

Анализ полученных данных показывает, что одну и ту же величину сопротивления растеканию ЗУ подстанции можно обеспечить различными их конструкциями, которые отличаются расходом металла и трудозатрат.

Так, например, чтобы обеспечить величину сопротивления растеканию ЗУ в 2,4 Ом в грунте с эквивалентным удельным сопротивлением $\rho_{\text{э}}=100\text{Ом}\cdot\text{м}$, можно выполнить ЗУ в виде горизонтальной сетки, уложенной на глубине 0,7 м. При этом потребуется суммарная длина горизонтальных полос, которая составит 640 м (рис. 1). Эта же величина сопротивления растеканию ЗУ может быть обеспечена сложной конструкцией, состоящей из горизонтальных и размещенных по периметру вертикальных электродов. При тех же исходных параметрах для выполнения такой конструкции потребуются электроды суммарной длиной 120 м (рис. 2).

Представлена комп'ютерна програма для проектування ефективних теплообмінних апаратів трубчатого та спірального типів. Показана її апробація на прикладі розрахунку різних типів маслоохолоджувача для установки ГТЕ-115

Ключові слова: теплообмінний апарат, трубчатий спіральний, розрахунок тепловий, гідравлічний

Представлена компьютерная программа для проектирования эффективных теплообменных аппаратов трубчатого и спирального типов. Показана ее апробация на примере расчета различных типов маслоохладителей для установки ГТЭ-115

Ключевые слова: теплообменный аппарат, трубчатый, спиральный, расчет тепловой, гидравлический

The software for designing efficient heat exchangers of tubular and spiral types is presented. Shown testing program is performed on different types of oil coolers for the GTE-115

Keywords: heat exchanger, tubular, spiral, calculation of heat, hydraulic

1. Введение

Теплообменные аппараты находят применение во многих отраслях техники: теплоэнергетике, металлургии, химической промышленности и др. Рациональная конструкция теплообменника должна обеспечивать высокую интенсивность теплопередачи, приемлемые поверхность теплообмена, вес и габариты, и в то же

Вывод

Выполненные исследования показали, что нормируемую величину сопротивления ЗУ подстанций следует обеспечивать преимущественно применением вертикальных электродов по его периметру. При этом дополнительные горизонтальные электроды заземляющей сетки подстанции целесообразно применять в количестве, обеспечивающем нормируемую величину напряжения прикосновения.

Литература

1. Правила устройства электроустановок (ПУЭ) [Текст]. – Х.: ИНДУСТРИЯ, 2007. - 416 с.
2. Найфельд М.Р. Заземление, Защитные меры электробезопасности [Текст]. М.: Энергия. - 1971. – 312 с.

УДК 536.2:004.021

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

О.А. Литвиненко

Кандидат технических наук, доцент*
Контактный тел.:(057) 97-24-60, 067-990-58-28
E-mail: dlitv@datasvit.net

Е.Ю. Пономаренко*

*Кафедра турбиностроения
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

время минимальное гидравлическое сопротивление. Для увеличения коэффициента теплопередачи необходимо предусматривать высокие скорости обтекания поверхностей теплообмена. С другой стороны, вместе с ростом скорости повышается гидравлическое сопротивление, которое приводит к увеличению расходов мощности на прокачку теплоносителей. Противоречивость требований к гидравлическим и тепловым

характеристикам теплообменников осложняет их проектирование.

В настоящее время наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменные аппараты. К ним относятся кожухотрубные, спиральные, пластинчатые теплообменники и другие. Известно, что методы расчета теплообменных аппаратов имеют общую основу: совместное решение уравнений теплового баланса (1) и теплопередачи (2), из которых определяется площадь поверхности теплообменника, и, соответственно, его габариты.

$$Q_1 = Q_2 \quad Q_1 = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \quad Q_2 = G_2 c_2 (t'_2 - t''_2) \quad (1)$$

$$Q = kF\Delta\bar{t} \quad (2)$$

Здесь Q_1 и Q_2 – тепловой поток, который отводится от одного теплоносителя, и тепловой поток, который получает второй теплоноситель, Дж/с; G_1 и G_2 – расходы первого и второго теплоносителей, кг/с; c_1 и c_2 – теплоемкости первого и второго теплоносителей, Дж/(кг·К); t'_1 та t''_1 – температуры входа и выхода первого теплоносителя соответственно, °С; t'_2 та t''_2 – температуры входа и выхода второго теплоносителя соответственно, °С; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С), F – площадь поверхности теплообмена, м², $\Delta\bar{t} = \frac{1}{F} \int \Delta t dF$ – температурный напор, °С.

