

---

**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,  
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

---

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С НОВОЙ  
ТРАПЕЦИЕВИДНОЙ ПЕРЕГОРОДКОЙ-ДЕФЛЕКТОРОМ**© 2024 г. Md Atiqur Rahman<sup>a</sup>, Sushil Kumar Dhiman<sup>b</sup>, \*<sup>a</sup>*Department of Mechanical Engineering, Vignan's Foundation for Science Technology and Research, Guntur, Andhra Pradesh, 522213 India*<sup>b</sup>*Department of Mechanical Engineering, Birla Institute of Technology, Mesra, Ranchi, 835215 India**\*e-mail: skdhiman@bitmesra.ac.in*

Поступила в редакцию 04.01.2023 г.

После доработки 23.03.2023 г.

Принята к публикации 30.03.2023 г.

Экспериментально исследована новая конструкция трубчатого теплообменника с увеличенной скоростью теплопередачи вследствие создания вихревого потока воздуха, проходящего через нагреваемые трубы. Основу новой конструкции составляли круглые перегородки, снабженные трапециевидными воздушными дефлекторами с различными углами наклона. Расположение труб не менялось на протяжении всего эксперимента и соответствовало направлению продольного воздушного потока. Тепловой поток на поверхности труб поддерживался постоянным. На каждой перегородке были установлены четыре дефлектора с одинаковыми углами наклона  $\alpha$  (углы, образованные отражателем с плоскостью перегородки). Они создавали завихрение воздуха внутри круглого канала, в котором размещались нагреваемые трубы, что увеличивало турбулентность потока воздуха и, следовательно, скорость передачи тепла от поверхности. Перегородки были расположены на равном расстоянии одна от другой с безразмерным шагом  $PR$  (от англ. pitch ratio – безразмерный зазор между соседними перегородками), который менялся в каждом эксперименте ( $PR = 0.6, 0.8, 1.0, 1.2$ ). Опыты проводились в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re$  от 93 500 до 160 500. Изучено влияние расстояния между перегородками и углов наклона дефлекторов на эффективность аппарата. Исследования показали, что рабочие характеристики теплообменника с дефлекторными перегородками (deflector baffle plates – DBP), угол наклона которых составляет  $50^\circ$ , а  $PR$  равен 1.2, улучшились в среднем на 25.1% по сравнению с теплообменником с сегментными перегородками (segmental baffle plates – SBP), испытания которого проводились в аналогичных условиях.

*Ключевые слова:* характеристики теплоносителя, сопротивление потоку, вихревой поток, рециркуляция, трапециевидный дефлектор, угол наклона

DOI: 10.56304/S0040363624700292

В связи с резким ростом численности населения в мире и урбанизацией у исследователей возникла необходимость сосредоточиться на способах повышения эффективности использования энергии и ее утилизации. Для минимизации потребления энергии были выбраны эффективные и компактные конструкции тепловых систем. Теплообменники являются обычными теплообменными устройствами, которые широко применяются в коммерческом, промышленном и бытовом секторах. Спрос на энергоэффективные теплообменные аппараты способствовал разработке различных способов улучшения теплопередачи [1]: активных, пассивных и комбинированных [2, 3], цель которых одна – уменьшить толщину теплового пограничного слоя для достижения эффективного коэффициента теплопередачи.

При пассивном методе не требуется какого-либо внешнего воздействия для улучшения теплопередачи. При его реализации используются модифицированные (развитые) поверхности для турбулизации потока жидкости. Турбулентность воздействует на структуру потока, вызывая изменения в тепловом пограничном слое. Способами модификации поверхностей являются искусственная шероховатость (простейший способ турбулизации потока) и оребрение, применяют также вихревые устройства и генераторы вихрей.

Искусственная шероховатость не только нарушает ламинарный подслои, но и приводит к турбулизации течения жидкости возле стенки вследствие разделения потока и последующего слияния образовавшихся струй при обтекании неровно-

стей – ребер, при этом структура основного потока не изменяется.

Геометрические характеристики шероховатости поверхности, такие как соотношение сторон канала, угол атаки ребра  $\beta$ , относительные шаг шероховатости  $s/e$  ( $s$  – шаг элемента шероховатости,  $e$  – высота шероховатости) и ее относительная высота  $e/D_r$  ( $D_r$  – гидравлический диаметр воздуховода), а также форма и тип оребрения (сплошное, перфорированное, щелевое и т.д.), оказывают существенное влияние на коэффициенты теплопередачи.

Авторы работ [4–6] исследовали поперечные ребра на поглощающей пластине воздуховода солнечного воздухонагревателя. Было получено максимальное увеличение относительного числа Нуссельта  $Nu$  на 2.38 и среднего коэффициента сопротивления трения на 4.25 по сравнению с гладким воздуховодом при  $s/e = 10$  и  $e/D_r = 0.033$ .

В [7] было изучено влияние наклонных ребер на теплопередачу и коэффициент сопротивления трения  $\xi$  во внутреннем канале. Было установлено, что общие теплогидравлические характеристики и коэффициент теплопередачи максимальны при угле атаки  $20$  и  $60^\circ$  соответственно.

Авторы [8] провели экспериментальное исследование теплоотдачи в прямоугольном канале с двумя противоположными ребристыми стенками при различных значениях шага шероховатости  $s/e$ , соотношении сторон канала  $W_{fc}/H_{fc} = 0.25–1.00$  ( $W_{fc}$ ,  $H_{fc}$  – ширина и высота канала потока), угле атаки  $\beta = 45–60^\circ$  и коэффициенте заполнения канала  $BR = 0.047–0.078$  (от англ. blockage ratio – то же, что  $e/D_r$ ). При  $\beta = 45^\circ$  число Нуссельта возрастает на  $15–25\%$ .

Другой эффективный метод – увеличение эффективной площади теплопередачи, а также степени турбулентности потока (например, установка зигзагообразных перегородок). В данном методе предполагается расширение поверхностей с помощью ребер/перегородок, что отрицательно сказывается на перепаде давления и способствует повышению потребляемой мощности насоса. В [9] было проведено экспериментальное исследование влияния Z-образной перегородки ( $\beta = 45^\circ$ ) на теплопередачу и потери вследствие трения. Относительные высота и шаг этой перегородки находились в диапазоне значений  $0.1–0.3$  и  $1.5–3.0$  соответственно. Число  $Nu$  и коэффициент сопротивления трения  $\xi$  были существенно выше при наличии Z-образных перегородок, расположение которых было согласованным по фазе, по сравнению с аналогичными перегородками, расположенными в противофазе ( $\beta = 45^\circ$ ).

Авторы [10] численно исследовали наклонные перегородки с углом атаки  $30^\circ$  при ламинарном режиме течения. При изменении коэффициента

заполнения  $BR$  в пределах от  $0.1$  до  $0.5$  и безразмерного зазора между перегородками  $PR$  от  $1$  до  $2$  отмечалось увеличение числа  $Nu$  и значения  $\xi$  на  $9.23$  и  $45.31$  соответственно при  $PR = 1.5$  и  $BR = 0.3$ . Рост  $\xi$  благоприятен для теплопередачи, но приводит к негативным последствиям для потребляемой мощности.

В [11] было изучено влияние шага ребер и массового расхода системы поперечных волнистых ребер (плавников) на теплогидравлические характеристики. Эксперименты показали, что термический КПД увеличился на  $62.53\%$ , а эффективная температура – на  $63.41\%$ . Авторы [12] провели экспериментальное и численное исследование теплообмена на пластине с ребрами L-образной формы, меняя относительную шероховатость, шаг и высоту ребер. Удалось добиться максимального повышения числа  $Nu$  на  $2.827$ , а  $\xi$  – на  $3.424$  при шаге  $7.14$  относительно высоты ребра.

Более современный и перспективный способ улучшения теплопередачи – использование устройств с вихревым потоком. Они изменяют толщину пограничного слоя, создавая дополнительный поток в виде вихрей вдоль осевого потока. Недавно были протестированы устройства с вихревым потоком: конические кольца, спиральные проволоки и скрученные ленты.

