

2. M i s n a r, A. (1968) *Thermal Conductivity of Solid Bodies, Liquids, Gases and Their Composites*. Trans. from French. Moscow, Mir. 464 p. (in Russian).
3. K h r u s t a l y e v, B. M., Nesenчук, A. P., & Romaniuk, V. N. (2004) *Technical Thermodynamics*. Part 1. Minsk, Technoprint. 485 p. (in Russian).
4. L e b e d e v, N. N. (1937) *Thermal Stresses in Elasticity Theory*. Moscow, ONTI. 110 p. (in Russian).
5. C o n s t r u c t i o n Norms and Rules 23-01-99. Constructional Climatology. Moscow, Gosstroy of Russia, 2000, 58 p. (in Russian).
6. L y k o v, A. V. (1967) *Theory of Heat Conduction: Tutorial Aid for Heat-Engineering Specialities of Higher Educational Institutions*. Moscow, Vysshaia Shkola. 600 p. (in Russian).
7. G o r e t s k i y, L. I. (1965) *Theory and Estimation of the Concrete Road Surfacing for the Temperature Action*. Moscow, Transport. 286 p. (in Russian).
8. L u d t i n, W. (1924) *Temperaturänderungen in Betonk Orpern Infolge der Abbinde Wärme und Unter dem Einfluss der Umgebungs Temperatur und der Sonnenstrahlung*. Der Bauingenieur (German).
9. S h v i d k o v s k i y, Ye. G. (1940) On the Theory of the Plain Temperature Waves. *Zhurnal Tekhnicheskoi Fiziki* [Journal of Technical Physics], X (2), 145–167 (in Russian).
10. G r ö b e r, H. (1921) *Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges*. Berlin, Springer. 271 p. (German).
11. G e i t b u d, B. E. (1959) *Temperature Stresses as Applied to the Aeroplanes, Shells, Turbines, and Nuclear Reactors*. Moscow, Foreign Literature Publishing House. 349 p. (in Russian).
12. K o v a l y e v, Ya. N., Akyel'ev, V. D., & Smol'skiy, R. N. (1975) On Air Permeability of the Road Construction. *Avtomobil'nyi Transport i Dorogi* [Mechanical Transport and the Roads], 2, 193–199 (in Russian).
13. A k y e l' e v, V. D., Soldatkin, M. T., & Kovalev, Ya. N. (1979) On Microstructure of the Road Asphalt Concrete. *Avtomobil'nyi Transport i Dorogi* [Mechanical Transport and the Roads], 6, 135–139 (in Russian).
14. K h r u s t a l y e v, B. M., Nesenчук, A. P., Timoshpol'skii, V. I., Akel'ev, V. D., Sednin, V. A., Kopko, V. M., & Nerez'ko, A. V. (2007) *Heat and Mass Transfer. Part 1*. Minsk: Belarusian National Technical University. 606 p. (in Russian).

Представлена кафедрой  
теплоснабжения и вентиляции

Поступила 24.04.2015

УДК 536.24

## ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИХРЕВОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООТДАЧИ ГАЗОВОГО ПОТОКА ПРИ ПРОДОЛЬНОМ И ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ КРУГЛОТРУБНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

### Часть 2

Докт. техн. наук, проф. КУНТЫШ В. Б.<sup>1)</sup>,  
канд. техн. наук, доц. СУХОЦКИЙ А. Б.<sup>1)</sup>, магистр техн. наук ЯЦЕВИЧ А. В.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Белорусский государственный технологический университет,

<sup>2)</sup> ОАО «Минский завод автоматических линий имени П. М. Машерова»

E-mail: alk2905@mail.ru

Показано, что при оценке действительной тепловой эффективности от применения вихревой интенсификации теплоотдачи необходимо учитывать увеличение теплоотдающей площади поверхности трубы соответствующими углублениями (выемками, лунками), которая в зависимости от их геометрических параметров может изменяться от 4 до 280 %, что вызывает повышение теплоотдачи с одновременным ростом ее от турбулизации пограничного слоя потока вихрями, генерируемыми лунковыми турбу-

лизаторами. Для продольно обтекаемой трубы при нанесении выемок на наружной поверхности вихревая интенсификация увеличивает тепловую эффективность до 1,39 раза, а в случае поперечно обтекаемых потоком пучков из облуненной наружной поверхности труб не превышает 29 % при  $Re = 5000$ . С ростом числа  $Re$  до 14000 энергетический эффект ощутимо снижается до 6 %.

Тепловая эффективность вихревой интенсификации сферическими лунками на внутренней поверхности трубы при движении в ней воздуха не превышает 13 % в интервале  $Re = (1-2) \cdot 10^4$ , который характерен для воздухоподогревателей паровых котлов. Однако больший энергетический эффект (до 33 %) при продольном течении достигается от появившихся выпуклостей на внутренней поверхности трубы под сферическими углублениями на наружной поверхности. Установлено, что применение дискретной шероховатости в виде поперечных кольцевых выпуклостей (диафрагм) позволяет достичь интенсификации теплоотдачи значительно большей (до 70 %) в интервале  $Re = (10-100) \cdot 10^3$  по сравнению с гладкой трубой. Показано, что физические принципы вихревой интенсификации теплоотдачи облунением круглотрубных поверхностей отличаются от таковых при нанесении искусственной предельной шероховатости в виде усеченных пирамид на наружной поверхности трубы, обтекаемой поперечным потоком.

