

УДК 536.25:674.047

В.Б. Кунтыш, А.В. Позднякова, В.И. Мелехов

Кунтыш Владимир Борисович родился в 1941 г., окончил в 1963 г. Ленинградский технологический институт целлюлозно-бумажной промышленности, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики Архангельского государственного технического университета, член-корреспондент Международной энергетической академии и академик Международной академии холода. Имеет более 290 печатных трудов в области интенсификации конвективного теплообмена развитых поверхностей при внешнем обтекании их однофазными газовыми теплоносителями и теоретических основ для проектирования высокоэффективных теплообменников воздушного охлаждения энергоносителей.



Мелехов Владимир Иванович родился в 1939 г., окончил в 1961 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой древесиноведения и тепловой обработки древесины Архангельского государственного технического университета, действительный член Академии проблем качества РФ, член-корреспондент РАЕН. Имеет около 200 работ по проблемам древесиноведения, технологии обработки древесины, ресурсосбережения и рационального использования древесины.



ТЕПЛОТДАЧА ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ ОДИНОЧНОГО РЯДА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ КАЛОРИФЕРОВ ЛЕСОСУШИЛЬНЫХ КАМЕР

Установлено, что увеличение шага оребренных труб от 58 до 70 мм сопровождается ростом теплоотдачи в 1,34 раза, которая достигает значений теплоотдачи для одиночной вертикальной трубы и остается неизменной при больших значениях шага труб. Результаты опытов обобщены критериальными уравнениями, действительными в интервале числа Релея $(0,55 \dots 5,0) \cdot 10^8$.

теплоотдача конвекцией, оребренные трубы, калориферы, камерная сушка.

Камерная сушка пиломатериалов является самым энергоемким процессом в технологии деревообрабатывающих производств [5]. Для уменьшения энергопотребления в лесосушильных камерах (ЛСК) все большее применение находят режимы с естественной конвекцией воздуха, особенно при сушке твердолиственных наиболее ценных пород древесины [3]. Подобная тенденция наблюдается и в процессе сушки с мягкими режимами традиционных хвойных пиломатериалов. Для естественно-конвективного нагрева воздуха в ЛСК наиболее целесообразно применять калориферы, пучки которых представляют собой одиночный ряд вертикально расположенных биметаллических ребристых труб (БРТ) с накатными алюминиевы-

ми ребрами. Калориферы такой конструкции обычно используют для нагрева воздуха в промышленных помещениях, цехах лесопиления, деревообработки и пр. Однако в научно-технической литературе отсутствуют сведения об исследованиях и расчетные зависимости теплоотдачи при естественной конвекции воздуха в пучках из вертикальных труб БРТ, для выполнения которых выполнена настоящая работа.

Опыты проводили в условиях полного теплового моделирования на вертикальных однорядных пучках из БРТ со спиральными трехзаходными алюминиевыми ребрами следующих геометрических параметров: наружный диаметр $d = 55,6$ мм; высота $h = 14,55$ мм; шаг $S = 2,91$ мм; толщина $\Delta = 0,75$ мм; диаметр у основания ребра $d_0 = d - 2h = 26,5$ мм. Наружный диаметр несущей трубы $d_n = 25$ мм, толщина ее стенки $\delta = 2$ мм. Теплоотдающая длина экспериментальных биметаллических ребристых труб $l = 300$ мм. Коэффициент оребрения труб $\varphi = 16,8$.

Эксперимент состоял из 9 серий опытов, во время которых определены теплоотдачи одиночной вертикальной трубы и однорядных вертикальных пучков с шагом расположения труб в решетке $S = 58, 61, 64, 70, 76, 86, 100, 120$ мм, которому соответствует относительный шаг $\sigma = S/d = 1,043; 1,097; 1,151; 1,259; 1,367; 1,547; 1,799; 2,158$.

В ряду устанавливали пять труб, обогреваемых электрическим током с помощью нихромовых нагревателей. Центральная труба ряда являлась калориметром, на половине которого через 45° по спирали заложены пять термопар. Подробное описание экспериментальной установки, конструкции трубы-калориметра и методика проведения опытов изложены в [2, 4].

