

## Интенсификация теплообмена в аппаратах холодильных и криогенных установок

© И.А. Архаров, Е.С. Навасардян, А.С. Глухарев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Теплообменный аппарат — один из основных элементов энергетических систем. При его проектировании важно выбрать соответствующий тип оребрения. Данную задачу следует решать на стадии проектирования установки под конкретные режимы работы, а также условия эксплуатации. Авторами проведено аналитическое исследование возможности увеличения коэффициента теплоотдачи со стороны внутренней поверхности трубы за счет усложнения геометрии внутритрубного пространства посредством установки профилированных вставок различной геометрии. С помощью критериальных уравнений получен результат, который сопоставляется с результатами численного моделирования в программной системе конечно-элементного анализа ANSYS Fluent. Создание численной модели для описания и расчета теплообменных процессов позволяет достичь снижения затрат при проектировании машин и аппаратов различных установок. Численный эксперимент дает возможность увеличить эффективность всей системы в целом.*

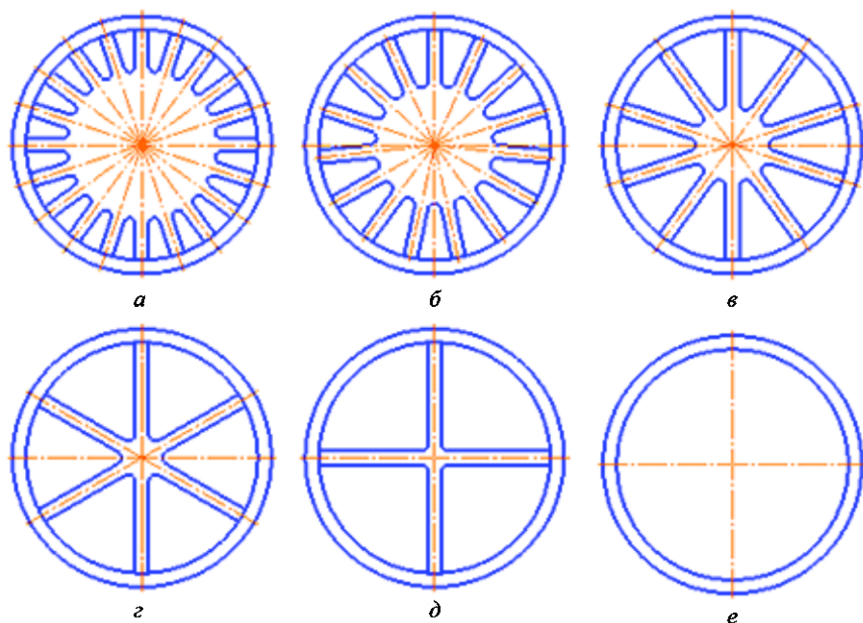
**Ключевые слова:** кожухотрубный теплообменный аппарат, интенсификация теплообмена, коэффициент теплопередачи, сравнительный анализ, конечно-элементное моделирование

В настоящее время известен ряд способов интенсификации теплообмена за счет изменения внутренней геометрии канала. Большинство из них дорогостоящие и сложные вследствие технологии изготовления. С точки зрения эффективности теплообмена они также не всегда имеют преимущества.

Моделирование гидродинамических, тепломассообменных, механических и других процессов — основа успешного проектирования машин и аппаратов, поскольку по сравнению с натурным численным экспериментом имеет такие преимущества, как сокращенное время эксперимента, повышенную точность полученных результатов за счет уменьшения влияния внешних факторов — случайных и человеческого.

В статье [1] рассмотрены вопросы расчета гидродинамики и теплообмена внутри трубы со сложной внутренней геометрией канала по эмпирическим формулам. Цель настоящей работы заключается в сопоставлении результатов, полученных с помощью критериальных уравнений, и результатов численного моделирования в программной системе конечно-элементного анализа ANSYS.