**Ключевые слова:** вихревая интенсификация теплоотдачи, коэффициент тепловой эффективности, поперечное обтекание, сферические и полусферические лунки, цилиндрические и конические углубления.

Ил. 4. Табл. 2. Библиогр.: 13 назв.

## THERMAL EFFECTIVENESS OF THE GAS FLOW VORTICAL HEAT- RELEASE INTENSIFICATION AT AXIAL AND TRANSVERSAL FLOWING-AROUND THE ROUND-TUBULAR SURFACES

### Part 2

KUNTYSH V. B.<sup>1)</sup>, SUKHOTSKIY A. B.<sup>1)</sup>, YATSEVICH A. V.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>*Belarus State Technological University,*

<sup>2)</sup>*JSC 'Minsk Plant of Automatic Lines named after P. M. Masherov''*

The paper demonstrates the fact that in valuating the actual heat efficiency from utilizing the vortical heat-release intensification it is necessary to account for the increase of heat-releasing area of the tube with the corresponding lacunae (hollows, lunules). It may vary from 4 to 280 % as a function of their geometrical parameters which causes heat-release increasing with its simultaneous growth from vortex formation in the boundary-layer flow by the swirls generated by lunule turbulizers. For the tube of axial flow-around with hollows applied on the outer surface the vortex intensification enhances the thermal effectiveness up to 1,39 times, and in the case of the transversal flow-around tube banks with lunuled tube outer surface it does not exceed 29 % at  $Re = 5000$ . With  $Re$  number growing to 14000 the energy effect tangibly declines to 6 %.

The thermal effectiveness of the vortex intensification with spherical lunules on the tube inside surface and the air moving inside does not exceed 13 % in the interval  $Re = (1-2) \cdot 10^4$ , which is distinctive for air the preheaters of steam-boilers. However, a greater energy effect (up to 33 %) for the axial flowing is attained from emerging saliences on the tube inside surface beneath the spherical lacunae on the outside. The authors establish that employing discrete roughness in the form of transverse circular saliences (diaphragms) allows attaining much greater heat-emission intensification (up to 70 %) in the interval of  $Re = (10-100) \cdot 10^3$  as compared to the smooth tube. The paper shows that physical principles of the heat-emission vortex intensification by way of lunuling the round tubular surfaces differentiate from those applying artificial limited roughness in the form of pyramid frusta on the tube outside surfaces flowed around by the transverse flow.

**Keywords:** vortical intensification of heat release, coefficient of thermal effectiveness, transversal flow-around, spherical and hemispherical lunules, cylindric and conical lacunae.

Fig. 4. Tab. 2. Ref.: 13 titles.

Действенным способом снижения массы и габаритов теплообменных аппаратов является интенсификация теплообмена. На протяжении последних трех десятилетий особое внимание уделяется изучению способа вихревой интенсификации теплообмена газовых (воздушных) потоков, реализуемого применением наносимых на теплоотдающую поверхность углублений различной формы (цилиндрические и конические выемки, полусферические лунки, мелкие и крупные сферические выемки, эллиптические выемки и т. д.), которые являются генераторами вихрей в пристенном слое движущегося принудительного потока. Это отражено во многих публикациях, из которых следует отметить [1–4]. Известны единичные публикации [5, 6] по исследованию теплогидравлических характеристик цилиндрических круглых труб, широко применяемых в газо-газовых теплообменниках, с поверхностью из сферических лунок, реализующих способ вихревой интенсификации. Общий недостаток известных исследований – отсутствие достаточной информации по геометрическим параметрам углублений, которая позволила бы вычислить увеличение теплоотдающей площади поверхности от применения интенсификаторов. Это помогло бы объективно выявить теплофизическую сторону такого способа интенсификации, разделив эффект по увеличению теплоотдачи на две составляющие: от наращивания теплоотдающей поверхности и вследствие возникновения от углублений вихревых структур, т. е. объективно выявить теплофизическую сторону данного способа интенсификации.

Цель исследований авторов заключалась в следующем:

- выяснить фактические коэффициенты тепловой эффективности круглой трубы в продольном потоке, интенсифицированной углублениями различной формы;
- сравнить тепловую эффективность вихревой интенсификации в зависимости от характера течения потока и представить практические рекомендации по ее предпочтительному применению.

Для достижения цели использовали известную методику В. М. Антуфьева для сравнения конвективных поверхностей по тепловой эффективности [7]. Одним из первых экспериментальных исследований является публикация [8], где для интенсификации конвективного теплообмена продольнообтекаемой воздухом латунной трубы на ее наружной поверхности нанесен рельеф в виде множества углублений (лунок) с шахматным расположением, отличающихся формой, геометрическими и компоновочными параметрами (табл. 1). Этот способ интенсификации теплообмена после ряда более поздних исследований [1, 2] был назван Г. И. Кикнадзе вихревым. Выбор публикации [8] для количественной оценки энергетической эффективности способа вихревой интенсификации предопределен детальным сообщением параметров углублений, позволяющих исключить из величины интенсификации теплоотдачи прирост ее вследствие увеличения теплоотдающей поверхности и тем самым получить фактические значения вихревого эффекта.

