, интенсификация теплоотдачи, математическое моделирование, загрязнение теплообменных поверхностей, гидравлическое сопротивление, теплопередача.

A mathematical model of recuperative heat exchangers is considered. The experience of its use for designing a wide range of shell-tube and box heat exchangers with different types of heat transfer fluids is accumulated. The model has been adapted to calculate the heat exchanger with Field's tubes that allowed a creation of a compact and lightweight heat exchanger module. The model considers the impact on heat transfer intensification of different ways. The effect on the heat transfer of polluting sedimentations on the heating surfaces is also considered. The features of Mathcad software package for solving the system of equations of heat transfer are used. The model is widely used for designing and analyzing the heat exchangers in scientific researches, as well as in the educational process.

**Key words:** recuperative heat exchangers, heat transfer intensification, mathematical modeling, contamination of heat transfer surfaces, flow resistance, heat transfer.

В течение последних двадцать лет на отечественных речных и малотоннажных морских судах наблюдается вытеснение теплообменных аппаратов, спроектированных по ГОСТам 60–70-х гг., новыми, порой весьма оригинальными, конструкциями. Наибольшее распространение получили теплообменные аппараты рекуперативного типа, в которых теплота передается от греющего теплоносителя к нагреваемому через разделяющую их стенку. Несмотря на появившиеся в последнее время в составе судовых систем пластинчатые аппараты, всё-таки чаще применяются теплообменные аппараты с трубчатыми теплообменными поверхностями. При этом следует отметить большое разнообразие трубчатых теплообменных элементов: гладкие; с кольцевой или винтовой накаткой; с кольцевым, спирально-непрерывным или продольным оребрением; винтовые трубы овального сечения и пр. Такое разнообразие теплообменных поверхностей вызвано стремлением повысить теплоотдачу при сохранении прежних гидравлических характеристик и минимизировать массогабаритные показатели теплообменного аппарата. Естественно, что размеры и форма теплообменной поверхности существенно влияют на величину коэффициента теплоотдачи. В расчетах это влияние традиционно учитывается выбором так называемых уравнений подобия, которые обычно выводятся в результате анализа экспериментальных данных.

Существуют различные, достаточно многочисленные классификации видов расчетов теплообменных аппаратов [1]. Однако расчёт теплообменного аппарата может быть сведён к двум принципиально отличающимся видам: проектному и поверочному.

Первый вид расчета применяется тогда, когда конструкция теплообменного аппарата еще не определена и выбор каждого конструкционного параметра требует обоснования. Исходными данными для такого расчета являются массовые  $G_1, G_2$  (индекс «1» относится к греющему теплоносителю, индекс «2» – к нагреваемому) или объемные расходы  $Q_1, Q_2$  теплоносителей, входные температуры  $t_{11}, t_{21}$  и выходная температура одного из теплоносителей ( $t_{12}$  или  $t_{22}$ ) или передаваемый тепловой поток  $\Phi$ . Целью такого расчета является определение минимально необходимой площади  $A$  теплообменной поверхности. Отметим, что в случае проектирования кожухотрубного теплообменного аппарата площадь теплообменной поверхности является однозначной функцией длины  $L$  трубного пучка, и это позволяет ее варьировать, не меняя конструкцию остальных элементов теплообменного аппарата.

Поверочный расчет выполняется в том случае, когда конструкция теплообменного аппарата уже известна и требуется определить передаваемый тепловой поток  $\Phi$  и концевые температуры  $t_{12}$  и  $t_{22}$  при заданных расходах теплоносителей и начальных температурах  $t_{11}$  и  $t_{21}$ . Отметим, что поверочный расчет выполняется и после проектного расчета, т. к. полученная площадь  $A$  (длина  $L$ ) обычно округляется в большую сторону – создается инженерный запас, позволяющий снизить влияние неучтенных в расчете факторов на эксплуатационные характеристики теплообменного аппарата.

Гидравлическое совершенство теплообменного аппарата характеризуется величиной суммарного гидравлического сопротивления движению каждого теплоносителя  $\Delta P_1, \Delta P_2$ .

Одним из авторов этой статьи в 1998–2003 гг. была разработана математическая модель теплообменного аппарата, позволяющая выполнить как проектный, так и поверочный расчет [2, 3]. К 2005 г. модель была усовершенствована в части разнообразия компоновочных схем. Стало возможным выполнять расчет не только кожухотрубных аппаратов, но и аппаратов корбчатого типа, прежде всего охладителей наддувочного воздуха. Была расширена номенклатура теплоносителей: в настоящее время доступны вода, воздух, дизельное и тяжелое топливо, моторное масло. В перспективе – описание свойств продуктов сгорания различного состава.