При проведении аналитического анализа выявлена возможность увеличения коэффициента теплоотдачи со стороны внутренней поверхности трубы за счет усложнения геометрии внутритрубного пространства посредством установки внутрь профилированных вставок по всей длине трубы, геометрические параметры которых представлены на рис. 1.



**Рис. 1.** Трубы различной геометрической конфигурации:  
 а — двадцатиконечная; б — пятнадцатиконечная; в — десятиконечная;  
 г — шестиконечная; д — четырехконечная; е — без оребрения

В качестве расчетных приняты следующие условия:

|                                      |   |
|--------------------------------------|---|
| Материал трубы .....                 | ДКРНМ 19Х1 (по ГОСТ 17217–79)                               |
| Длина трубы $l$ , м .....            | 0,25  |
| Теплопроводность материала           |   |
| $\lambda$ , Вт/м · К .....           | 350   |
| Диаметр трубы, м:                    |   |
| внутренний $d_1$ .....               | 0,017   |
| внешний $d_2$ .....                  | 0,019   |
| Вставки в трубу .....                | Двадцати-, пятнадцати-, десяти-, шести-,<br>четырёхконечная |
| Трубное пространство .....           | Газ — воздух  |
| Давление, Па .....                   | $10^5$  |
| Динамическая вязкость                |   |
| воздуха $\eta$ , Па · с .....        | 0,000019  |
| Скорость потока газа $w$ , м/с ..... | 15  |

|   |                 |
|---|-----------------|
| Плотность газа $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> .....                                   | 1,2             |
| Температура потока воздуха $T_1$ , К .....  | 310             |
| Теплоемкость воздуха $C_p$ , Дж/кг · К .....                                      | 1005            |
| Число Прандтля для воздуха $Pr$ .....   | 0,7             |
| Теплопроводность воздуха $\lambda_v$ , Вт/м · К .....                             | 0,022           |
| Межтрубное пространство .....   | Жидкость — вода |
| Температура потока жидкости $T_2$ , К .....                                       | 300             |
| Коэффициент теплоотдачи к внешней стенке $\alpha_2$ , Вт/м <sup>2</sup> · К ..... | 4000            |

По методике [2] проведен расчет параметров ребра и найдено значение его КПД, указывающего, насколько изменились показатели теплообмена. Затем был выявлен КПД оребренной поверхности, который следует учитывать при определении передаваемой теплоты.

В программе АСКОН КОМПАС-3D V15.1 (учебная версия) построены трехмерные твердотельные модели внутритрубного пространства для шести видов (см. рис. 1). По этим моделям определены геометрические параметры — высота ребра, периметр и площадь его поперечного сечения. Площадь сектора  $S$  (сектором является часть трубы, ограниченная поверхностями звезды и внутренним диаметром трубы) и его периметр  $F$  представлены в табл. 1. Эквивалентный диаметр, м, рассчитан по формуле

$$d_{\text{экв}} = \frac{4S}{F}.$$

Таблица 1

**Геометрические характеристики труб**

| Параметр   | Труба* |       |       |       |       |       |
|--|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
|  | $a$    | $b$   | $v$   | $z$   | $d$   | $e$   |
| Площадь сектора $S$ , $\cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> | 3,207  | 6,977 | 14,52 | 29,6  | 48,45 | 227   |
| Периметр сектора $F$ , м                             | 0,007  | 0,012 | 0,016 | 0,022 | 0,028 | 0,053 |
| Диаметр трубы $d$ , $\cdot 10^{-3}$ м                | 1,73   | 2,41  | 3,54  | 5     | 7     | 17    |

\* $a-e$  — см. рис. 1.

Расчет гидравлических потерь приведен следующим образом. Вначале найдено число Рейнольдса ( $Re$ ), далее в соответствии с типом потока (турбулентным или ламинарным) по критериальным зависимостям были вычислены гидравлические потери в трубе (табл. 2).