Авторы [13] создали обратные (турбулентные) потоки внутри каждого модуля с помощью конически-кольцевых турбулизаторов, разместив их в трубе. Благодаря этому теплопередача вдоль стенки трубы улучшилась. В ходе эксперимента был получен обратный поток (возвратное течение) различной интенсивности путем отделения или повторного присоединения пограничного слоя между модулями, установленными с разным шагом.

В аналогичной работе, проведенной с использованием круглокольцевого турбулизатора [14], в диапазоне чисел Рейнольдса от  $4000$  до  $23000$  при отношении диаметров (diameter ratio –  $DR$ ), которое варьировалось в пределах  $0.5–0.8$ , и безразмерном шаге  $PR$  от  $1$  до  $4$ , были достигнуты самые высокие коэффициенты теплоотдачи (они увеличились с  $57$  до  $195\%$ ) при более низких значениях  $PR$  и  $DR$ .

В [15] в качестве устройств, способных улучшить теплопередачу, были экспериментально исследованы вставки из скрученной ленты при различных коэффициентах скручивания и безразмерном шаге. Как итог, скорость теплопередачи увеличилась на  $18–70\%$ , а перепад давления – на  $87–132\%$ .

Авторы [16] изучали комбинированный эффект, который можно получить, если вставить внутрь трубы с углублениями скрученную ленту, в турбулентном режиме течения. Были протестированы три различных коэффициента скручивания:  $3$ ,  $5$  и  $7$  – при значениях  $PR$  от  $0.7$  до  $1.0$ . Исследования показали, что сочетание скрученной

ленты внутри трубы и углублений на ее поверхности оказывает более заметное влияние на теплопередачу и коэффициент сопротивления трения, чем только при углублениях.

В [17] было проведено экспериментальное исследование теплопередачи и перепада давления в круглой трубе со вставленной в нее скрученной лентой разной толщины (0.5–2.0 мм). Было установлено, что толстые ленты более эффективны.

В [18] рассматривались ленты двойной встречной скрутки с разными коэффициентами скручивания – от 1.95 до 7.75. Отмечалось максимальное увеличение скорости теплопередачи на 240% и коэффициента сопротивления трения на 286%.

Спиральные перфорированные турбулизаторы с прерывистой поверхностью [19, 20] имели коэффициент открытой площади (open area ratio), который представляет собой отношение площади перфорации к площади остальной поверхности турбулизатора, 0 и 0.0625,  $PR = 1.83, 2.92$  и 5.83 и работали в диапазоне чисел  $Re = 6000–12000$ . Коэффициент сопротивления трения и число Нуссельта уменьшаются с ростом коэффициента открытой площади и безразмерного шага спирали. Более высокие значения тепловых характеристик отмечались при увеличении коэффициента открытой площади и снижении безразмерного шага спирали  $PR$ .

В приведенных ранее литературных источниках указано, что использование турбулизаторов различной конструкции позволяет повысить теплопередачу. Основное внимание было уделено устройствам, создающим завихрения, которые приводят к изменениям траекторий движения и возникновению возвратных течений вследствие более интенсивного перемешивания жидкости и более высокой турбулентности потока.

Таким образом, необходимо продолжать изучать различные конструкции турбулизаторов, ориентированных на применение в теплообменниках и способных максимизировать теплопередачу при незначительных изменениях перепада давления. Кроме того, требуется проводить исследование работы турбулизаторов, которыми оснащены перегородки, в потоках разных теплоносителей. К сожалению, результаты экспериментов с таким теплоносителем, как воздух, представлены в приведенных ранее литературных источниках весьма ограниченно.

В настоящей работе источники завихрения (отражатели потока в виде тангенциальных трапещий) были установлены на каждой перегородке с межосевым расстоянием 40 мм. Перегородки были расположены преимущественно в начале испытательного участка. В результате завихрение на входе становилось довольно интенсивным и постепенно ослабевало по мере продвижения потока вниз по каналу, что вносило возмущения в продольное течение. Дополнительно увеличива-

лось время пребывания теплоносителя в трубе, уменьшалась толщина пограничного слоя, возрастали турбулентные колебания скорости в тангенциальном и радиальном направлениях. Все это приводило к повышению теплопередачи жидкости в канале [21].

Настоящее исследование проводилось в круглом воздуховоде. Основной его целью было изучение изменений теплопередачи и сопротивления трения, вызванных варьированием безразмерного шага  $PR$  трапещиевидных отражающих (дефлекторных) перегородок и угла наклона  $\alpha$  дефлекторов. В экспериментах были рассмотрены четыре значения  $PR = 0.6, 0.8, 1.0$  и 1.2. Наряду с параметром  $PR$  использовались четыре угла наклона  $\alpha$ , которые определялись как углы, создаваемые отражателем с плоскостью перегородки: 30, 40, 50 и 60°. Все эксперименты проводились при одинаковых условиях на входе в канал. Диапазон чисел  $Re$  изменялся от 93 500 до 160 500 (в зависимости от диаметра воздуховода).

Данные, полученные для DBP, сравнивали с результатами для SBP в одном и том же воздуховоде при одинаковых диапазонах  $BR, PR$  и  $Re$ .

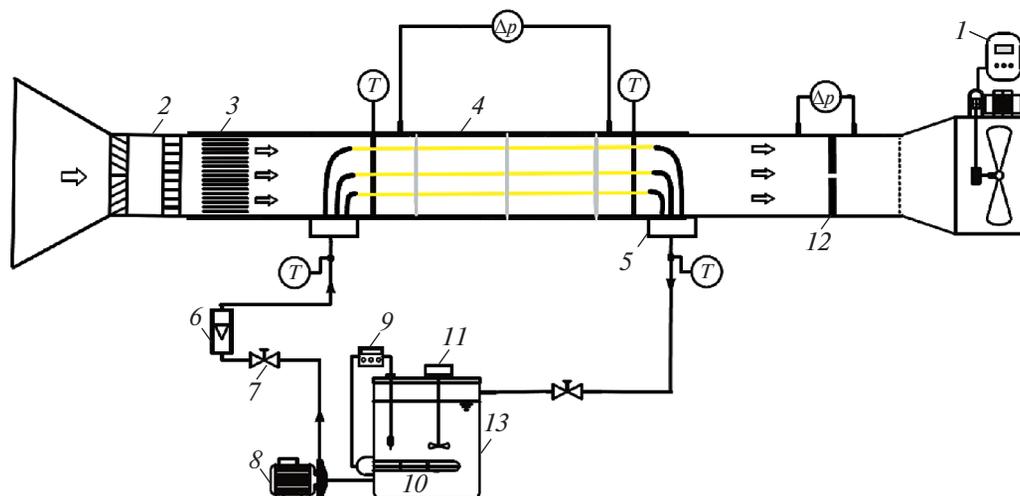
## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

На рис. 1 показана схема экспериментальной установки, основными элементами которой являются теплообменник, система подачи воздуха, контур перекачки воды, приборы для измерения давления и температуры, а также система сбора данных.

Испытательный стенд представляет собой незамкнутый контур, в котором поток атмосферного воздуха втягивается в трубу с помощью осевого вентилятора мощностью 2.2 кВт с регулируемой частотой вращения. Воздух поступает в воздуховод, затем проходит через смесительное устройство и выпрямитель и, наконец, попадает в теплообменник. Датчики-термопары расположены на входе воздуха в теплообменник ( $T_{a,in}$ ) и выходе из него ( $T_{a,out}$ ). Температура измерялась с помощью калиброванных медно-константановых термопар Т-типа диаметром 5 мм, вставленных в воздуховод, по которому проходил воздух. Измерения температуры выполнялись согласно рекомендациям стандарта ASHRAE [22].

Изменения температуры постоянно контролировались и регистрировались, скорость воздушного потока оценивалась по диафрагме в соответствии со стандартом ISO 5801.

Для измерения осредненного давления воздуха по сечению трубы и перепада давления  $\Delta p$  по всей испытательной секции в оргстекле просверлили шесть отверстий (три на входе и три на выходе) диаметром 3 мм.