Опытные трубы 1–5 имели наружный диаметр  $d = 24$  мм. Результаты опытов представлены в виде графиков  $Nu = f(Re)$  и  $Eu = f(Re)$ , которые для удобства анализа теплоотдачи описаны авторами данной статьи уравнением подобию

$$Nu = c Re^m, \quad (1)$$

охватывающим интервал  $Re = (8-30) \cdot 10^3$ . В качестве определяющего размера в числах  $Nu$  и  $Re$  принят диаметр  $d$ . Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  в  $Nu$  вычислен во всех случаях по площади поверхности гладкой трубы 1 (табл. 1).

Таблица 1

Параметры углублений

| Номер трубы | Вид и размеры углубления<br>( $D$ – диаметр, мм;<br>$h$ – высота, мм) | Шаг по образующей/<br>направляющей, мм | Общее число углублений $n$ , шт. | Увеличение площади поверхности $\phi$ | Коэффициент в уравнении (1) |      | Доля длины, занимаемая устьями углублений |                 | Плотность углубления $\gamma$ , % |
|-------------|-----------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|-----------------------------|------|-------------------------------------------|-----------------|-----------------------------------|
|             |                                                                       |                                        |                                  |                                       | $c$                         | $m$  | по образующей                             | по направляющей |                                   |
| 1           | Труба с гладкой поверхностью                                          | –                                      | –                                | 1,00                                  | 0,0180                      | 0,80 | –                                         | –               | –                                 |
| 2           | Цилиндрическая:<br>$D = 0,5; h = 2,5$                                 | 5,0/2,0                                | 1800                             | 1,29                                  | 0,0039                      | 1,00 | 0,0925                                    | 0,100           | 1,44                              |
| 3           | Коническая:<br>$D_{осн} = 1,5; h = 1,5$                               | 7,0/3,5                                | 800                              | 1,13                                  | 0,0042                      | 1,00 | 0,1850                                    | 0,200           | 5,77                              |
| 4           | Цилиндрическая:<br>$D = 3,8; h = 3,8$                                 | 4,5/5,5                                | 292                              | 2,76                                  | 0,1060                      | 0,88 | 0,7600                                    | 0,400           | 43,80                             |
| 5           | Цилиндрическая:<br>$D_{пол} = 2,5;$<br>$D_{гор} = 0,9; h = 2,5$       | 4,5/5,5                                | 292                              | 1,71                                  | 0,0430                      | 0,77 | 0,2000                                    | 0,096           | 2,46                              |

Все трубы с углублениями обнаруживают заметный рост теплоотдачи, что объясняется турбулизацией пограничного слоя вихрями, генераторами которых являются углубления. Обнаружен новый эффект в аэродинамическом сопротивлении труб с углублениями, заключающийся в меньшем их сопротивлении в сравнении с сопротивлением гладкой трубы. Например, для трубы 4 снижение сопротивления составило 25 %. К предложенному объяснению прибегают и по настоящее время [2, 3]: возникшие вихри образуют «катки», по которым происходит скольжение пограничного слоя пристенного потока. Следовательно, трение скольжения на гладкой трубе частично заменяется трением качения, а на него затрачивается меньше энергии.

Вычислим коэффициент  $\phi$  увеличения теплоотдающей поверхности от углублений. Площадь поверхности гладкой трубы 1

$$f_{гл} = \pi dl, \quad (2)$$

где  $l$  – длина трубы, м.

Для труб 2, 4:

- площадь поверхности углублений

$$f_{ут} = \pi Dhn; \quad (3)$$

- фактическая теплоотдающая площадь поверхности труб

$$f_d = f_{гл} + f_{ут}. \quad (4)$$

Для трубы 3:

- длина образующей конических углублений

$$L_k = \sqrt{(0,5D_{\text{осн}})^2 + h^2}; \quad (5)$$

- площадь поверхности углублений

$$f_{\text{уг}} = 0,5\pi D_{\text{осн}} L_k n; \quad (6)$$

- фактическая теплоотдающая площадь поверхности трубы

$$f_d = f_{\text{гл}} + f_{\text{уг}} - 0,25\pi D_{\text{осн}}^2 n. \quad (7)$$

Для трубы 5:

- длина образующей цилиндрических углублений

$$L_{\text{ц}} = \sqrt{\left(\frac{D_{\text{пол}} - D_{\text{гор}}}{2}\right)^2 + h^2}; \quad (8)$$

- площадь поверхности углублений

$$f_{\text{уг}} = \pi n \left( 0,5 (D_{\text{пол}} + D_{\text{гор}}) L_{\text{ц}} + 0,25 D_{\text{пол}}^2 \right); \quad (9)$$

- фактическая теплоотдающая площадь поверхности трубы

$$f_d = f_{\text{гл}} + f_{\text{уг}} - 0,25\pi D_{\text{гор}}^2 n. \quad (10)$$

Коэффициент увеличения площади поверхности

$$\varphi = \frac{f_d}{f_{\text{гл}}}. \quad (11)$$

Из табл. 1 видно, что увеличение площади углублениями или иным искусственным рельефом может достигать весьма ощутимого значения, для трубы 4, например,  $\varphi = 2,76$ . Неучет влияния  $\varphi$  искажает реальную картину в каждом конкретном случае достигнутого эффекта от вихревой интенсификации теплообмена.