## Расчет гидравлических потерь

| Формула для расчета   | Труба* |      |      |      |      |       |
|---|--------|------|------|------|------|-------|
|   | а      | б    | в    | г    | д    | е     |
| $Re = \frac{\rho w d_{\text{экв}}}{\eta}$   | 1636   | 2283 | 3352 | 4995 | 6532 | 16110 |
| При $Re > 4000$<br>$\Delta p = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \cdot \frac{l}{d_{\text{экв}}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$ , Па<br>( при $Re < 2300$<br>$\Delta p = \frac{64}{Re} \frac{l}{d_{\text{экв}}} \frac{\rho \cdot w^2}{2}$ , Па ) | 765    | 393  | 397  | 241  | 173  | 56    |
| *а-е — см. рис. 1.  |        |      |      |      |      |       |

В зависимости от режима течения во внутритрубном пространстве изменяется и коэффициент теплоотдачи; он рассчитан по уравнению

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}. \quad (1)$$

Число Нуссельта для турбулентного и переходного режимов [3] с высокой точностью описывает уравнение

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (2)$$

для ламинарного режима течения внутри трубы его принимают постоянным:

$$Nu = 4,36. \quad (3)$$

Коэффициент теплоотдачи можно выразить из уравнений (1), (2) и (1), (3):

для ламинарного режима течения

$$\alpha_1 = 4,36 \frac{\lambda}{d_{\text{экв}}};$$

для турбулентного и переходного режима течения

$$\alpha_1 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{\lambda}{d_{\text{экв}}}.$$

Геометрические характеристики ребра представлены в табл. 3.

## Геометрические характеристики ребра

| Характеристика   | Труба    |          |          |          |          |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|
|  | <i>a</i> | <i>б</i> | <i>в</i> | <i>г</i> | <i>д</i> |
| Периметр поперечного сечения ребра $F$ , м                               | 0,0073   | 0,011    | 0,015    | 0,017    | 0,018    |
| Площадь поперечного сечения ребра $S_p$ , $\cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> | 2,6      | 4,27     | 5,9      | 7,2      | 7,9      |
| Высота ребра $l_p$ , $\cdot 10^{-3}$ м                                   | 2,6      | 4,27     | 5,9      | 7,2      | 7,9      |

\*  $a-d$  — см. рис. 1.

Далее найдены параметр и КПД ребра [4, 5] по следующим уравнениям:

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_1 F_p}{\lambda S_p}};$$

$$\eta_p = \left( 1 + \frac{(m l_p)^2}{3} \right)^{-1}.$$

Коэффициент оребрения можно найти по формуле

$$\eta_p = 1 - \frac{S_p}{S} (1 - \eta_p), \quad (4)$$

где  $S_p = 2nl_p$  — площадь ребра;  $n$  — число секторов;  $S = nF$  — полная площадь поверхности.

Таким образом, формула (4) для КПД оребренной поверхности приняла вид

$$\eta_1 = 1 - \frac{2nl_p}{nF} (1 - \eta_p) = 1 - \frac{2l_p}{F} (1 - \eta_p). \quad (5)$$

Для неоребренной поверхности КПД оребрения равен единице.

Поскольку соотношение толщины стенки и теплопроводности  $\frac{s}{\lambda} = \frac{0,001}{350} = 2,9 \cdot 10^{-6}$  мало, термическим сопротивлением стенки можно пренебречь.

Тогда коэффициент теплопередачи, отнесенный к внешней площади трубы, для оребренной поверхности был определен по формуле

$$k_{\text{оп}} = \left( \frac{\pi d_2 l}{\alpha_1 \eta_1 l n F} + \frac{1}{\alpha_2 \eta} \right)^{-1};$$

коэффициент теплопередачи для гладкой трубы:

$$k_{кр} = \left( \frac{\pi d_2 l}{\alpha_1 \pi d_1 l} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}.$$

Передаваемое количество теплоты рассчитано по формуле [6]

$$Q = kF_2(T_1 - T_2),$$

где  $F_2 = \pi d_2 l = 0,06 \text{ м}^2$  — площадь наружной поверхности трубы.