**Рис. 1.** Схема экспериментальной установки.

1 – блок управления частотой вращения; 2 – смесительное устройство; 3 – выпрямитель; 4 – испытательный участок (теплообменник); 5 – коллектор; 6 – расходомер воды; 7 – клапан; 8 – водяной насос; 9 – регулятор температуры; 10 – нагреватель; 11 – мешалка; 12 – диафрагма; 13 – водяной термостат; T – датчики температуры, установленные на входе в каждую медную трубку и выходе из нее;  $\Delta p$  – перепад давления на теплообменнике

Патрубки отбора давления располагались под углом  $120^\circ$  к центру перегородки. Перепады давления на участке  $\Delta p$  и диафрагме  $\Delta p_0$  были измерены с помощью карты VDAS DAQ, дифференциальных датчиков перепада давления номиналом 0–1 psi (фунтов на квадратный дюйм, что приблизительно соответствует 0–6.9 кПа) и программы LabVIEW. Скорость воздушного потока  $v$  рассчитывали по уравнению, которое будет представлено далее, с использованием данных с диафрагмы.

Температура нагретой воды поддерживалась постоянной на уровне  $55^\circ\text{C}$  с помощью электрических нагревательных элементов мощностью 8 кВт и термостата. Однородность свойств жидкости (таких, как плотность и температура) в водяном термостате обеспечивалась благодаря использованию механических мешалок. Подача горячей воды осуществлялась насосом мощностью около 0.18 кВт (0.25 л.с.) и регулировалась перепускным клапаном и ротаметром. Затем горячая вода при постоянном объемном расходе  $4 \text{ дм}^3/\text{мин}$  с помощью ротаметра попадала в коллектор, откуда равномерно распределялась по пучку труб теплообменника. Трубы были установлены в теплообменнике на перегородках с определенным шагом. Описание перегородок и расположения труб будет приведено в следующем разделе. Датчики температуры PT100 применялись для измерения температуры поверхности труб, по которым горячая вода распределялась внутри установки.

Во время испытаний скорость потока воды фиксировалась при конкретной температуре воды на входе: расход жидкости оставался постоянным, в то время как скорость потока воздуха могла изменяться. Перед записью данных систему

приводили в стационарное состояние. После стабилизации системы были измерены температуры воздуха на входе в теплообменник и выходе из него, а также температура поверхности медных труб. Условия эксплуатации теплообменников (параметры экспериментальной установки) таковы:

Температура воздуха на входе, $^\circ\text{C}$ .....	$32.5 \pm 0.5$
Скорость воздуха на входе, м/с .....	7–13
Температура воды на входе, $^\circ\text{C}$ .....	55–60
Массовый расход воды, кг/с.....	0.03

Точность прямых измерений оценивалась как среднеквадратическое отклонение серии измерений. Далее представлены погрешности измерений параметров, определенные по методикам, изложенным в монографии [23], %:

Температура воздуха на входе, $^\circ\text{C}$ .....	$\pm 0.5$
Перепады давления, Па .....	$\pm 0.1$
Температура воды на входе, $^\circ\text{C}$ .....	$\pm 0.5$
Массовый расход воды, кг/с.....	$\pm 0.006$

Далее приведены максимальные погрешности значений, полученных в процессе проведения экспериментов, %:

Число Рейнольдса $Re$ .....	$\pm 1.73$
Число Нуссельта $Nu$ .....	$\pm 2.35$
Фронтальная скорость $v$ .....	$\pm 6$
Коэффициент сопротивления трения $\xi$ .....	$\pm 4.22$
Скорость теплопередачи к воздуху $Q$ .....	$\pm 5$

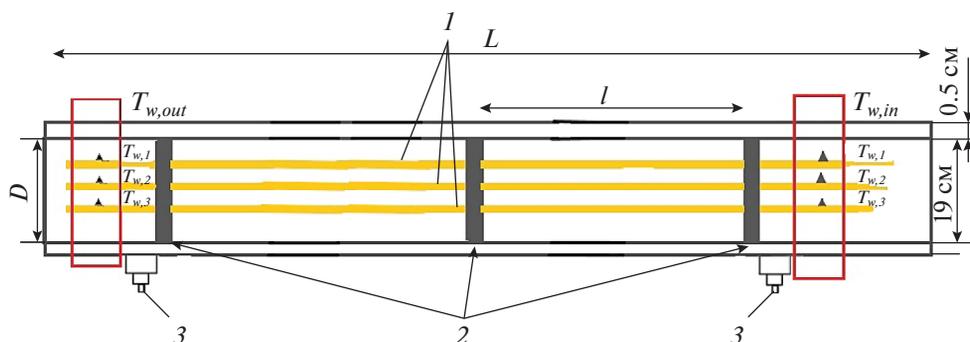


Рис. 2. Испытательный участок.

1 – медная труба для подачи горячей воды; 2 – дефлекторная перегородка; 3 – патрубки для измерения перепада давления

### Описание экспериментального участка

Испытательный участок (круглый воздуховод) (рис. 2) сделан из оргстекла теплопроводностью  $\lambda_p = 0.2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Длина воздуховода составляет 60 см, внутренний диаметр – 19 см, толщина стенки – 0.5 см. Параллельно оси воздуховода расположены бесшовные медные трубы марки DHP C12200 теплопроводностью  $\lambda_r = 300 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , внутренним диаметром 8 мм и толщиной стенки 1 мм.

Трубы поддерживаются перегородками, которые с заданным допуском определяют их положение. По медным трубам проходит горячий теплоноситель – жидкость или газ. В канале возможен только один теплоноситель – воздух, поступающий из окружающей среды, поскольку именно такая постановка задачи является целью исследования.

Два комплекта термопар измеряют температуру поверхности медных труб, по которым проходит горячая жидкость:  $T_{w,in}$  – на входе,  $T_{w,out}$  – на выходе. Каждый комплект состоит из пяти термопар, т.е. к каждой трубе прикреплена одна термопара ( $T_{w1} - T_{w5}$ ). Для измерения температуры поверхности на входе в медные трубы и выходе из них в общей сложности размещаются по пять термопар (см. рис. 2). Температуру воздуха на входе в рабочий участок  $T_{a,in}$  и выходе из него  $T_{a,out}$  контролируют с помощью дополнительных термопар, установленных на входе в испытательную станцию и выходе из нее.

### Отражательная пластина и расположение труб

На рис. 3 показана оригинальная ДВР с пятью отверстиями для труб, одно из которых расположено в центре, а другие – по кругу на расстоянии 4 см от центра отражательной пластины.

В новой перегородке проделаны четыре трапециевидных отверстия, которые обеспечивают

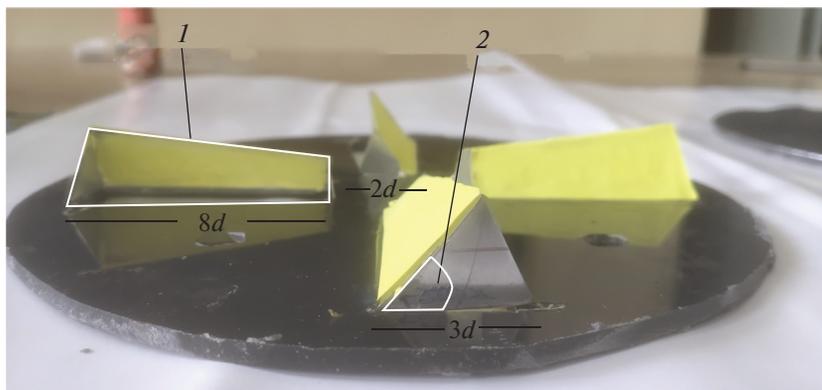
приток воздуха в воздуховод. Четыре дефлектора того же размера, что и трапециевидное отверстие, прикреплены к перегородке под определенным углом – такая конфигурация помогает изменить структуру воздушного потока с осевого на вихревой.