Одним из параметров, характеризующих трубу с нанесенным на ее поверхности рельефом, является плотность облунения, представляющая отношение площади поверхности лунок  $f_{\text{л}}$  (выемок, углублений и т. д.) к исходной площади гладкой поверхности:

$$\gamma = \frac{f_{\text{л}}}{f_{\text{гл}}}. \quad (12)$$

Кривые тепловой эффективности труб 1–5 (табл. 1) изображены на рис. 1а, где на оси ординат нанесены коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  по уравнению подобия (1); затраты мощности  $N_0$  вычислены по формуле (2) из [9], в которой значения  $\zeta$  определяли по графикам работы [8]. При вычислении коэффициентов  $\psi_i$  и  $\psi'_i$  (табл. 2) по формуле (1) из [9]

за эталонную поверхность принимали гладкую трубу 1. Коэффициент тепловой эффективности  $\psi'_i$  с учетом увеличенной площади поверхности труб 2–4 вычислен исходя из рис. 1б, в котором затрата мощности отнесена к полной поверхности трубы.

Таблица 2

**Коэффициент тепловой эффективности вихревой интенсификации теплоотдачи трубы, продольно обтекаемой снаружи воздухом**

| Коэффициент | $N_0$ , Вт/м <sup>2</sup> | Номер трубы по табл. 1 |      |      |      |      |
|-------------|---------------------------|------------------------|------|------|------|------|
|             |                           | 1                      | 2    | 3    | 4    | 5    |
| $\psi_i$    | 10                        | 1,0                    | 1,23 | 1,35 | 2,34 | 1,75 |
| $\psi'_i$   |                           | 1,0                    | 1,03 | 1,23 | 1,11 | 1,13 |
| $\psi_i$    | 240                       | 1,0                    | 1,44 | 1,73 | 2,50 | 1,60 |
| $\psi'_i$   |                           | 1,0                    | 1,26 | 1,39 | 1,22 | 1,13 |

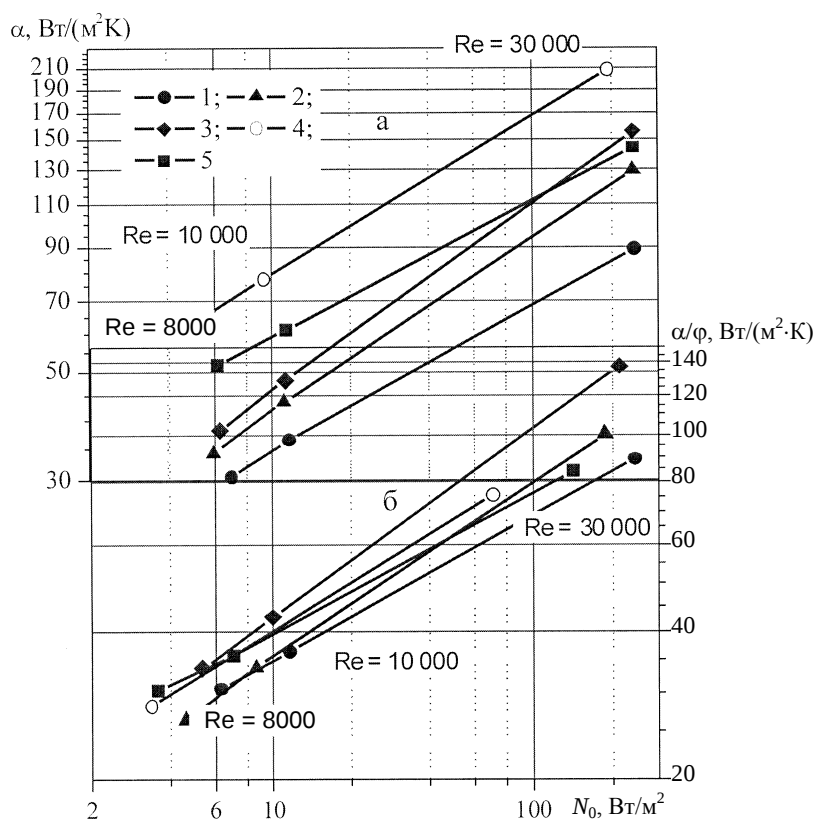


Рис. 1. Кривые тепловой эффективности труб с интенсифицированной теплоотдачей вихревым способом: 1–5 – номер трубы по табл. 1

Истинную тепловую эффективность труб 2–5 от воздействия вихревых турбулизаторов показывает рис. 1б, в котором исключено влияние возросшей поверхности на интенсификацию теплоотдачи. Совместный анализ данных рис. 1а, б и табл. 2 указывает на следующее. Тепловая эффективность труб 2–5 выше эффективности гладкой трубы 1, но наибольшая эффективность присуща трубе 4, съем теплоты которой превышает эту характеристику гладкой трубы в 2,34–2,5 раза при  $N_0 = \text{idem}$  в исследованном

интервале  $Re = (10-30) \cdot 10^3$ . Съем теплоты трубы 2 наименьший, но выше в сравнении с гладкой трубой в 1,23–1,44 раза. Вместе с тем, поверхность трубы 4 увеличена в 2,76 раза по сравнению с гладкой трубой, а трубы 2 в 1,29 раза. Совершенно очевидно, что единица поверхности трубы 2 участвует в теплообмене с большей активностью, особенно с возрастанием  $N_0$  (табл. 2). Тепловая эффективность от воздействия вихревой интенсификации в наибольшей мере (в 1,35–1,39 раза) реализована на трубе 3 в сравнении с гладкой трубой, несмотря на небольшое значение плотности углублений  $\gamma$ , причем оно значительно меньше рекомендуемого в [2, 3] ( $\gamma = 40-70 \%$ ), как оптимального для щелевых каналов. Можно предположить, что при  $h/D = 1$  (труба 3) непрерывно генерируемые лунками срывающиеся вихри находятся в пограничном слое и турбулизируют в нем течение. Косвенным подтверждением этого является возросший показатель степени при  $Re$  в (1) до  $m = 1,0$  против 0,8 для гладкой трубы 1. Такой показатель свойствен теплообмену внутри шероховатых труб с автомодельным режимом течения потока. При продольном обтекании облуненных труб этот факт не имеет места. Таким образом, механизм вихревой интенсификации теплообмена отличается от такового для труб с предельной шероховатостью.