В 2010 г. авторами этой статьи совместно модель была приспособлена для расчета теплообменного аппарата с трубами Фильда, для которых была учтена теплопередача не только по схеме «теплоноситель в межтрубном пространстве – стенка трубы – теплоноситель во внешней трубе», но и по схеме «теплоноситель во внешней трубе – стенка – теплоноситель во внутренней трубе» (рис. 1, а). В результате был спроектирован компактный, легкокосяемый теплообменный модуль (рис. 1, б), который может использоваться как в утилизационных котлах главных и вспомогательных дизелей, так и в качестве охладителей воды внутреннего контура, устанавливаемых в тёплых ящиках ряда вновь строящихся судов.

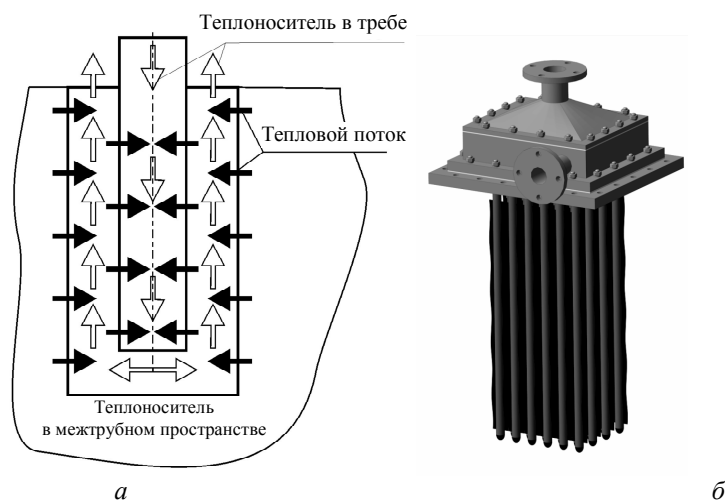


Рис. 1. Теплообмен в трубе Фильда (а) и теплообменный модуль из таких труб (б)

В рассматриваемой математической модели для определения коэффициентов теплоотдачи использованы уравнения подобия, полученные [1, 4, 5] для различных теплообменных поверхностей. Это позволяет рассматривать кожухотрубные и коробчатые аппараты с трубами, имеющими различные интенсификаторы теплоотдачи. Есть также возможность оценить увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению с гладкими трубами. Единственным недостатком такого подхода к построению модели является зависимость точности расчета от точности и достоверности уравнений подобия. Но накопленный опыт использования модели при проектировании позволяет говорить об адекватности результатов расчета действительным показателям теплообменных аппаратов и расчетам теплообмена сеточными методами.

Теория теплообменных аппаратов основывается на совместном анализе двух уравнений – теплопередачи (1) и теплового баланса (2):

$$\Phi = k \cdot A \cdot \Delta t_{cp} , \tag{1}$$

$$\Phi = G_1 \cdot c_{p1} (t_{11} - t_{12}) = G_2 \cdot c_{p2} (t_{21} - t_{22}) , \tag{2}$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_{cp}$  – средний температурный напор, К;  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К).

Указанные уравнения должны быть дополнены уравнением для расчета среднего температурного напора, например, при противотоке:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \left( \frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} \right)} .$$

Заметим также, что тепловой поток находится в зависимости от коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  (см., например, [6]), а коэффициенты теплоотдачи зависят, в том числе, от теплофизических свойств теплоносителей. В свою очередь, свойства теплоносителей выбираются при некоторой определяющей температуре (среднелогарифмической или среднеарифметической), зависящей от конечных температур, и, следовательно, от передаваемого теплового потока. Это означает, что расчёт должен вестись методом последовательных приближений. Однако использование математического пакета Mathcad позволило записать эту цепочку вычислений как систему уравнений в виде вычислительного блока Given...Minerr (рис. 2).