Все полученные результаты расчета представлены в табл. 4.

Таблица 4

#### Результаты расчета теплового потока

| Параметр  | Труба*   |          |          |          |          |          |
|---|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|   | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>в</i> | <i>г</i> | <i>д</i> | <i>e</i> |
| Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1$ , Вт/м <sup>2</sup> ·К | 55,5     | 88,5     | 82       | 75,7     | 71,7     | 59,9     |
| КПД ребра <i>m</i>  | 20,9     | 25       | 24       | 22,5     | 21,6     | —        |
| Коэффициент оребрения $\eta_p$                            | 0,999    | 0,996    | 0,993    | 0,991    | 0,990    | —        |
| КПД оребренной поверхности $\eta_1$                       | 0,999    | 0,997    | 0,995    | 0,995    | 0,995    | 1        |
| Коэффициент теплопередачи $k_{оп}$ , Вт/м <sup>2</sup> ·К | 51,4     | 62,2     | 60       | 55,3     | 51       | 32,4     |
| Количество теплоты $Q$ , Вт/ м                            | 7,7      | 9,3      | 9        | 8,3      | 7,6      | 4,8      |

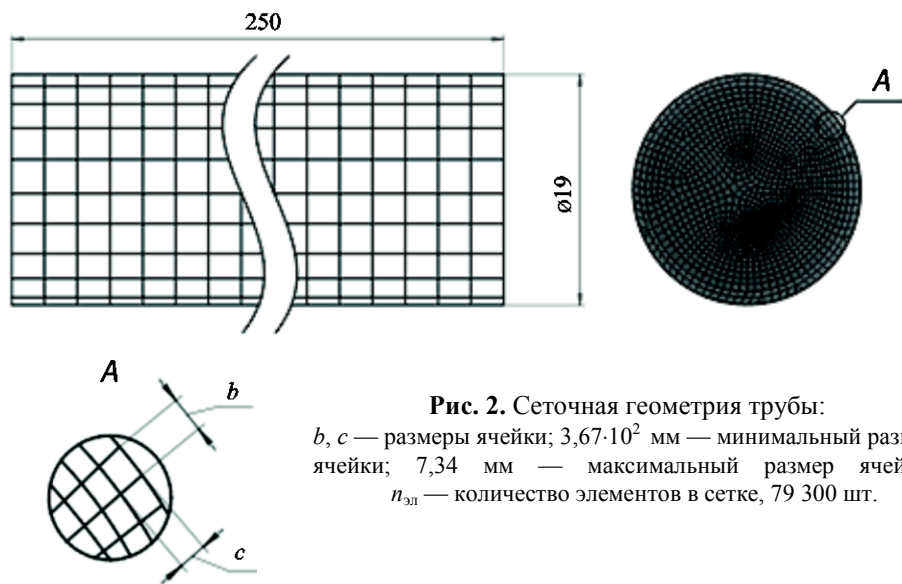
\**a-e* — см. рис. 1.

Моделирование теплообменных и гидродинамических процессов проведено в программной системе конечно-элементного анализа ANSYS 14 Fluent (учебная версия). Геометрические характеристики оребрения, тепловые характеристики газа и жидкости идентичны условиям, принятым в аналитическом расчете.

В раздел Geometry импортированы трехмерные модели труб с различными сердечниками, которые построены в программе АСКОН КОМПАС-3D V15.1 (учебная версия).

Следующим шагом в разделе Mesh была создана сетка, построение которой — один из ключевых этапов моделирования, поскольку от выбора сетки зависит сходимость решения, увеличение погрешности при расчете моделей и т. д. Для создания качественной сетки наряду со стандартной использованы функции Mapped face meshing, Refinement и Inflation. Так, в Mapped face meshing задавали геометрию элемента, Inflation отвечал за увеличение количества элементов в пристеночном слое, Refinement улучшал сетку путем увеличения количества элементов. Созданная сетка получилась достаточно качественной (рис. 2). В пристеночном слое элементы сетки имеют одинаковый размер, что позволяет лучше рассчитать пограничный слой. Для разбиения на элементы были использованы полученные в [7] результаты.