Тепловая эффективность труб 2, 4, 5 находится в промежутке между эффективностью гладкой 1 и оптимальной 3 труб. Наглядное представление по количественному изменению коэффициентов эффективности  $\psi_i$ ,  $\psi'_i$  видно из рис. 2.

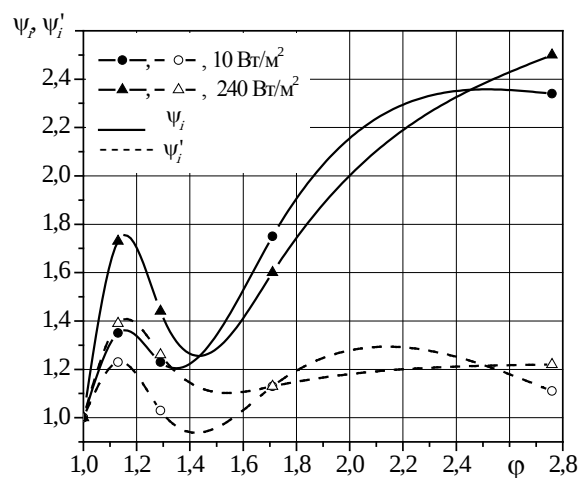


Рис. 2. Влияние увеличения наружной поверхности на коэффициенты тепловой эффективности труб 2–5 при продольном внешнем обтекании потоком:  
светлые точки — для  $\psi'_i$ ; черные — для  $\psi_i$

Для оценки эффективности вихревой внутренней интенсификации теплоотдачи при продольном течении воздуха использовано экспериментальное исследование [9] применительно к трубам диаметром воздухоподогревателя  $40 \times 1,5$  мм, внутренняя поверхность которых облунена «мелкими» и «глубокими» лунками (размеры и параметры расположения не указаны). Опытами охвачен диапазон  $Re = (7-21) \cdot 10^3$ . Достигнут одновременный рост теплоотдачи и сопротивления по сравнению с гладкой трубой, что отличает характер изменения сопротивления на противоположный от тако-

вого для труб с облуненной наружной поверхностью, но при продольном обтекании. Эффективность возрастает с увеличением скорости воздуха и составляет при  $N_0 = 0,6 \text{ Вт/м}^2$  ( $Re \approx 10^4$ ):  $\psi_i = 1,07$  – для «мелких» лунок,  $\psi_i = 1,09$  – для «глубоких». Однако при возрастании до  $N_0 = 4 \text{ Вт/м}^2$  ( $Re \approx 2 \cdot 10^4$ ) соответственно имеем  $\psi_i = 1,09$  и  $1,13$ . Следовательно, коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  увеличивается не более чем на 13 % (рис. 3), что в 1,07–1,23 раза меньше по сравнению с коэффициентом тепловой эффективности  $\psi_i$  при продольном внешнем обтекании. Установлено, что расположение лунок на внешней поверхности приводит к большему эффекту по сравнению с внутренним расположением.

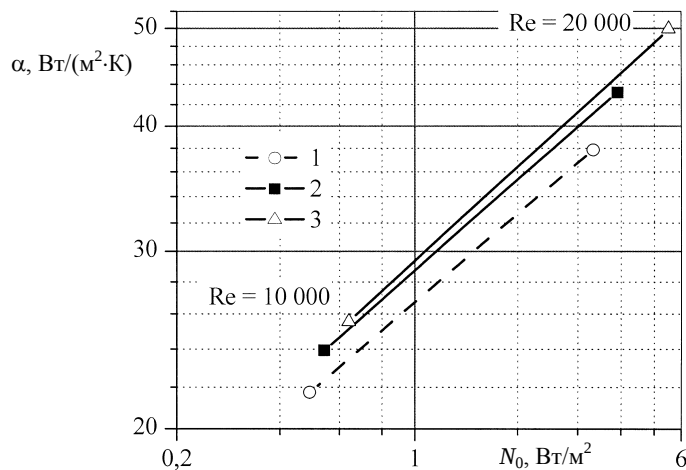


Рис. 3. Коэффициент теплоотдачи труб с внутренним облунением в зависимости от затрат мощности: 1 – гладкая труба; 2, 3 – трубы с «мелкими» и «глубокими» лунками