Система уравнений	
Given	
$\Phi = k_1 \cdot A_1 \cdot \Delta t_{cp}$	$t_1 = 0.5 \cdot (t_{11} - t_{12})$
$\Phi = Q_1 \cdot \rho_w (t_1) \cdot c_w (t_1) \cdot (t_{11} - t_{12})$	$t_2 = t_{11} + \frac{t_{22} - t_{21}}{\ln \left( \frac{t_{22} - t_{11}}{t_{21} - t_{11}} \right)}$
$\Phi = Q_2 \cdot \rho (t_2) \cdot c_p (t_2) \cdot (t_{22} - t_{21})$	
$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \left( \frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} \right)}$	
Решение	
$( \Phi )$	
$\Delta t_{cp}$	
$t_{22}$	
$t_{12}$	$:= \text{Minerr} (\Phi, \Delta t_{cp}, t_{22}, t_{12}, t_1, t_2)$
$t_{cp}$	
$( t_2 )$	
Результат	
Передаваемый тепловой поток	$\Phi = 7.9 \text{ kW}$
Температура воды на выходе из подогревателя	$t_{12} = 87.5 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура подогретого топлива	$t_{22} = 80.4 \text{ }^\circ\text{C}$

а



б

Рис. 2. Фрагмент Mathcad-документа с расчетом подогревателя топлива (а) и трехмерная модель его змеевикового теплообменного элемента (б)

Такая запись стала возможной благодаря заданию теплофизических свойств теплоносителей в виде аппроксимационных функций, что позволило полностью отказаться от справочных таблиц и необходимости ручного ввода табличных значений. Это не только повышает быстроту счета, но и исключает появление ошибок, связанных с неправильным прочтением таблиц или вводом этих значений [3].

Математическая модель позволяет также ввести дополнительное термическое сопротивление, вызванное загрязнением теплообменных поверхностей. Оно может быть введено как в виде величины термического сопротивления  $R_3$ , так и в виде отдельных значений толщины и теплопроводности каждого слоя. Наличие такой возможности позволяет оценить предельно допустимые величины отложений, при которых температуры теплоносителей  $t_{21}$  и (или)  $t_{22}$  выходят за эксплуатационные пределы. На рис. 3 построены графики изменения температуры теплоносителей как при нормальной работе теплообменного аппарата, так и при появлении загрязняющего слоя (в данном случае накипи). Так, появление накипи толщиной всего 0,1 мм на трубе диаметром 20 мм снижает коэффициент теплопередачи почти в 2 раза.

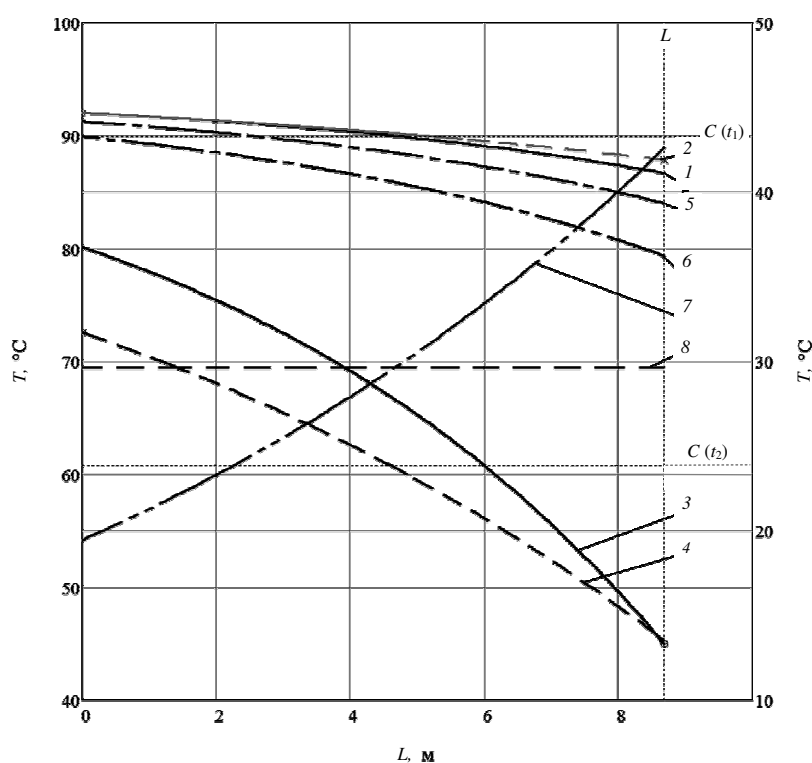


Рис. 3. Изменение значений температуры по длине теплообменного аппарата:

1 – греющий теплоноситель; 2 – греющий теплоноситель при загрязнении поверхности теплообмена; 3 – нагреваемый теплоноситель; 4 – нагреваемый теплоноситель при загрязнении поверхности теплообмена; 5 – поверхность труб со стороны греющего теплоносителя; 6 – поверхность труб со стороны нагреваемого теплоносителя; 7 – действительный температурный напор; 8 – средний температурный напор

В настоящее время математическая модель теплообменного аппарата реализована в виде Mathcad-документа и, с некоторыми ограничениями, в виде ОСХ-компонента. В этом качестве модель применяется в учебном процессе Волжской государственной академии водного транспорта.