Коэффициент теплоотдачи естественной конвекцией, Вт/(м²·К), определяли по формуле

$$\alpha_k = \frac{W - Q_{\text{пот}} - Q_{\text{л}}}{F(t_{\text{ст}} - t_0)} = \frac{Q_k}{F(t_{\text{ст}} - t_0)}, \quad (1)$$

где W – подводимая электрическая мощность, Вт;

$Q_{\text{пот}}$ – тепловые потери через торцы (принимают по рекомендациям [4]), Вт;

$Q_{\text{л}}$ – тепловой поток излучением, Вт;

Q_k – тепловой поток конвекцией, Вт;

F – полная теплоотдающая поверхность калориметра, м²;

$t_{\text{ст}}$ – средняя температура поверхности стенки у основания ребра, °С;

t_0 – температура окружающего воздуха, °С.

Тепловой поток излучением вычисляли по [4]:

$$Q_{\text{л}} = C_0 \varepsilon_{\text{эф}} \varphi_{1-2} F \left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right], \quad (2)$$

где C_0 – постоянная Стефана–Больцмана;

$\varepsilon_{\text{эф}}$ – эффективная степень черноты калориметра, принимаемая по рекомендациям [1, 4];

φ_{1-2} – угловой коэффициент излучением, определяемый по зависимостям работы [4].

Результаты опытов обработаны и представлены в числах подобия Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha_k l}{\lambda}$$

и Рэлея

$$Ra = \frac{g\beta l^3 (t_{ст} - t_0)}{a\nu}$$

Теплофизические свойства воздуха (коэффициент теплопроводности λ , коэффициент кинематической вязкости ν , коэффициент температуропроводности a , коэффициент объемного расширения β) находили по температуре окружающего воздуха t_0 . Относительная среднеквадратичная погрешность Nu и Ra не превышала соответственно 5,8 и 6,1 %.

Среднюю температуру поверхности стенки $t_{ст}$ калориметра определяли как среднеарифметическое значение по показаниям установленных термопар. Распределение температуры стенки по высоте калориметра показано на рис. 1 для двух тепловых режимов: $W_{min} = 10,6$ Вт и $W_{max} = 152,5$ Вт. Отсюда следует, что температура по высоте различается на 5,5 % при минимальной нагрузке и не более 9,0 % при максимальной нагрузке. Различие

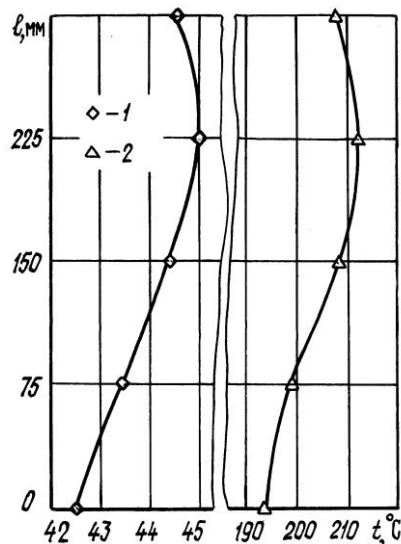


Рис. 1. Распределение температуры стенки по высоте калориметра для $t_0 = 20$ °C при различных значениях W : 1 – 10,6 Вт; 2 – 152,5 Вт

в температуре по высоте объясняется развитием пограничного слоя воздуха вдоль трубы.

На рис. 2 представлена теплоотдача одиночной вертикальной трубы и однорядных пучков из вертикальных труб для разных значений относительного шага $\sigma = 1,043 \dots 2,158$. С возрастанием σ от 1,043 до 1,259 проис-

ходит увеличение интенсивности теплоотдачи, но при больших значениях σ теплоотдача однорядного пучка остается неизменной, равной теплоотдаче одиночной вертикальной трубы, что наглядно видно из зависимости на рис. 3, построенной для $Ra = 2,5 \cdot 10^8$. Качественно подобная картина зависимости $Nu = f(\sigma)$ имеет место и для других опытных значений Ra . Совпадение теплоотдачи вертикального ряда труб при $\sigma \geq 1,259$ с теплоотдачей одиночной трубы объясняется отсутствием взаимного влияния пограничных слоев воздуха рядом расположенных труб.