Исследование горизонтального пароводяного подогревателя [10], трубный шахматный пучок которого выполнен из латунных труб диаметром  $16 \times 1 \text{ мм}$  со сферическими лунками на наружной поверхности, под которыми на внутренней поверхности возникли выпуклости в виде дискретной регулярной шероховатости, не выявило интенсифицирующего влияния лунок на коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара. Выпуклости внутри труб интенсифицировали теплоотдачу воды в 1,59 раза при возросшем до 2,1 раза гидравлическом сопротивлении в интервале  $Re = (4-100) \cdot 10^3$ . Коэффициент тепловой эффективности внутренней интенсификации теплоотдачи  $\psi_i = 1,33$ , но этот эффект достигнут вследствие шероховатости внутренней поверхности, а облунение труб лишь привело к возникновению этой шероховатости (выпуклостей). Двусторонняя интенсификация теплоотдачи трубы не реализуется при выбранном способе. На рис. 4 нанесены кривые теплоотдачи труб с поперечной кольцевой накаткой оптимальных размеров [11]:  $d_0/d_{\text{вн}} = 0,935$  и  $s/d_{\text{вн}} = 0,5$ , где  $d_{\text{вн}} = 14 \text{ мм}$  – внутренний диаметр трубы;  $d_0, s$  – диаметр пережима и шаг накатки. При этом способе интенсификации на внешней поверхности трубы возникают поперечные кольцевые канавки, а под ними на внутренней поверхности – плавно очерченные выступы (пережимы), что является непределной регулярной ше-

роховатостью. При  $N_0 = \text{idem}$  коэффициент внутренней теплоотдачи увеличился до 1,7 раза (т. е.  $\psi_i = 1,7$ ) и превысил эффективность интенсификации от луночных выпуклостей на 28 %. Интенсивность теплоотдачи конденсации пара на горизонтальных трубах с кольцевыми канавками возрастает на 210–270 % по сравнению с гладкими. Следовательно, энергетически нецелесообразно применять облуненные трубы в пароводяных подогревателях на этом этапе исследований.

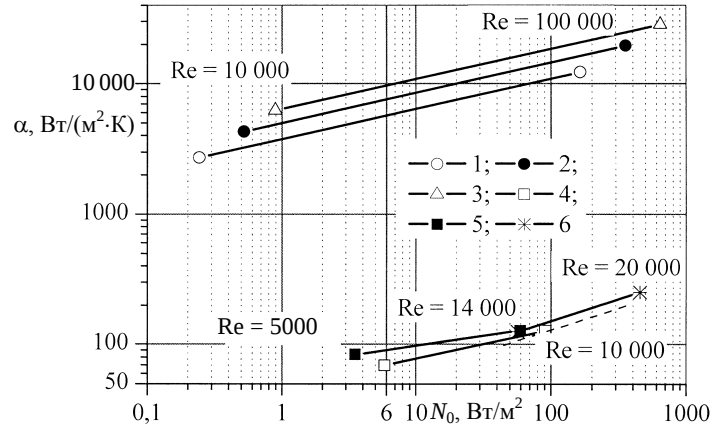


Рис. 4. Коэффициент теплоотдачи интенсифицированных труб с различными течениями потока в зависимости от затрат мощности: 1 – гладкая труба, 2 – облуненная труба; 3 – кольцевая накатка; 4 – гладкотрубный пучок; 5 – пучок из облуненных труб; 6 – шероховатый пучок

В нижней части рис. 4 по расчетам авторов статьи, используя опыты [12], построены кривые тепловой эффективности шахматных шестирядных пучков из круглых труб наружным диаметром 18 мм с относительными шагами  $\sigma_1 = 1,32$  и  $\sigma_2 = 2,00$ , обтекаемых поперечным потоком воздуха. После испытаний гладкого пучка внешняя поверхность труб была покрыта сферическими лунками диаметром  $D = 2,00$  мм, глубиной  $h = 0,25$  мм с шагом  $s = 3,00$  мм, и пучок вновь подвергли испытанию. Плотность облунения трубы составляла  $\gamma = 35,2$  %, а поверхность трубы с лунками согласно расчетам авторов увеличилась в  $\varphi = 1,038$  раза в сравнении с гладкой трубой. Интенсификация теплоотдачи от вихревого воздействия лунок возросла на 20 % при снижении сопротивления пучка в среднем на 50 %, что свидетельствует о нарушении аналогии Рейнольдса в пользу теплообмена.

Ввиду незначительности  $\varphi$  при вычислении  $\alpha$  и  $N_0$  по формуле (5) из [9], все значения отнесены к поверхности гладкой трубы. При увеличении затрат мощности  $N_0$  от 6 Вт/м<sup>2</sup> ( $Re \approx 5000$ ) до 100 Вт/м<sup>2</sup> ( $Re \approx 14000$ ) коэффициент тепловой эффективности облуненного пучка  $\psi_i$  уменьшился от 1,29 до 1,06. В среднем при поперечном обтекании системы «пучок» вихревая интенсификация при  $N_0 = \text{idem}$  повышает коэффициент теплоотдачи на 17–18 %, несмотря на заметное значение  $\gamma$ . Но больший вклад в отсутствие ощутимого прироста эффективности сыграло весьма малое значение  $h/D = 0,125$ . Параметры генерируемых вихрей недостаточны для существенного изменения структуры пограничного слоя на поверхно-