Температурный напор рассчитывается как средне-логарифмическая разность температур между теплоносителями и зависит от схемы движения теплоносителей [1,2]. Для расчета коэффициента теплопередачи необходимо учитывать особенности течения теплоносителей, которые зависят от конструктивного исполнения теплообменного аппарата и описываются различными критериальными уравнениями. Поэтому вопрос разработки универсального программного комплекса для создания эффективных теплообменников, который позволяет учитывать вышеуказанные проблемы является актуальным.

В настоящей статье представляется компьютерная программа для расчета спиральных и трубчатых теплообменных аппаратов, позволяющая в дальнейшем интегрировать расчет и других типов рекуперативных теплообменников.

2. Описание программы для расчета спирального и трубчатого теплообменников

На рис. 1. приведена структура программы. Алгоритм расчета состоит из следующих этапов:

- определяются недостающие параметры из уравнения теплового баланса;
- для расчета коэффициентов теплоотдачи, зависящих от течения теплоносителя, задаются оптимальными значениями скоростей, которые пересчитываются на следующих итерациях;
- определяются температурный напор, коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена, которая пересчитывается на следующих итерациях. Окончательное значение определяется при определенном значении невязки ΔF ;

– выполняется расчет гидравлических потерь по тракту течения теплоносителей.



Рис. 1. Структура программы

Компьютерная программа для расчета спиральных и трубчатых теплообменников была создана на языке программирования C++ в среде Visual C++. Для создания удобного интерфейса были использованы библиотеки MFC, встроенные в среду программирования и позволяющие автоматизировать процесс создания приложения. Для данной задачи было принято решение создать приложение в виде диалоговых окон для ввода данных и просмотра основных результатов (рис 2.). Основная часть, в которой выполняются расчеты теплообменных аппаратов, запрограммирована на основе рекомендуемых в литературе методов [1, 2]. Программа включает в себя помимо самого расчета, номенклатуру труб, таблицы свойств таких теплоносителей, как вода, воздух, масло и пар, свойства материалов (алюминий, медь, чугун, сталь, нержавеющая сталь) и имеет возможность дополнения ее свойствами других веществ. Кроме того, функциональные возможности программы включают и вызов калькулятора свойств, как дополнительную функцию.

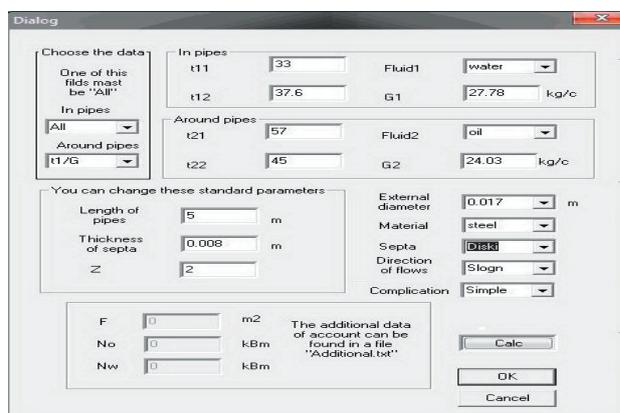


Рис. 2. Диалоговое окно для расчета трубчатых теплообменных аппаратов

Исходными данными для расчета обоих типов теплообменников являются расходы и виды теплоносителей, температуры на входе и выходе (хотя бы для одного теплоносителя), материал и диаметры труб, схема течения теплоносителей (прямоток, противоток и смешанная), максимальная длина теплообменно-

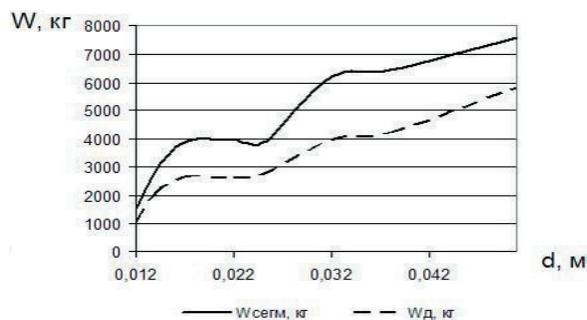
го аппарата. Остальные исходные данные зависят от конструктивных особенностей аппарата. Основные результаты расчета отображаются в диалоговом окне. Кроме того, имеется возможность вывода основных и промежуточных результатов расчета в файл Microsoft Excel и в текстовые файлы.

