

УДК 621.1.016

Н. А. Парфентьева, О. Д. Самарин, И. Г. Бобкова

О МЕТОДАХ РАСЧЕТА РОТОРНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ

Рассматривается приближенный метод расчета эффективности роторного утилизатора тепла. Оценивается влияние на эффективность различных факторов. Приводятся сравнения с решениями, полученными численными и приближенными методами.

К л ю ч е в ы е с л о в а: утилизация теплоты, эффективность, температура, поток, уравнение, насадка, вращение.

The approximate method of calculating the efficiency of rotary heat reclaim units is described. The impact on the efficiency of various factors is examined. The match is reduced with attacks received of numerical and approximate methods.

K e y w o r d s: heat recovery, efficiency, temperature, flow, equation, cap, run.

Одной из главных современных задач является задача экономии энергозатрат, и для этого, в частности, в системах механической вентиляции используются утилизаторы различных типов. Точные расчеты теплоутилизаторов представляют значительные трудности, так как необходимо решать систему уравнений, описывающую нестационарные температурные поля теплоносителя и аппарата при сложных граничных условиях. Поэтому строятся упрощенные физические и математические модели, позволяющие сделать выводы об эффективности теплообменника данного типа.

Конечно, расчет эффективности в данном случае является главным. Рассмотрим роторный теплоутилизатор и приведем приближенное решение его эффективности. Под эффективностью понимаем отношение изменения температуры потока, движущегося по теплообменнику, к максимальной разности температур. Так, для греющего (часть теплообменника нагревается) и нагреваемого (часть теплообменника охлаждается) потока теплоносителя

$$\varepsilon_{\text{г}} = \frac{T_{1\text{г}} - T_{2\text{г}}}{T_{1\text{г}} - T_{1\text{х}}}; \quad \varepsilon_{\text{ох}} = \frac{T_{2\text{х}} - T_{1\text{х}}}{T_{1\text{г}} - T_{1\text{х}}},$$

где $T_{1\text{г}}$ и $T_{2\text{г}}$ — температуры теплоносителя на входе и выходе в случае греющего потока; $T_{1\text{х}}$ и $T_{2\text{х}}$ — температуры теплоносителя на входе и выходе в случае нагреваемого потока, охлаждающего теплообменник.

Максимально возможная эффективность теплоутилизатора достигается при одинаковых расходах притока и вытяжки. В этом случае коэффициенты $\varepsilon_{\text{ох}}$ и $\varepsilon_{\text{г}}$ будут равны одной и той же величине, которую можно обозначить просто ε .

При равенстве температур на входе и выходе теплоутилизатора его эффективность равна нулю, этот предельный случай может быть одним из критериев проверки правильности приближенного решения.

При создании математической модели мы предполагаем, что температурное поле в насадке квазистационарно. Кроме этого, мы считаем, что температура θ изменяется только вдоль скорости теплоносителя, т. е. вдоль оси OX .

В направлении, перпендикулярном этой оси, изменением температуры можно пренебречь и взять среднее значение температуры в данном сечении.

При оценке вида теплопередачи мы пришли к выводу, что при обычных скоростях теплоносителя главным является конвективный теплообмен, так как вклад процесса теплопроводности на три порядка меньше. Также считаем, что теплоперенос происходит только в поперечном направлении.

Введем безразмерные параметры:

$$\theta_{\xi} = \frac{T_{\xi}(\bar{\xi}) - T_{1x}}{T_{1Г} - T_{1x}}; \theta_p = \frac{T_p(\bar{\xi}, \varphi) - T_{1x}}{T_{1Г} - T_{1x}}; \bar{x} = \frac{x}{l}, \varphi \text{ — угол поворота насадки,}$$

отсчитываемый от границы раздела двух потоков.

Система уравнений в приточной части теплообменника имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{\theta_x}{\bar{x}} &= NTU \left[\theta_{p\text{ср}}(\bar{x}) - \theta_x(\bar{x}) \right]; \\ \frac{\theta_{\pi}}{\varphi} &= \frac{2}{\pi} NTU \left[\theta_{\xi}(\bar{\xi}) - \theta_{\pi}(\bar{\xi}, \varphi) \right]. \end{aligned} \quad (1)$$

Для вытяжной части теплообменника система уравнений выглядит аналогично.

Очевидно, что при $\bar{x} = 0 \varepsilon_{Г} = 1 - \theta_{Г}$, а при $\bar{x} = 1 \varepsilon_{ox} = \theta_x$.

Таким образом, получив решения написанных уравнений, мы можем рассчитать эффективность теплообменника, для этого используем безразмерный параметр

$$NTU = \frac{3,6\alpha S}{Q_M c}, \quad (2)$$

где α — коэффициент теплопередачи, S — площадь поверхности теплообменника; Q_M — массовый расход теплоносителя; c — удельная теплоемкость теплоносителя.

Для ротора имеем

$$NTU_p = \frac{\alpha \tau}{d c_p \rho_p}, \quad (3)$$

где τ — период вращения; d — толщина пластин ротора; c_p и ρ_p — удельная теплоемкость и плотность материала насадки.

Физический смысл параметров (2) и (3) состоит в том, что по их значениям можно определить перенос теплоты в теплоносителе и насадке.