сти круглой трубы, подтверждением чего является неизменность показателя степени  $m$  в (1) и параллельность кривых сопротивления  $Eu = f(Re)$  пучка с интенсифицированными трубами в сравнении с гладким пучком [12]. В пользу изложенного свидетельствует характер расположения кривой эффективности шахматного пучка с  $\sigma_1 = \sigma_2 = 2$  из алюминиевых труб  $d = 50$  мм [13], на внешней поверхности которых нанесена предельная шероховатость в виде накатанных трапецеидальных выступов с относительной высотой  $h/d = 0,0163$ . Кривая располагается круче в сравнении с кривой эффективности облуненного пучка, которая при  $Re \geq 14000$  проходит ниже, а при увеличении  $Re$  эффективность шероховатого пучка больше на 150–200 %. Поверхность шероховатой трубы окутана турбулизированным пограничным слоем, точка отрыва потока смещается вниз по течению, что вызвало уменьшение сопротивления пучка, перешедшего в автомодельную область, а тангенс угла наклона кривой  $Nu = f(Re)$  приблизился к единице ( $m = 1$ ). Следовательно, теплофизический процесс вихревой интенсификации теплообмена и при поперечном обтекании труб имеет иной характер по сравнению с интенсификацией применения предельной и дискретной шероховатостей различных форм. Учет увеличения площади поверхности шероховатостью (авторами она оценена в  $\varphi = 1,27$ ) не изменил сравнительную картину тепловой эффективности шероховатого пучка (рис. 4, штриховая линия).

## ВЫВОДЫ

1. При оценке количественной меры тепловой эффективности вихревой интенсификации конвективного теплообмена необходимо учитывать увеличение поверхности вследствие нанесения на ней углублений.
2. Энергетически более выгодно при продольном течении потока применять для интенсификации теплоотдачи «облунение» наружной поверхности трубы. Тепловая эффективность вихревой интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности трубы сопровождается более чем скромным результатом.
3. Тепловая эффективность вихревой интенсификации теплоотдачи при поперечном обтекании пучка труб с «облуненной» наружной поверхностью меньше по сравнению с продольным течением потока.
4. Механизм вихревой интенсификации теплообмена как качественно, так и количественно отличается от такового в интенсифицированных поверхностях с предельной и дискретной шероховатостями.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ч и с л е н н о е моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров [и др.]. – СПб.: Судостроение, 2005. – 390 с.
2. Х а л а т о в, А. А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) / А. А. Халатов. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.
3. Х а л а т о в, А. А. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков / А. А. Халатов, И. И. Борисов, С. В. Шевцов. – Киев: Ин-т техн. теплофизики Украины, 2005. – 500 с.
4. Х а л а т о в, А. А. Вихревые технологии азротермодинамики в энергетическом газотурбостроении / А. А. Халатов. – Киев: Ин-т технич. теплофизики НАН Украины, 2005. – 292 с.

5. Афанасьев, В. Н. Процессы теплоотдачи при обтекании регулярных сферических вогнутостей турбулентным потоком / В. Н. Афанасьев, П. С. Рогатов, Я. П. Чудновский // Инженерно-физический журнал. – 1993. – Т. 63, № 1. – С. 23–27.
6. Козлов, А. П. Гидродинамические эффекты от сферических углублений на поверхности поперечно обтекаемого цилиндра // А. П. Козлов, А. В. Шукин, Р. С. Агачев // Известия вузов. Авиационная техника. – 1994. – № 2. – С. 27–34.
7. Кунтыш, В. Б. Тепловая эффективность вихревой интенсификации теплоотдачи газового потока при продольном и поперечном обтекании круглотрубных поверхностей. Часть 1 / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. В. Яцевич // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2015. – № 3. – С. 68–75.
8. Кубанский, П. Н. Поведение резонансной системы в потоке / П. Н. Кубанский // Журнал технической физики. – 1957. – Т. 27, № 1. – С. 180–188.
9. Шрадер, И. Л. Интенсифицированные трубчатые воздухоподогреватели / И. Л. Шрадер, А. А. Дашчян, М. А. Готовский // Теплоэнергетика. – 1999. – № 9. – С. 54–56.
10. Исследование теплогидравлических характеристик кожухотрубного подогревателя с интенсификацией теплообмена путем использования теплообменных трубок с лунками / Е. Ф. Балунов [и др.] // Теплоэнергетика. – 2008. – № 1. – С. 56–60.
11. Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 407 с.
12. Теплогидравлические характеристики поперечно обтекаемых поверхностей с лунками / М. Я. Беленький [и др.] // Теплоэнергетика. – 1995. – № 1. – С. 49–51.
13. Пучков, П. И. Влияние шероховатости на теплоотдачу пучков труб в поперечном потоке / П. И. Пучков // Котлотурбостроение. – 1948. – № 4. – С. 5–6.