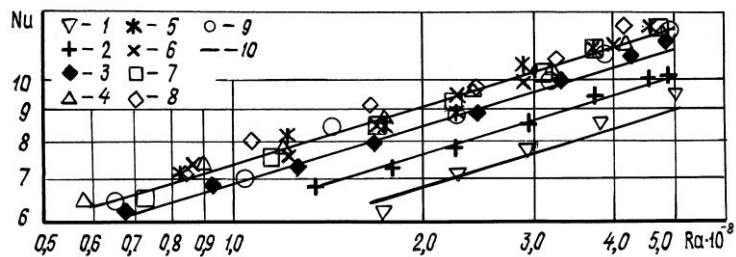
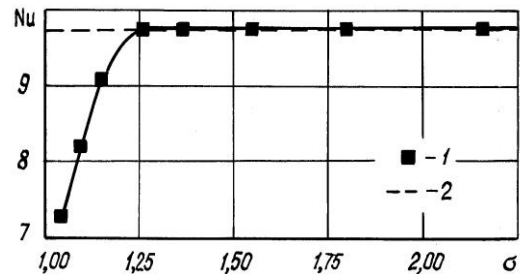


Рис. 2. Теплоотдача вертикальных пучков (1 – 8) и одиночной трубы (9) в условиях полного моделирования и рассчитанная по уравнению (3) –10 (здесь и далее, на рис. 4, номер пучка совпадает с номером кривой)

Рис. 3. Влияние шага труб на интенсивность теплоотдачи пучка: 1 – пучки с 1-го по 8-й; 2 – одиночная труба



Результаты экспериментов с отклонением опытных данных на $\pm 4\%$ аппроксимировали зависимостью вида

$$Nu = A Ra^{0,3}, \tag{3}$$

где $A = 0,0220; 0,0248; 0,0275; 0,295; 0,295; 0,295; 0,295; 0,295$ соответственно для пучков с $\sigma = 1,043; 1,097; 1,151; 1,259; 1,367; 1,547; 1,799; 2,158$; для одиночной трубы $A = 0,295$.

Обобщенное критериальное уравнение для естественной конвекции воздуха одиночного вертикального ряда оребренных труб в диапазоне изменения шага $\sigma = 1,043 \dots 1,259$, полученное по данным рис. 4, имеет вид

$$Nu = 0,021\sigma^{1,62} Ra^{0,3}. \tag{4}$$

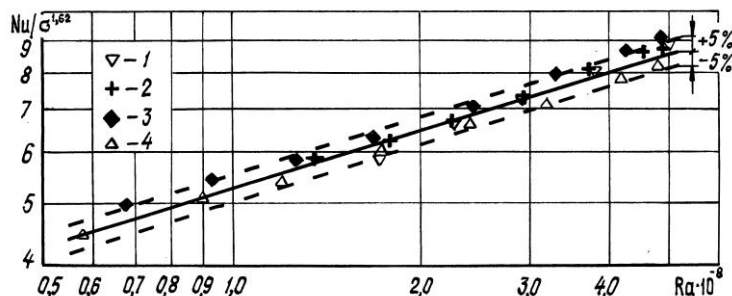


Рис. 4. Обобщение опытных данных по теплоотдаче вертикальных пучков (1 – 4) (прямая получена по уравнению (4))

Уравнение (4) действительно для интервала $Ra = (0,55 \dots 5,0) \cdot 10^8$. Теплоотдача пучков труб с $\sigma \geq 1,259$ подчиняется уравнению (3) для одиночной трубы.

Таким образом, полученные закономерности могут быть использованы при проектировании теплового оборудования лесосушильных камер.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блох А.Г., Журавлев Ю.А., Рыжков Л.Н. Теплообмен излучением: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
2. Кунтыш В.Б., Позднякова А.В., Самородов А.В. Исследование и сравнение интенсивности свободно-конвективной теплоотдачи коридорных и шахматных пучков из труб со спиральными ребрами в неограниченном объеме воздуха // Тр. XIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. Том 2. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – С. 313–317.
3. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер / Е.С. Богданов, В.И. Мелехов, В.Б. Кунтыш и др.; Под ред. Е.С. Богданова. – М.: Экология, 1993. – 352 с.
4. Самородов А.В., Роцин С.П., Кунтыш В.Б. Исследование лучистого теплообмена одиночной ребристой трубы с окружающей средой // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: Сб. науч. тр. – Архангельск, 1997. – Вып. 2. – С.102-113.
5. Справочник по сушке древесины/ Е.С. Богданов, В.А. Козлов, В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов; Под ред. Е.С. Богданова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 304 с.

Архангельский государственный
технический университет

V.B. Kuntyshev, A.V. Pozdnyakova, V.I. Melekhov

Heat Transfer by Natural Convection of Vertical Finned Tubes of Drying Kilns Calorifers

It is found out that the increase of the step of finned tubes from 58 to 70 mm is accompanied by the growth of heat transfer in 1.34 times that reaches values of heat transfer for single vertical tube and remains unchanged at high values of the tube step. The results of experiments are generalized by the criteria equations valid in the interval of the Reley number $(0.55 \dots 5.0) \cdot 10^8$.