Благодаря использованию ДВР траектория потока в каждой секции испытательного участка закручивается и поток в секции приобретает форму хорошо сформированного вихря, омывающего пучки труб.

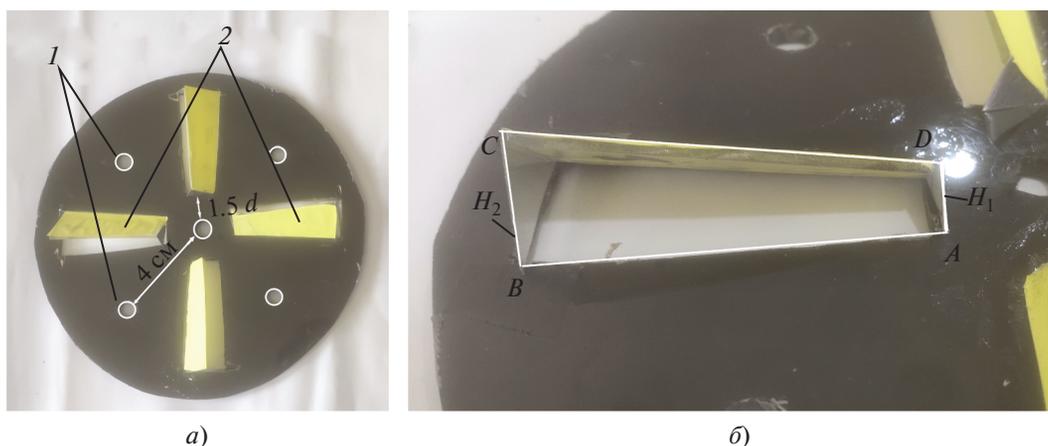
Вследствие гидродинамического альфа-эффекта осевой поток жидкости усиливается и течение жидкости становится стержневым. Поток жидкости через дефлекторную перегородку непрерывен, и вблизи нее не образуются мертвые зоны. Вихревое движение значительно улучшает перемешивание и теплопередачу в этой области посредством снижения давления и, соответственно, увеличения скорости.

Закрученные воздушные потоки способствуют росту турбулентности в канале и создают вихри, проходящие мимо труб. Однако степень турбулентности и вращение потока зависят от расстояния между перегородками. Для того чтобы исследовать эту зависимость, безразмерный шаг  $PR$  задавали равным 0.6, 0.8, 1.0 и 1.2. Для установки дефлекторов на перегородке предусмотрены четыре трапециевидных отверстия с основаниями (параллельными сторонами)  $2d$  и  $3d$  соответственно ( $d$  – наружный диаметр медных труб) и боковыми сторонами длиной  $8d$ . Дефлекторы размещаются над отверстиями под углом  $\alpha$  к плоскости перегородки. Схема крепления дефлекторов приведена на рис. 3. Размеры и площадь дефлекторов соответствовали этим же значениям для отверстий (рис. 4).

Эксперименты проводились с углами наклона 30, 40, 50 и 60°. Как видно на рис. 4, б, наклон дефлекторов к перегородке задает площадь проходного отверстия для воздушного потока. Дефлек-



**Рис. 3.** Отражательная перегородка (вид сбоку) ( $d$  – наружный диаметр медных труб). 1 – проходное сечение; 2 – угол наклона



**Рис. 4.** Отражательная пластина DBP. *a* – расположение труб (вид сверху); *б* – трапециевидное отверстие (вид сбоку). 1 – отверстия для труб; 2 – дефлектор.  $H_1, H_2$  – две параллельные стороны трапециевидного сечения:  $H_1 = 1.5d, H_2 = 3.0d$  ( $H_1/H_2 = 0.5$ ).  $A, B, C, D$  – углы трапециевидного сечения дефлектора

торы установлены на расстоянии  $1.5d$  от центра перегородки, где  $d = 8$  мм (см. рис. 4, *a*). Конструкция дефлектора позволяет варьировать высоты  $H_1$  и  $H_2$ , как показано на рис. 4, *б*. В данной работе отношение высот дефлектора  $H = H_1/H_2$  принято постоянным для всех углов  $\alpha$  и равно 0.5.

*Основные параметры, принятые в работе*

Безразмерный шаг  $PR$  [19, 20] рассчитывали как

$$PR = \frac{l}{D},$$

где  $l$  – расстояние между двумя перегородками, м;  $D$  – внутренний диаметр воздуховода (см. рис. 2), м.

Значение  $BR$  [24] определяли по формуле

$$BR = \frac{S_1}{S_2},$$

где  $S_1$  – площадь поперечного сечения воздуховода за вычетом площади четырех трапециевидных отверстий отражателя, м<sup>2</sup>;  $S_2$  – площадь поперечного сечения воздуховода, м<sup>2</sup>.

В настоящем исследовании были подготовлены и протестированы четыре набора образцов DBP с разными углами наклона ( $\alpha = 30, 40, 50$  и  $60^\circ$ ) в круглом канале с коэффициентом  $BR = 0.70$ . Полученные результаты сравнивали с данными для воздуховода, оснащенного SBP и работающего в аналогичных условиях. Вид SBP показан в [25].

*Безразмерные параметры*

В данной работе используется метод Као [26], который позволяет рассчитать средний коэффициент конвективной теплоотдачи  $\bar{h}_{c,m}$  в Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Далее приведены соответствующие параметры и уравнения для их оценки:

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu}, \quad (1)$$

где  $v$  – средняя скорость воздушного потока, м/с;  $\rho$ ,  $\mu$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>, и динамический коэффициент вязкости, кг/(м · с), воздуха.

Теплофизические свойства воздуха ( $\rho$  и  $\mu$ ) оценивались с использованием средних по сечению значений температур воздуха на входе в воздухозаборник и на выходе из канала:

$$v = \sqrt{2\Delta p_0 / \rho}; \quad (2)$$

$$\bar{h}_{c,m} = \frac{Q}{A_p \Delta T_{lm}}, \quad (3)$$

где  $Q$  – скорость теплопередачи к воздуху, Вт;  $A_p$  – общая площадь теплопередачи всех медных труб, м<sup>2</sup>;  $\Delta T_{lm}$  – логарифмическая средняя разность температур между воздухом и стенкой медной трубы, К.

Значение  $Q$  рассчитывали как

$$Q = c_p \rho v S_2 (T_{a,out} - T_{a,in}), \quad (4)$$

где  $c_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг · К).

Разность температур  $\Delta T_{lm}$  определяли по выражению

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{w,in} - T_{a,in}) - (T_{w,out} - T_{a,out})}{\ln \frac{(T_{w,in} - T_{a,in})}{(T_{w,out} - T_{a,out})}}. \quad (5)$$

Значения  $T_{w,in}$  и  $T_{w,out}$  вычисляли по формулам

$$T_{w,in} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^5 (T_{w,i} A_i)}{A_p} \right]_{in}; \quad T_{w,out} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^5 (T_{w,i} A_i)}{A_p} \right]_{out}, \quad (6)$$

где  $A_i$  – площадь поверхности теплопередачи нагревательного элемента, м<sup>2</sup>; индекс  $i = 1-5$  соответствует пяти отдельным температурам, измеренным на стенках каждой из пяти медных труб пятью термопарами (т.е. на входе в трубу и на выходе из нее).

Для описания тепловых и гидравлических характеристик потока воздуха в канале использовали среднее число Нуссельта  $\bar{Nu}$ , коэффициент Колберна  $j$  и коэффициент сопротивления трения  $\xi$ :

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}_{c,m} D}{\lambda}; \quad (7)$$

$$j = \frac{\bar{Nu}}{\text{Re Pr}^{1/3}}; \quad (8)$$

$$\xi = \frac{2\Delta p D}{\rho v^2 L}, \quad (9)$$

где  $\lambda$  – теплопроводность, Вт/(м · К); Pr – число Прандтля;  $L$  – длина тестового участка, м.