#### REFERENCES

1. Bystror, Yu. A., Isaev, S. A., Kudryavcev, N. A., & Leont'ev, A. I. (2005) *Numerical Modelling of a Vortical Intensification of Heat Exchange in Packages of Pipes*. Saint Petersburg, Sudostroenie. 390 p. (in Russian).
2. Khalatov, A. A. (2005) *Heat Exchange and Hydrodynamics about Superficial Cavities*. Kyiv, Institute for Engineering Teplophysics, National Academy of Sciences of Ukraine. 140 p. (in Russian).
3. Khalatov, A. A., Borisov, I. I., & Shevtsov, S. V. (2005) *Heat and Mass Transfer and Thermal-Hydraulic Perfomance of the Vortex and Swirling Flows*. Kyiv, Institute for Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine. 500 p. (in Russian).
4. Khalatov, A. A. (2005) *Aero-Thermal Vortex Technologies for Power Engineering Gas Turbines*. Kyiv: Institute for Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine. 292 p. (in Russian).
5. Afanas'ev, V. N., Rogatov, P. S., & Chudnovsky, Ya. P. (1993) Heat Release Processes During a Turbulent Stream Flow-Around Over the Regular Spherical Incurvities. *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal* [Journal of Engineering and Physics], 63 (1), 23–27 (in Russian).
6. Kozlov, A. P., Schukin, A. V., & Agachev, R. S. (1994) Hydrodynamic Effects of Surface Spherical Cavities of the Transverse Streamlined Cylinder. *Izvestiia Vussov. Aviacionaia Tekhnika* [News of Higher Schools. Aeronautical Engineering], 2, 27–34 (in Russian).
7. Kuntys, V. B., Suhotsky, A. B., & Yatsevich, A. V. (2015) Thermal Effectiveness of the Gas Flow Vortical Heat Intensification at Axial and Transversal Flowing-Around the Round-Tubular Surfaces. Part 1. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii – Energetika* [Proceedings of the Higher Education Institutions and Power Engineering Associations – Power Engineering], 3, 68–75 (in Russian).
8. Kubansky, P. N. (1957) Parameters of a Resonant System in the Stream. *Zhurnal Tekhnicheskoi Fiziki* [Journal of Technical Physics], 27 (1), 180–188 (in Russian).
9. Shrad, I. L., Dashchyan, A. A., & Gotovsky, M. A. (1999) Intensified Tubular Air Heaters. *Teploenergetika* [Heat Engineering], 9, 54–56 (in Russian).
10. Balunov, E. F., Gotovsky, M. A., Permyakov, V. A., Permyakov, K. V., Shcheglov, A. A., Il'in V. A., Saykova, E. N., & Sal'nikov, V. V. (2008) Research of Heat and Hydraulic Characteristics of a Shell-and-Tube Reheater with Intensification of Heat Exchange by Employment of the Heat Exchange Tubes with Lunules. *Teploenergetika* [Heat engineering], 1, 56–60 (in Russian).

11. Kalinin, E. K., Drejtser, G. A., Kopp, I. Z., & Miakochin, A. S. (1998) *Effective Heat-Exchange Surfaces*. Moscow, Energoatomizdat. 407 p. (in Russian).

12. Belenky, M. Ya., Gotovsky, M. A., Lekah, B. M., & Fokin, B. S. (1995) Heat and Hydraulic Characteristics of the Transverse-Streamlined Surfaces with Lunules. *Teploenergetika* [Heat Engineering], 1, 49–51 (in Russian).

13. Puchkov, P. I. (1948) Roughness Effect on the Pipes Bunches heat Exchange in Cross-current. *Kotloturbostroenie* [Boiler and Turbines Building], 4, 5–6 (in Russian).

Представлена кафедрой энергосбережения,  
гидравлики и теплотехники

Поступила 03.02.2014

УДК 621.311.22:621.175

## **СОЗДАНИЕ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ШАРИКОВОЙ ОЧИСТКИ КОНДЕНСАТОРА 180-КЦС-1 ТУРБИНЫ Т-180/210-130-1 ЛМЗ**

### **Часть 2**

**ЗЕНОВИЧ-ЛЕШКЕВИЧ-ОЛЬПИНСКИЙ Ю. А.<sup>1)</sup>, НАУМОВ А. Ю.<sup>1)</sup>,  
студ. ЗЕНОВИЧ-ЛЕШКЕВИЧ-ОЛЬПИНСКАЯ А. Ю.<sup>2)</sup>**

<sup>1)</sup>Филиал «Гомельская ТЭЦ-2» РУП «Гомельэнерго»,

<sup>2)</sup>Белорусский национальный технический университет

E-mail: zenovich@tut.by

Разработана методика расчета экономической эффективности, которая может быть универсальной и использоваться для технико-экономического обоснования установки системы шариковой очистки конденсатора на паровых турбинах электростанций. Данная методика, кроме эффекта от снижения давления отработавшего пара в конденсаторе за счет внедрения системы шариковой очистки, учитывает также эффект от уменьшения гидравлического сопротивления конденсатора.

Приведены практические результаты внедрения системы шариковой очистки на паровых турбинах Гомельской ТЭЦ-2. Как результат регулярное применение системы шариковой очистки позволило довести температурные напоры конденсаторов всех блоков турбоагрегата Т-180/210-130-1 до нормативных величин и коэффициент чистоты до 0,85 на всех трех турбоагрегатах. Результаты работы, опыт внедрения автоматической системы шариковой очистки на Гомельской ТЭЦ-2 и методика расчета ее эффективности могут быть распространены при внедрении аналогичных систем на электростанциях Белорусской энергосистемы.

Предложены мероприятия по совершенствованию автоматической системы шариковой очистки конденсатора с использованием математической модели турбины, которые позволят оптимизировать режимы очистки конденсаторов и повысить эффективность работы системы шариковой очистки с увеличением коэффициента чистоты конденсатора до 0,90–0,92.

**Ключевые слова:** конденсатор паровой турбины, система шариковой очистки, температурный напор, давление отработавшего пара, вакуум, гидравлическое сопротивление конденсатора, экономический эффект, срок окупаемости, математическая модель турбины.

Ил. 3. Табл. 2. Библиогр.: 10 назв.