В разделе Setup были заданы следующие граничные условия и расчетные уравнения: выбран последовательный процесс расчета по конечно-разностному методу; для течения воздуха — модель K-epsilon, так как она наилучшим образом описывает течение и теплообмен газов при комнатных температурах; в качестве газа внутри трубы выбран воздух; материал труб — медь.



**Рис. 2.** Сеточная геометрия трубы:

$b, c$  — размеры ячейки;  $3,67 \cdot 10^2$  мм — минимальный размер ячейки; 7,34 мм — максимальный размер ячейки;  $n_{эл}$  — количество элементов в сетке, 79 300 шт.

*Граничные условия:*

Вход ..... Газ — воздух  
 Скорость потока на входе  $V$ , м/с ..... 15  
 Температура воздуха на входе  $T_v$ , К ... 313  
 Давление воздуха на входе  $P_v$ , Па ..... 100 000  
 Температура стенки  $T_{ст}$ , К ..... 300

Для решения задачи была использована схема решения SIMPLE с гибридной инициализацией, решение получено в модуле Solution. На рис. 3 представлена зависимость температуры от расстояния по оси трубы, за начало отсчета принято сечение входа в трубу.

График зависимости коэффициента теплопередачи и гидравлических потерь от эквивалентного диаметра представлен на рис. 4. В ANSYS 14 Fluent (учебная версия) получены следующие значения коэффициента теплопередачи:  $k_0 = 63,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  — для трубы без оребрения;  $k_4 = 78,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  — для трубы со вставкой стержня в виде четырехконечной звезды. Гидравлические потери следующие:  $\Delta p_0 = 73 \text{ Па}$  — для трубы без оребрения;  $\Delta p_4 = 183 \text{ Па}$  — для трубы со вставкой стержня в виде четырехконечной звезды.