3. Апробация компьютерной программы

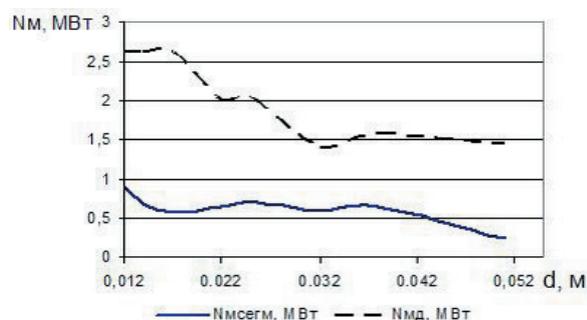
При помощи разработанной программы были выполнены расчеты по выбору оптимальной конструкции маслоохладителя газотурбинной установки ГТЭ-115.

Наиболее характерными показателями, которые чаще всего влияют на выбор конструкции теплообменного аппарата, являются габаритные размеры (при наличии ограничений на длину или высоту устройства в помещении), вес, затраты на изготовление аппарата и необходимая мощность на прокачку теплоносителей, т.е. затраты на эксплуатацию. Для сравнения были выполнены расчеты спирального теплообменного аппарата и серии трубчатых.

При расчете трубчатых аппаратов при одинаковых условиях изменения температур теплоносителей изменялись диаметры трубок, количество ходов теплоносителей и способ разбивки межтрубного пространства применением дисковых и сегментных перегородок. В результате были получены теплообменные аппараты, которые отличаются по весу и мощности, необходимой для прокачки теплоносителей при различии в габаритных размерах в пределах 10 % (рис. 3).



а)



б)

Рис. 3. а) – Вес теплообменника; б) - мощность на прокачку теплоносителя в теплообменных аппаратах с дисковыми и сегментными перегородками: сплошная линия — теплообменник с сегментными перегородками, штриховая — с дисковыми перегородками

Причем теплообменники с дисковыми перегородками имеют меньший вес, но требуют большую мощность на прокачку масла в связи с увеличением гидравлических потерь, т.к. при установке дисковых перегородок увеличивается количество секций и поворотов потока. Кроме того, изменение количества перегородок перераспределяет теплообменную поверхность с поперечным и продольным течением.

Расчеты спирального теплообменного аппарата по тем же начальным данным, что и трубчатого показывают, что его можно сделать более компактным. Спиральные теплообменные аппараты могут изготавливаться из любого рулонного материала, который подвергается холодной обработке и свариванию, их конструкция предусматривает возможность полного противотока. Площадь поперечного сечения каналов по всей длине остается неизменной, и поток не имеет резких изменений направлений, благодаря чему загрязнение поверхности спиральных теплообменников меньше, чем теплообменных аппаратов других типов. Недостатком спирального теплообменника является невозможность ремонта в случае возникновения щели или разрыва в ленте спирали. Трубчатые теплообменные аппараты легко подлежат очищению механическим путем. При нарушении стенки трубки ее можно заменить или легко изолировать. Но в теплообменниках такого типа очень сложно организовать полный противоток, поэтому чаще всего имеет место смешанный ток, состоящий из противотока и перекрестного тока. При расчете теплопередачи в этом случае температурный напор рассчитывается с учетом поправочного коэффициента, выбираемого по графикам [2].

По проведенным расчетам можно построить различные схемы течения теплоносителей в теплообменных аппаратах, выбрать эффективную конструкцию и по полученным размерам выполнить чертеж.

4. Выводы

Разработанная компьютерная программа позволяет рассчитывать трубчатый и спиральный теплообменные аппараты и на основе анализа вариантов расчета находить наиболее эффективную их конструкцию. В дальнейшем предполагается создание модулей расчета других типов теплообменных аппаратов, введение свойств наиболее широко применяемых теплоносителей, свойств конструкционных материалов. На завершающей стадии разработки программа будет снабжена модулем оптимизации, что позволит определять для заданных условий наилучший вариант теплообменного аппарата, а именно его тип и основные размеры.

Литература

1. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок / А.М. Бакластов. – М.: Энергия, 1970. – 568 с.
2. Теплопередача. Учебник для вузов / В.П. Исаченко. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
3. Программирование на Microsoft Visual C++ 6.0 для профессионалов / Пер. с англ.: Д. Круглински, С. Уингоу, Дж. Шеферд. – СПб: Питер; М.: Издательско-торговый дом «Русская редакция», 2004. – 861 с.