Подставив в (3) формулу (4), можно получить выражение для  $\bar{h}_{c,m}$ :

$$\bar{h}_{c,m} = \frac{c_p \rho v A_c (T_{a,out} - T_{a,in})}{A_p \Delta T_{lm}}. \quad (10)$$

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Прежде чем приступить к экспериментальной работе в рамках настоящего исследования, была проведена проверка числа Nu и коэффициента сопротивления трения  $\xi$ , которые оценивались по результатам эксперимента на теплообменнике с пятью медными трубами, расположенными таким же образом, как было запланировано для проведения исследований без установки перго-родок. Полученное число Нуссельта было сопоставлено со значением, найденным с использованием формулы В. Гниелински (Gnielinski) [27], которая описывает коэффициент теплоотдачи поверхности жидкости в чистых круглых трубах с турбулентным потоком.

### Проверка достоверности результатов эксперимента

Для проверки качества эксперимента значения Nu и  $\xi$ , полученные с помощью эксперимента [формулы (7) и (9)], были сопоставлены с известными эмпирическими зависимостями. Расчетные соотношения Диттуса – Бельгера и Гниелински позволяют оценить поверхностный коэффициент теплоотдачи жидкостей в гладких круглых трубах с турбулентным потоком.

Далее представлены формулы для вычисления числа Нуссельта:

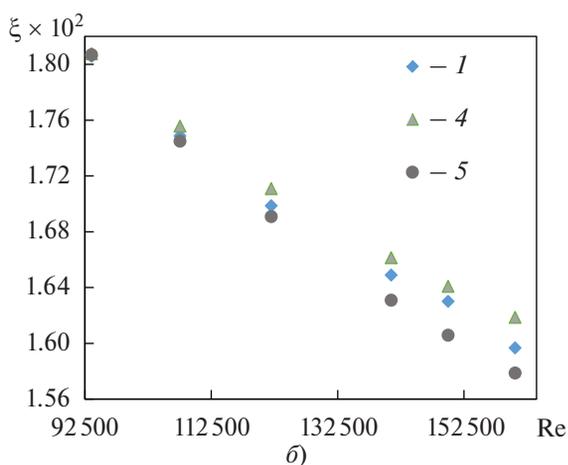
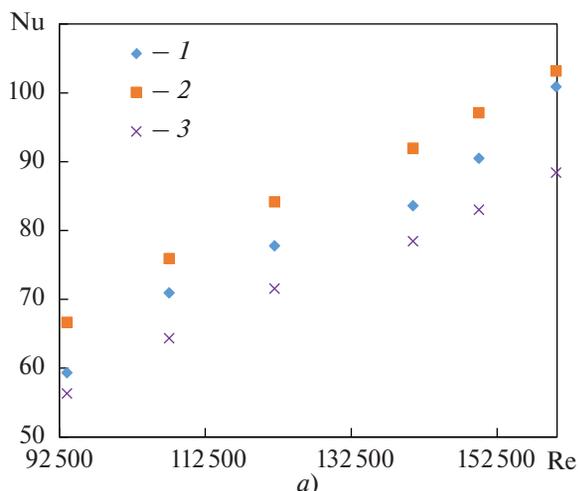
зависимость Диттуса – Бельгера

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^{0.4} \quad \text{при } \text{Re} \geq 1 \times 10^4; \quad (11)$$

зависимость Гниелински

$$\text{Nu} = \frac{(\xi/8)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7(\xi/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3} \right] \left(\frac{\text{Pr}_m}{\text{Pr}_w}\right)^{0.11}, \quad (12)$$

где  $\xi = (1.82 \lg \text{Re} - 1.64)^{-2}$  – коэффициент сопротивления трения, который рассчитывается по формуле Филоненко;  $\text{Pr}_m$ ,  $\text{Pr}_w$  – числа Прандтля



**Рис. 5.** Экспериментальные значения  $Nu$  и  $\xi$  и расчетные данные для гладкой трубы.  
*a* – зависимость  $Nu$  от  $Re$ ; *b* – зависимость  $\xi$  от  $Re$ .  
 1 – экспериментальные значения; зависимость: 2 – Гниелински; 3 – Диттуса – Бельтера; 4 – Кольбрука – Уайта; 5 – Блазиуса

при температуре в объеме потока и температуре стенки соответственно.

Формулы (11), (12) справедливы при  $0.5 \leq Pr \leq 2000$  и  $4000 \leq Re \leq 106$ .

Зависимости для коэффициента сопротивления трения имеют вид:

формула Блазиуса

$$\xi = 0.316 Re^{-0.20} \text{ для } Re \geq 10^4; \quad (13)$$

формула Кольбрука – Уайта (Colebrook – White) [28]

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 1.8 \lg \left( \frac{Re}{6.9} \right) \text{ для } 4000 \leq Re \leq 10^8. \quad (14)$$

На рис. 5 приведены данные опытов и результаты расчетов по эмпирическим формулам. Абсолютные отклонения экспериментальных данных от значений, полученных по эмпирическим зависимостям, представлены в табл. 1.

### Повышение теплоотдачи

Дефлекторная перегородка значительно увеличивает скорость теплоотдачи в заданном диапазоне  $Re$ , что является следствием сильного возвратного потока (турбулентности) и тонкого пограничного слоя.

На рис. 6 показано изменение коэффициента теплоотдачи в зависимости от числа  $Re$ . Коэффициент Колберна  $j$  увеличивается с ростом числа  $Re$ , достигает максимального значения, а затем снижается. Такое поведение характерно для всех образцов DBP. Дефлекторная перегородка с меньшим углом наклона ( $\alpha = 30^\circ$ ) демонстрирует самые высокие значения  $j$  по сравнению с DBP при других  $\alpha$ . Это означает, что при меньшем угле наклона происходят существенные колебания и нарушения в потоке. Интенсивность возмущений постепенно возрастает с уменьшением  $\alpha$ , что приводит к усилению неустойчивости потока. Кроме того, возмущенный поток может препятствовать росту теплового пограничного слоя, делая его тоньше и снижая сопротивление теплопередаче. Конструкция дефлектора, который наклонен к перегородке, способствует быстрому увеличению площади поверхности взаимодействия воздуха со стенками канала и труб, что влечет за собой значительные потери динамического напора воздуха из-за диссипации энергии вследствие вязкости вблизи стенок труб и воздуховода. Таким образом, повышение эффективности теп-

**Таблица 1.** Среднее отклонение экспериментальных значений от данных, полученных по эмпирическим зависимостям в диапазоне  $Re = 93500-160500$

Параметр	Формула	Среднее отклонение от экспериментального значения, %
Число Нуссельта	Dittus and Boelter	+8.195
	Gnielinski	-9.054
Коэффициент сопротивления трения	Colebrook – White	-0.649
	Blasius	+0.730

