

# ВЫБОР КОРРЕЛЯЦИЙ ДЛЯ КОЭФФИЦИЕНТА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ЖАЛЮЗИЙНЫХ РЕБРАХ

А. Б. Сухоцкий<sup>1,2\*</sup>, Г. С. Маршалова<sup>1,2\*</sup>,  
Е. С. Данильчик<sup>1,2</sup>, Р. Г. Кадыров<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup>Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси  
220072, Республика Беларусь, Минск, ул. П. Бровки, 15

<sup>2</sup>Белорусский государственный технологический университет  
220006, Республика Беларусь, Минск, ул. Свердлова, 13а

<sup>3</sup>ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский  
технический университет им. А. Н. Туполева – КАИ»  
420111, Российская Федерация, Казань, ул. К. Маркса, 10

\**galiana.sidorik@gmail.com*

Данная работа посвящена выбору корреляций для коэффициента аэродинамического сопротивления на жалюзийных ребрах на основе верификации экспериментальных исследований гидравлических характеристик с предлагаемыми в различных литературных источниках критериальными уравнениями. Для исследуемого теплообменника наибольшее совпадение получено с расчетными зависимостями Ryu and Lee.

Теплообменники с жалюзийными ребрами широко используются для автомобильных радиаторов, испарителей и конденсаторов кондиционеров, электронных устройств охлаждения и криогенных теплообменников и др. [1]

Цель работы – выбор корреляций для вычисления коэффициента аэродинамического сопротивления на жалюзийных ребрах на основе сопоставления экспериментальных и расчетных данных.

Геометрические размеры исследуемых жалюзийных ребер: ширина ребра –  $b_f = 8,0$  мм, ширина жалюзи –  $b = 6,5$  мм, шаг жалюзи –  $s = 1,2$  мм, угол выгибки ребра –  $\alpha = 25^\circ$ , длина ребра –  $l_f = 12$  мм, шаг ребра –  $s_f = 1,28$  мм, толщина ребра –  $\delta = 0,1$  мм, шаг трубы –  $s_t = 9,6$  мм, диаметр трубы, поперечный потоку воздуха –  $d_m = 1,6$  мм.

Для определения аэродинамического сопротивления в работе [2] предлагаются следующие уравнения:

зависимости Kim and Bullard для  $100 < Re_s < 600$

$$f = Re_s^{-0,781} \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0,444} \left(\frac{s_f}{s}\right)^{-1,682} \left(\frac{b_f}{s}\right)^{-1,22} \left(\frac{l_f}{s}\right)^{-0,818} \left(\frac{b}{s}\right)^{1,97}; \quad (1)$$

зависимости Dong et al.,  $200 < Re_s < 2000$

$$f = 0,54486 Re_s^{-0,3068} \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0,444} \left(\frac{s_f}{s}\right)^{-0,9925} \left(\frac{b_f}{s}\right)^{-0,5458} \left(\frac{l_f}{s}\right)^{-0,0688} \left(\frac{b}{s}\right)^{-0,2003}; \quad (2)$$

зависимости Ryu and Lee для  $100 < Re_s < 3000$

$$f = Re_s^{-0,433} \left(\frac{l_f}{s}\right)^{0,185} \left(1,1 + 4,31 \left(\frac{\alpha}{90}\right)^2 + 0,836 \frac{\ln(s_f/s)}{(s_f/s)^2}\right); \quad (3)$$

зависимости Chang and Wang,  $150 < Re_s < 3000$

$$f = f_1 f_2 f_3; \quad (4)$$

\* © Сухоцкий А. Б., Маршалова Г. С., Данильчик Е. С., Кадыров Р. Г., 2023

$$f_1 = 4,97 Re_s^{-0,6049-1,064/\alpha^2} \left[ \ln \left( 0,9 + \left( \frac{\delta}{s_f} \right)^{0,5} \right) \right]^{-0,527}; \quad (5)$$

$$f_2 = \left[ \frac{d_h}{s} \ln(0,3 Re_s) \right]^{-2,966} \left( \frac{s_f}{b} \right)^{-0,7931 s_t / (s_t - d_m)}; \quad (6)$$

$$f_3 = \left( \frac{s_t}{d_m} \right)^{-0,0446} \ln \left( 1,2 + \left( \frac{s}{s_f} \right)^{1,4} \right)^{-3,553} \alpha^{-0,477}, \quad (7)$$

где  $Re_s = u_{max} s / \nu$  – число Рейнольдса;  $u_{max}$  – максимальная скорость потока в сжатом сечении оребрения, м/с;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $m^2/c$ ;  $f = \frac{A_c}{A_a} \Delta p \frac{2}{\rho u^2}$  – коэффициент аэродинамического сопротивления;  $A_a$  – площадь теплообмена,  $m^2$ ;  $A_c$  – площадь сжатого проходного сечения,  $m^2$ ;  $\Delta p$  – потери давления потока воздуха в теплообменнике, Па.

Анализ предложенных формул позволяет сделать следующие основные выводы использования жалюзийных ребер:

- теплогидравлическая эффективность оребрения увеличивается с ростом потока через жалюзи, величина которого определяется фронтальной скоростью воздуха и углом выгибки жалюзи,

- уменьшение шага ребра ведет к увеличению как теплоотдачи, так и аэродинамического сопротивления,

- эффективность использования площади теплообмена и объема оребрения снижаются с ростом числа Рейнольдса, но они не имеют монотонной связи с геометрическими параметрами, такими как шаг ребра и угол жалюзи.

Результаты сравнения падения давления при различных числах Рейнольдса для экспериментальных данных и расчетных зависимостей представлены на рис. 1.

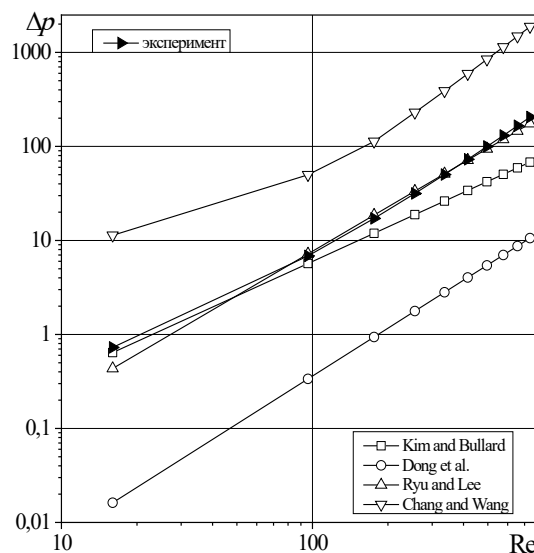


Рис. 1. Сопоставление падения давления при различных числах Рейнольдса для экспериментальных данных и расчетных зависимостей

Наибольшее совпадение с экспериментом получено по расчетным зависимостям Ryu and Lee, что позволяет рекомендовать использовать их для исследования теплообменников с жалюзийными ребрами.

Исследование поддержано БРФФИ Т21РМ-019 и проектом «Создание и развитие научного центра мирового уровня «Передовые цифровые технологии» соглашение № 075-15-2022-312.

### **Список литературы**

1. Dong J., Chen J., Chen Z., Zhang W., Zhou Y. Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers // *Energy Conversion and Management*, No. 48, pp. 1506–1515, 2007.
2. Erbay L. B., Dogan B., Ozturk M. M. Comprehensive Study of Heat Exchangers with Louvered Fins // *Heat Exchangers – Advanced Features and Applications*, pp. 61–92, 2017.