Таким образом, создана мощная и в то же время гибкая математическая модель, позволяющая выполнять как проектный, и так поверочный расчеты теплообменного аппарата рекуперативного типа, а также осуществлять имитационное моделирование его работы в различных условиях. Применение описанной модели не ограничивается проектированием и подбором теплообменного оборудования, а распространяется на тренажеростроение и научные исследования (имитационное моделирование) в области режимов работы теплообменных аппаратов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. М.: Машиностроение, 1986. 367 с.
2. Валиулин С. Н. Математическая модель теплообменного аппарата серии ВВПИ / С. Н. Валиулин, О. П. Шураев // Вестн. Волж. гос. акад. водного транспорта. 2003. Вып. 5: Судовая и промышленная энергетика. С. 149–154.
3. Шураев О. П. Математическая модель судовых теплообменных аппаратов и ее применение в имитационном моделировании систем дизеля / О. П. Шураев // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2010. № 1. С. 178–182.
4. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э. К. Калинин, Г. Я. Дрейцер, С. Я. Ярхо. М.: Машиностроение, 1990. 200 с.
5. Данилов Ю. И. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы / Ю. И. Данилов, Б. В. Дзюбенко, Г. А. Дрейцер, Л. А. Ашмантас; под ред. В. М. Иевлева. М.: Машиностроение, 1986. 200 с.
6. Селиверстов В. М. Термодинамика, теплопередача и теплообменные аппараты / В. М. Селиверстов, П. И. Бажан. М.: Транспорт, 1988. 289 с.

REFERENCES

1. Bazhan P. I., Kanevets G. E., Seliverstov V. M. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Reference on heat exchangers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 367 p.
2. Valiulin S. N., Shuraev O. P. *Matematicheskaja model' teploobmennogo apparata serii VVPI* [Mathematical model of heat exchanger of VVPI type]. *Vestnik Volzhskoi gosudarstvennoi akademii vodnogo transporta*, 2003, iss. 5: Sudovaia i promyshlennaia energetika, pp. 149–154.
3. Shuraev O. P. *Matematicheskaja model' sudovykh teploobmennyx apparatov i ee primenenie v imitatsionnom modelirovanii sistem dizelia* [Mathematical model of marine heat exchangers and its use in imitational modeling of the diesel system]. *Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dal'nego Vostoka*, 2010, no. 1, pp. 178–182.
4. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Iarkho S. A. *Intensifikatsiia teploobmena v kanalakh* [Intensification of heat exchange in channels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 200 p.
5. Danilov Iu. I., Dziubenko B. I., Dreitser G. A., Ashmantas L. A. *Teploobmen i gidrodinamika v kanalakh slozhnoi formy* [Heat exchange and hydrodynamics in channels of the complex form]. Pod redaktsiei V. M. Ievleva. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 200 p.
6. Seliverstov V. M., Bazhan P. I. *Termodinamika, teploperedacha i teploobmennye apparaty* [Thermodynamics, heat transfer and heat exchangers]. Moscow, Transport Publ., 1988. 289 p.

Статья поступила в редакцию 11.04.2013

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Шураев Олег Петрович** – Волжская государственная академия водного транспорта, Нижний Новгород; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры «Эксплуатация судовых энергетических установок»; solwrk@inbox.ru.

**Shuraev Oleg Petrovich** – Volga State Academy of Water Transport, Nizhny Novgorod; Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department "Operation of Marine Power Installations"; solwrk@inbox.ru.

**Пискулин Владислав Георгиевич** – Волжская государственная академия водного транспорта, Нижний Новгород; аспирант кафедры «Эксплуатация судовых энергетических установок»; vlad.pvg@gmail.com.

**Piskulin Vladislav Georgievich** – Volga State Academy of Water Transport, Nizhny Novgorod; Postgraduate Student of the Department "Operation of Marine Power Installations"; vlad.pvg@gmail.com.