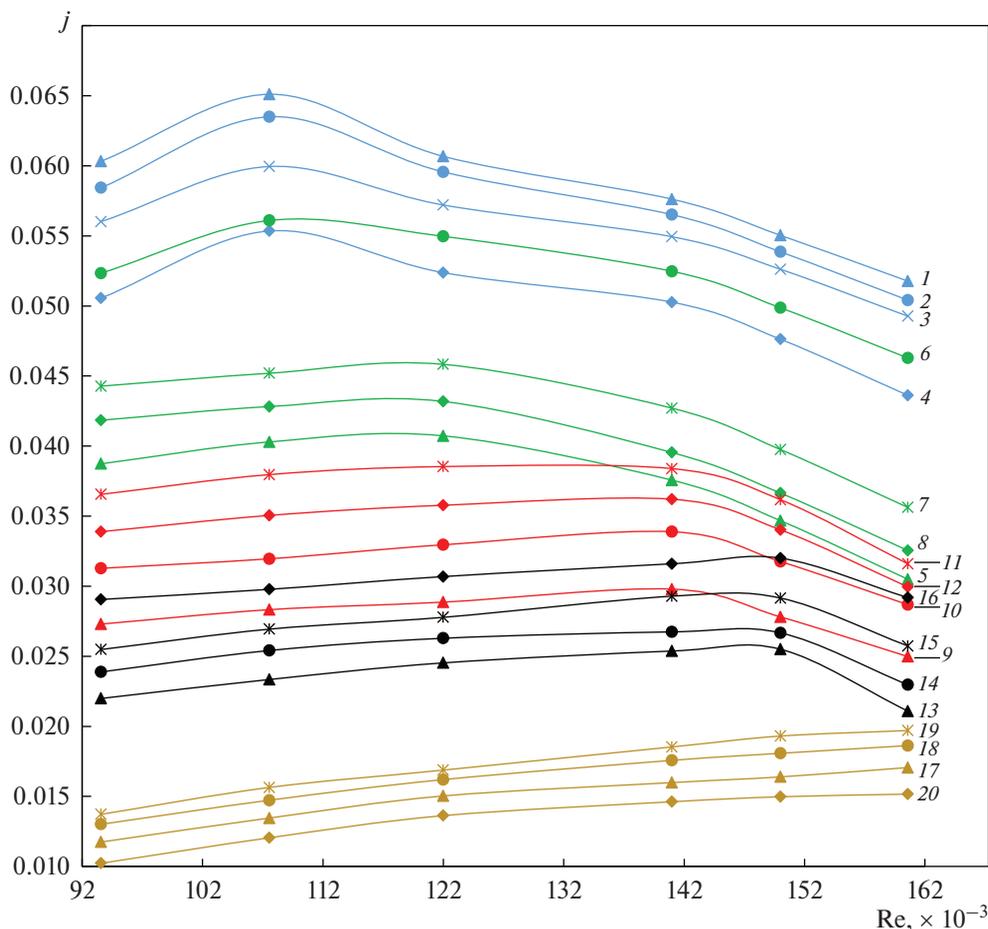


Рис. 6. Зависимость коэффициента Колберна  $j$  от числа Рейнольдса  $Re$ .

Значения  $PR$ : при  $\alpha = 30^\circ$ : 1 – 1.2; 2 – 1.0; 3 – 0.8; 4 – 0.6; при  $\alpha = 40^\circ$ : 5 – 1.2; 6 – 1.0; 7 – 0.8; 8 – 0.6; при  $\alpha = 50^\circ$ : 9 – 1.2; 10 – 1.0; 11 – 0.8; 12 – 0.6; при  $\alpha = 60^\circ$ : 13 – 1.2; 14 – 1.0; 15 – 0.8; 16 – 0.6; для SBP: 17 – 1.2; 18 – 1.0; 19 – 0.8; 20 – 0.6

лоотдачи происходит при более высоких потерях давления, и это неизбежно.

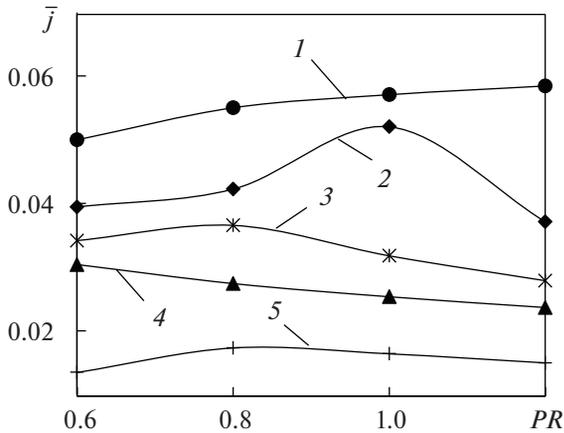
В [29] показано, что из-за увеличения расстояния между перегородками интенсивность вихревого потока, движущегося по теплообменному аппарату, может возрасти. Если этот промежуток выбран неоптимальным, например расстояние слишком мало, взаимодействие вихревых потоков в пространстве между перегородками усиливается, что часто приводит к разрушению вихрей, а это пагубно отражается на теплоотдаче. Если расстояние между перегородками больше оптимального (слишком велико), вихревой поток по мере движения вдоль канала распадается на не-

сколько отдельных потоков и перестает оказывать влияние на пристеночный пограничный слой. При этом взаимодействие двух вихревых потоков, расположенных близко один к другому, может способствовать большей потере давления. Таким образом, для максимальной теплоотдачи DBP необходимо подобрать соответствующий интервал  $PR$ .

На рис. 7 показаны кривые зависимости усредненных значений коэффициента Колберна  $j$  от  $PR$ . Изменение интенсивности турбулентности, которая развивается между перегородками, приводит к колебаниям скорости теплоотдачи при варьировании  $PR$ .

Таблица 2. Максимальные значения  $j$

$\alpha$	$PR$	$j$	$Re$	Максимальное увеличение $j$ , %
30	1.2	0.0584	107550	71.85
40	1.0	0.0520	107550	63.65
50	0.8	0.0365	121990	52.37
60	0.6	0.0303	140990	41.86



**Рис. 7.** Зависимость усредненного коэффициента Колберна  $\bar{j}$  от безразмерного шага установки перегородок в трубе  $PR$  при различных углах наклона  $\alpha$ , град: 1 – 30; 2 – 40; 3 – 50; 4 – 60; 5 – SBP

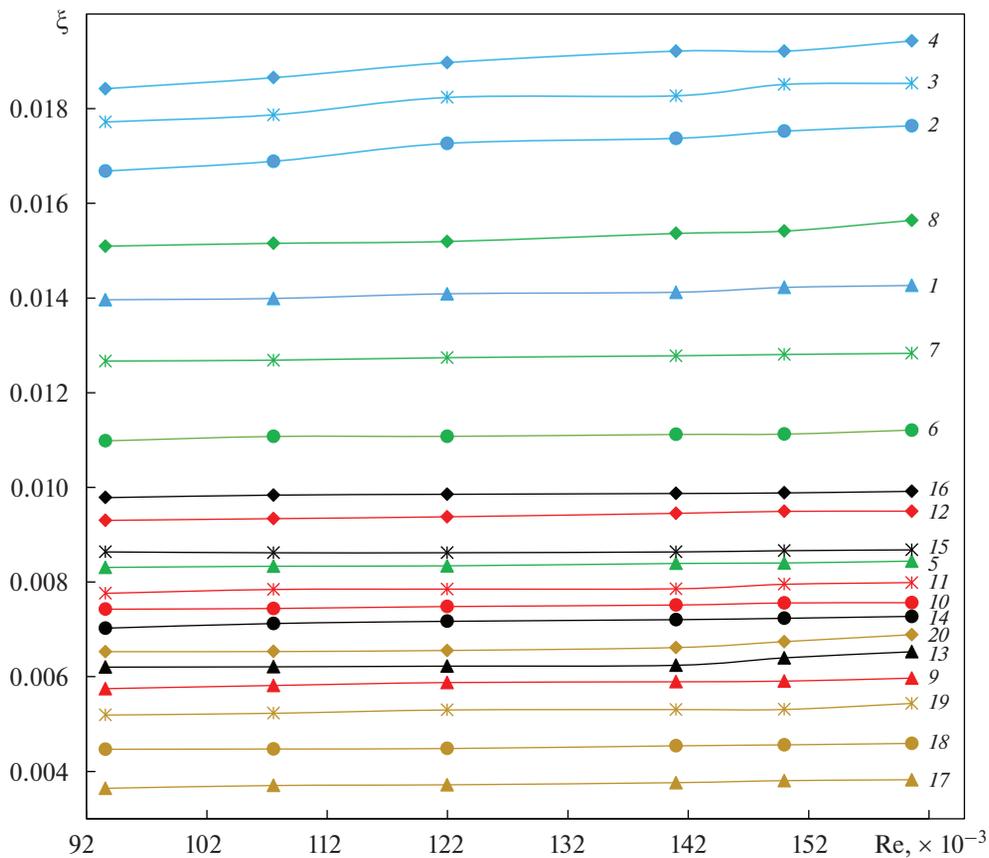
Из данных эксперимента следует, что при меньшем  $\alpha$  максимальное усредненное значение  $\bar{j}$  достигается при большем  $PR$  и уменьшается с ростом  $\alpha$ . Максимальный коэффициент Колберна  $j = 0.0584$  получен при  $PR = 1.2$  и  $\alpha = 30^\circ$ ,

что на 71.85% больше соответствующего значения для теплообменника с SBP (табл. 2).