Система уравнений (1) решалась численными методами. Было составлено две программы, которые дали практически одинаковые результаты.

При решении начальные условия имели вид: $\theta_x = 0$ при $\bar{x} = 0$ и $\theta_{Г} = 1$ при $\bar{x} = 1$. В качестве граничных условий для ротора использовалось следующее физическое соображение: его температура должна совпадать с начальной температурой после его полного оборота и прохождения через него обоих

воздушных потоков. Такое совпадение достигалось методом последовательных приближений.

При анализе численных расчетов главным являлось определение влияния параметров NTU и NTU_p на температурную эффективность.

$$\varepsilon = \frac{NTU \cdot f(NTU_p)}{2 + NTU \cdot f(NTU_p)}. \quad (4)$$

Из этого выражения очевидно, что при стремлении периода вращения к нулю $\tau \rightarrow 0$, что соответствует вращению ротора с бесконечно большой скоростью, температура пластин практически изменяться не будет.

Тогда, в соответствии с [1], регенеративный теплообменник действительно будет равноценен аппаратам с промежуточным теплоносителем, поскольку перенос теплоты станет осуществляться непрерывно.

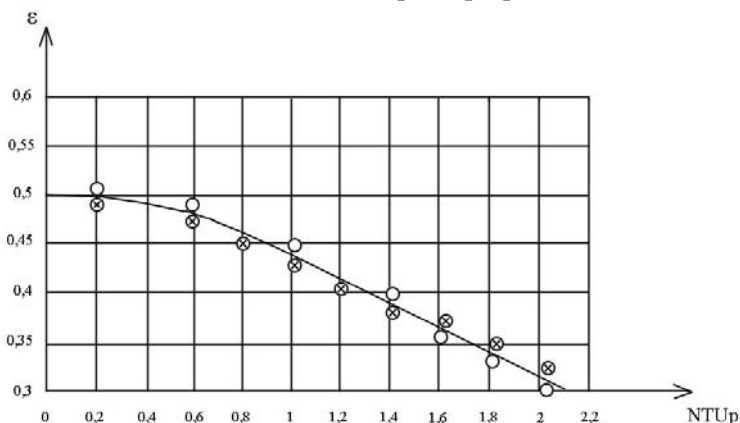
Можно показать, что функция $f(NTU_p)$ достаточно хорошо аппроксимируется следующей простой формулой:

$$f(NTU_p) = \frac{1}{1 + 0,3(NTU_p)^2}. \quad (5)$$

Ее погрешность при $NTU_p < 1,6$ не превосходит 1 %, а при NTU от 1,6 до 2,0 — до 3 %. Если учесть, что мы получили приближенное решение, то такая ошибка несущественна. После подстановки (5) в (4) и некоторых преобразований получаем окончательное выражение для температурной эффективности роторного регенератора:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{2 + NTU + 0,6 NTU_p^2}.$$

О точности соотношения (5) можно судить по рис., где в качестве примера сплошной линией изображен график аппроксимирующей функции для ε (4) при $NTU = 2$, а точками — результаты численных расчетов. Очевидно, что другие значения NTU не повлияют на характер представленной зависимости.



Зависимость температурной эффективности роторного регенератора ε от NTU_p при $NTU = 2$; $\bigcirc$, $\otimes$ — расчеты по первой и второй программам

Итак, полученные формулы позволяют оценить влияние на эффективность скорости вращения ротора и теплофизических характеристик насадки, а также ее геометрических параметров. Совпадение с расчетами регенераторов, приведенных в [1], [2], показало правильность указанного подхода к решению. Кроме этого, система уравнений, описывающая нестационарные температурные поля в теплообменнике, решалась вариационным методом Био. Найденные решения использовались для расчета эффективности и показали хорошее совпадение с найденными ранее по полученным приближенным формулам.

Отсюда можно сделать вывод, что иногда разумнее упрощать формулы, полученные аналитическим методом или с помощью численных решений, чем искать приближенные решения уравнений, что иногда также достаточно сложно.

Таким образом, мы получили формулы, по которой просто оценить эффективность теплообменника, исследовать зависимость эффективности от различных параметров, что является важным для принятия правильных решений при выборе системы механической вентиляции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М. : Стройиздат, 1983. 416 с.
2. Белова Е. М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М. : Евроклимат, 2006. 640 с.
1. Bogoslovski V. N., Poz M. Ya. Teplofizika apparatov utilizatsii tepla system otopeniya, ventilyatsii i konditsionirovaniya vozdukha. M. : Stroyizdat, 1983. 416 p.
2. Belova E. M. Tsentralnye sistemy konditsionirovaniya vozdukha v zdaniyakh. M. : Euroclimat, 2006. 640 p.

© Парфентьева Н. А., Самарин О. Д., Бобкова И. Г., 2011

Поступила в редакцию
в октябре 2011 г.

Ссылка для цитирования:

Парфентьева Н. А., Самарин О. Д., Бобкова И. Г. О методах расчета роторных теплоутилизаторов // Интернет-вестник ВолгГАСУ. Сер.: Строит. информатика. 2011. Вып. 6(18). Режим доступа: www.vestnik.vgasu.ru.