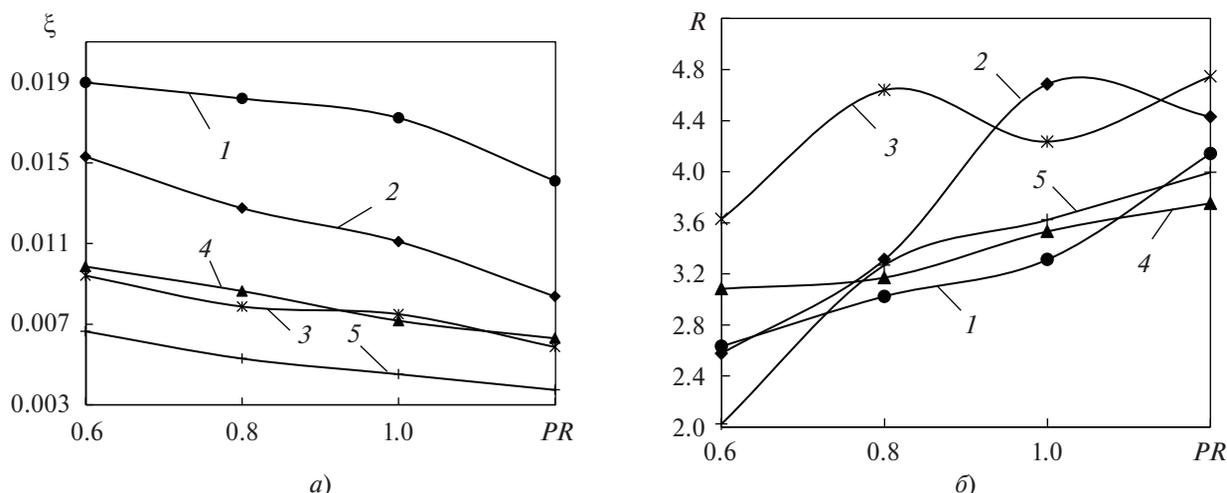
*Коэффициент сопротивления трения и характеристики теплоносителя*

Коэффициент сопротивления трения  $\xi$  рассчитывался по формуле (9). Зависимость  $\xi$  от  $Re$  приведена на рис. 8. Как видно на рисунке, в исследованном диапазоне чисел  $Re$  воздуховод, оснащенный DBP, имеет более высокий коэффициент сопротивления трения, чем воздуховод с SBP, при заданном безразмерном шаге установки перегородок  $PR$ . При этом для всех образцов DBP  $\xi$  принимает наименьшее значение при малых числах  $Re$ , а затем увеличивается с ростом  $Re$ .

Как было указано ранее, более существенная блокировка воздушного потока и сильная турбулентность при угле наклона  $\alpha = 30^\circ$  улучшают теплоотдачу, что приводит к увеличению потерь на трение (см. рис. 8,  $\alpha = 30^\circ$ ). Перепады давления всегда выражены значительно в местах с более высокими скоростями, сильной турбулентностью и длительным взаимодействием жидкости с поверхностью. Поэтому ожидается, что увеличение



**Рис. 8.** Зависимость коэффициента сопротивления трения  $\xi$  от числа Рейнольдса  $Re$ . Обозначения см. рис. 6



**Рис. 9.** Влияние угла наклона  $\alpha$  и безразмерного шага установки перегородок  $PR$  на средние значения коэффициента сопротивления трения  $\xi$  (а) и параметра  $R$  (б). Обозначения см. рис. 7

перепада давления будет происходить в следующем порядке изменения  $\alpha$ : 60, 50, 40, 30°. При этом самый низкий перепад давления наблюдается при  $\alpha = 60^\circ$ , а самый высокий – при  $\alpha = 30^\circ$ .

Это также видно на рис. 9, а: усредненное значение  $\xi$  выше при меньших  $PR$  и меньшем  $\alpha$  и достигает максимума (0.0189) при  $PR = 0.6$  и  $\alpha = 30^\circ$ . Вероятно, причина заключается в том, что установленные дефлекторы препятствуют проникновению воздуха в канал, что приводит к падению давления из-за потери кинетической энергии потока. Дефлектор с минимальным углом наклона  $\alpha$  создает мощный вихревой поток, увеличивая тангенциальную составляющую скорости и площадь контакта между вторичным потоком и стенкой воздуховода/поверхностью трубы. При малых значениях  $PR$  и  $\alpha$  возникает большая турбулентность жидкости, что, в конечном итоге, способствует большему сопротивлению потоку, а следовательно, и более значительному перепаду давления и большим силам трения.

Среднее увеличение коэффициента сопротивления трения относительно значения для SBP составляет 70.52, 57.50, 34.10 и 36.82% при  $\alpha = 30, 40, 50$  и  $60^\circ$  соответственно. На рис. 9, б видно, что при  $\alpha = 30$  и  $60^\circ$  значения терможидкостных ха-

рактеристик  $R = j/\xi$  для DBP ниже по сравнению с данными для SBP при  $\alpha = 40$  и  $50^\circ$ . В исследованном диапазоне  $Re$  при угле наклона  $\alpha = 50^\circ$  и  $PR = 1.2$  наблюдается наилучшее (максимальное) значение  $R = 4.74$ . Это связано с тем, что с увеличением угла наклона площадь, обращенная к воздушному потоку, возрастает, а перепад давления быстро уменьшается, что способствует увеличению параметра  $R$  для потока в канале с DBP.

В табл. 3 показано процентное увеличение значений  $R$  при различных углах наклона  $\alpha$ . Установлено, что среднее увеличение значения  $R$  на 25.10%, по сравнению с потоком в канале с SBP, наблюдается при  $PR = 1.2$  и  $\alpha = 50^\circ$ .

## ВЫВОДЫ

1. В ходе экспериментального исследования теплообменного аппарата были рассмотрены перегородки DBP в диапазоне значений  $Re = 93\,500\text{--}160\,500$ , для чего авторы использовали собственную разработанную установку с испытательным участком – круглым воздуховодом. Были изучены терможидкостные характеристики, такие как  $j$ ,  $\xi$  и  $R$ , турбулентного режима течения между перегородками. В ходе исследования были сделаны важные выводы.

2. Увеличение теплоотдачи при использовании DBP зависит как от безразмерного шага установки перегородок в канале, так и от угла наклона дефлектора.

3. Закрученный поток воздуха, создаваемый DBP, “порождает” завихрения, благодаря которым теплообмен улучшается.

**Таблица 3.** Значения параметра  $R$

$\alpha$	$PR$	$R$	Максимальное увеличение $R$ , %
30	1.2	4.14	1.52
40	1.0	4.68	13.90
50	1.2	4.74	25.10
60	1.2	3.75	4.64

4. В исследованном диапазоне чисел  $Re$  максимальный средний коэффициент Колберна  $\bar{j}$  уменьшается с увеличением значений  $\alpha$  и  $PR$ . Максимальное увеличение (71.85%) было достигнуто при  $PR = 1.2$  и  $\alpha = 30^\circ$ .

5. Число  $Re$ , при котором был достигнут максимум коэффициента Колберна  $j$ , увеличивается от 107 500 до 141 000 при изменении  $\alpha$  от 30 до  $60^\circ$ .

6. Сопротивление потоку возрастает при повышении  $Re$ , а среднее значение сопротивления потоку падает с ростом  $\alpha$  и  $PR$ .

7. При увеличении  $\alpha$  среднее значение параметра  $R$  возрастает до максимального значения 4.74 (при  $\alpha = 50^\circ$ ), а затем уменьшается.

#### БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают благодарность за предоставленную возможность провести исследования, за оказанную помощь и поддержку при их выполнении факультету машиностроения Технологического института г. Бирла, Месра, Ранчи (Индия).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Webb R.** Principles of enhanced heat transfer. N.Y.: John Wiley & Sons, 1994.
2. **Bergles A.E.** Heat transfer enhancement – the encouragement and accommodation of high heat fluxes // *J. Heat Transfer*. 1997. V. 119. Is. 1. P. 8–19. <https://doi.org/10.1115/1.2824105>
3. **Sheikholeslami M., Gorji-Bandpy M., Ganji D.D.** Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices // *Renewable Sustainable Energy Rev.* 2015. V. 49. P. 444–469. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.113>
4. **Prasad B.N., Saini J.S.** Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater // *Sol. Energy*. 1988. V. 41. Is. 6. P. 555–560. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(88\)90058-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(88)90058-8)
5. **Prasad B.N., Saini J.S.** Optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters // *Sol. Energy*. 1991. V. 47. Is. 2. P. 91–96. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(91\)90039-Y](https://doi.org/10.1016/0038-092X(91)90039-Y)
6. **Prasad B.N., Kumar A., Singh K.D.P.** Optimization of thermo hydraulic performance in three sides artificially roughened solar air heaters // *Sol. Energy*. 2015. V. 111. P. 313–319. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.10.030>
7. **Lu B., Jiang P.-X.** Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs // *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2006. V. 30. Is. 6. P. 513–521. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2005.09.007>
8. **Heat transfer characteristics in steam-cooled rectangular channels with two opposite rib-roughened walls / J. Liu, J. Gao, T. Gao, X. Shi // Appl. Therm. Eng.** 2013. V. 50. Is. 1. P. 104–111. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.05.003>
9. **Sriromreun P., Thianpong C., Promvonge P.** Experimental and numerical study on heat transfer enhancement in a channel with Z-shaped baffles // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2012. V. 39. Is. 7. P. 945–952. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.05.016>
10. **Kwankaomeng S., Promvonge P.** Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with  $30^\circ$  angled baffle on one wall // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2010. V. 37. Is. 7. P. 857–866. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.05.005>
11. **Priyam A., Chand P.** Thermal and thermohydraulic performance of wavy finned absorber solar air heater // *Sol. Energy*. 2016. V. 130. P. 250–259. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.02.030>
12. **Experimental and CFD investigation of convection heat transfer in solar air heater with reverse L-shaped ribs / V.B. Gawande, A.S. Dhoble, D.B. Zodpe, S. Chamoli // Sol. Energy.** 2016. V. 131. P. 275–295. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.02.040>
13. **Yakut K., Sahin B.** Flow-induced vibration analysis of conical rings used heat transfer enhancement in the heat exchanger // *Appl. Energy*. 2004. V. 78. Is. 3. P. 273–288. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2003.09.001>
14. **Kongkaitpaiboon V., Nanan K., Eiamsa-ard S.** Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2010. V. 37. Is. 5. P. 568–574. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.12.016>
15. **Alam T., Kim M.-H.** Numerical study on thermal hydraulic performance improvement in solar air heater duct with semi ellipse shaped obstacles // *Energy*. 2016. V. 112. P. 588–598. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.105>
16. **Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator / C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard // Int. Commun. Heat Mass Transfer.** 2009. V. 36. Is. 7. P. 698–704. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.03.026>
17. **Study on heat transfer and friction factor characteristics of  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$  water through a circular tube with twisted tape inserts with different thicknesses / E. Esmailzadeh, H. Almohammadi, A. Nokhosteen, A. Motezaker, A.N. Omrani // Int. J. Therm. Sci.** 2014. V. 82. P. 72–83. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.03.005>
18. **Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double counter twisted tape inserts / M.M.K. Bhuiya, A.S.M. Sayem, M. Islam, M.S.U. Chowdhury, M. Shahabuddin // Int. Commun. Heat Mass Transfer.** 2014. V. 50. P. 25–33. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.11.005>
19. **Sheikholeslami M., Gorji-Bandpy M., Ganji D.D.** Effect of discontinuous helical turbulators on heat transfer characteristics of double pipe water to air heat exchanger // *Energy Convers. Manage.* 2016. V. 118. P. 75–87. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.080>
20. **Sheikholeslami M., Ganji D.D.** Heat transfer enhancement in an air-to-water heat exchanger with discontinuous helical turbulators; experimental and numerical studies // *Energy*. 2016. V. 116. Part 1. P. 341–352. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.120>

21. **Durmuş A., Durmuş A., Esen M.** Investigation of heat transfer and pressure drop in a concentric heat exchanger with snail entrance // *Appl. Therm. Eng.* 2002. V. 22. Is. 3. P. 321–332.  
[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00078-3](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00078-3)
22. **ASHRAE handbook: fundamentals.** S-I ed. / American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA: ASHRAE, 1993.
23. **Coleman H.W., Steele W.G.** Experimentation, validation, and uncertainty analysis for engineers. John Wiley & Sons, 2018.  
<https://doi.org/10.1002/9780470485682>
24. **Holmes J.D.** Wind loading of structures. 2nd ed. L.: CRC Press, 2007.  
<https://doi.org/10.4324/9780203964286>
25. **Rahman A.** Experimental investigations on single-phase heat transfer enhancement in an air-to-water heat exchanger with rectangular perforated flow deflector baffle plate // *Int. J. Thermodyn.* 2023. V. 26. Is. 4. P. 31–39.  
<https://doi.org/10.5541/ijot.1285385>
26. **Cao Y.Z.** Experimental heat transfer. 1st ed. Beijing: National Defense Industry Press, 1998. P. 120–125.
27. **Gnielinski V.** New equations for heat and mass transfer in the turbulent pipe and channel flow // *Int. Chem. Eng.* 1976. V. 16. P. 359–368.
28. **White F.M.** Fluid mechanics. 4th ed. Boston: McGraw-Hill, 2003.
29. **Wang J.L., Zhang Z.S., Zeng X.** Effect of longitudinal vortices on the turbulent structure in near-wall region // *Chin. J. Theor. Appl. Mech.* 1994. V. 26. Is. 5. P. 625–630.  
<https://doi.org/10.6052/0459-1879-1994-5-1995-589>

## Investigations on Thermo-fluid Performance of a Multi-pass Shell-and-Tube Heat Exchanger with a Novel Trapezoidal Deflector-type Baffle Plate

Md Atiqur Rahman<sup>a</sup> and Sushil Kumar Dhiman<sup>b, \*</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Vignan's Foundation for Science Technology and Research, Guntur, Andhra Pradesh, 522213 India

<sup>b</sup> Department of Mechanical Engineering, Birla Institute of Technology, Mesra, Ranchi, 835215 India

\*e-mail: skdhiman@bitmesra.ac.in

**Abstract**—An axial flow tubular heat exchanger has been experimentally investigated to augment the heat transfer rate with a novel swirl flow of air past the heated tubes. The novel design has been made on the circular baffle plates provided with trapezoidal air deflectors of various inclination angles  $\alpha$ , which is the angle made by the deflector surface with baffle plane. The arrangement of tubes, which were supported on baffle plates, was kept the same throughout the experiment analogy with the peripheral longitudinal air flow directed on it. All the tubes were maintained at constant heat flux condition over the entire surface. There were four deflectors developed on each of the baffle plate each deflector with equal inclination angle which generates air swirls inside the circular duct carrying the heated tubes that increase air side turbulence and hence the surface heat transfer rate. For every Re the baffle plates were placed equidistant from each other at different pitch ratios ( $PR = 0.6, 0.8, 1.0, \text{ and } 1.2$ ). The Reynolds number Re was kept in the range of 93500–160500. The effect of pitch ratios and the inclination angles on the thermo-fluid performance of the heat exchanger has been studied. The investigations reveal an average improvement of 25.1% in the thermo-fluid performance for a heat exchanger provided with the deflector baffle plates (DBP) having an inclination angle of  $50^\circ$  and a pitch ratio of 1.2 compared to that of a heat exchanger with a segmental baffle plate (SBP) tested under similar conditions of operation.

**Keywords:** thermo-fluid performance, flow resistance, swirl flow, re-circulation, trapezoidal deflector, inclination angle