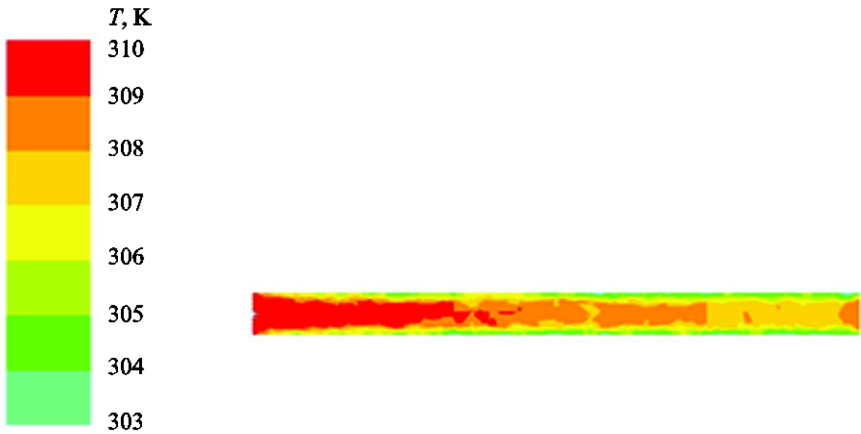


Рис. 3. Зависимость температуры от расстояния по оси трубы

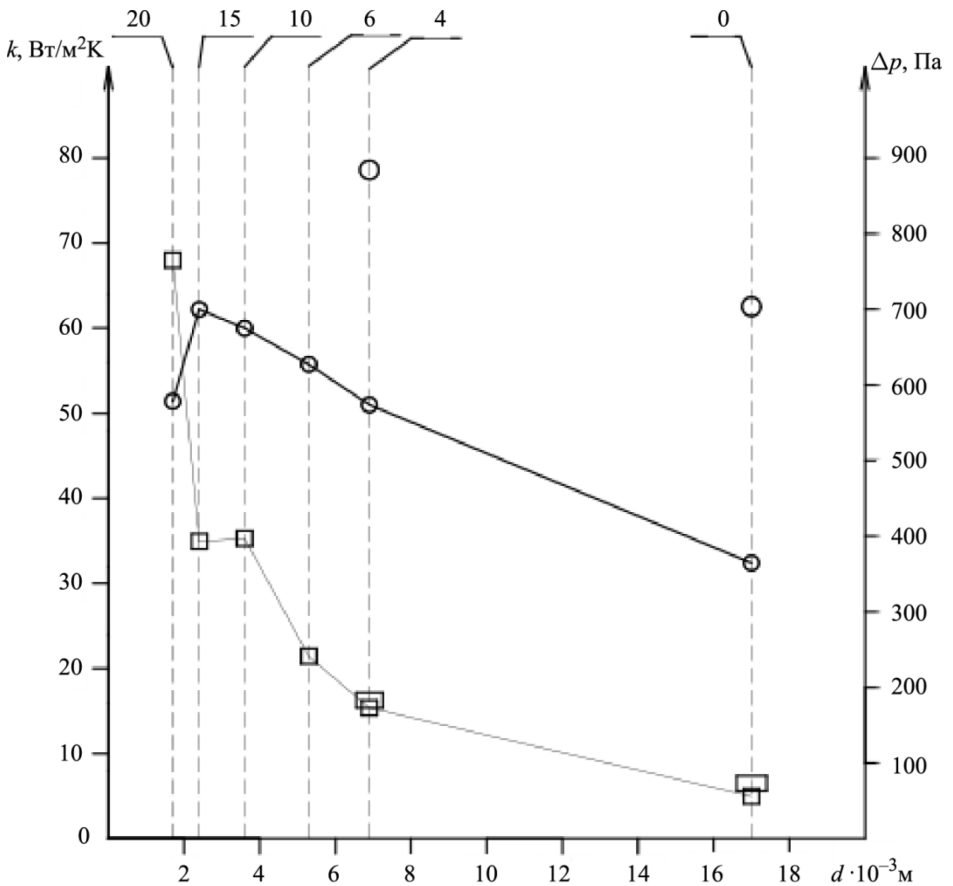


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплопередачи и гидравлических потерь от эквивалентного внутритрубного диаметра (значение эквивалентного диаметра рассчитано для различного количества ребер в сердечнике)



На графике кривыми отмечены изменения коэффициента теплопередачи и гидравлических потерь, рассчитанные по критериальным зависимостям; нанесены значения гидравлических потерь (прямоугольники) и коэффициентов теплопередачи (большие окружности), рассчитанные в ANSYS 14 Fluent (учебная версия).

Подводя итоги работы, следует отметить, что вставки для интенсификации теплообмена позволяют уменьшить массогабаритные характеристики кожухотрубных теплообменных аппаратов.

Усложнение внутритрубной геометрии канала приводит, с одной стороны, к увеличению теплообменных характеристик, с другой — к увеличению гидравлических потерь, поэтому заключение о применении усложнений поверхности можно составить только по результатам расчета. При переходе от обычной трубы к трубе со стержнем в виде четырехконечной звезды гидравлические потери возрастают более чем в 3 раза. В случае дальнейшего усложнения геометрии канала наблюдается возрастание гидравлических потерь (см. рис. 4). При увеличении числа ребер количество передаваемой теплоты начинает уменьшаться. С дальнейшим усложнением геометрии внутритрубного пространства режим течения изменяется на ламинарный, а количество передаваемой теплоты уменьшается. Для условий, заданных в настоящей статье, оптимальным вариантом является вставка стержня в виде шестиконечной звезды, так как последующее усложнение геометрии значительно сильнее увеличивает гидравлические потери, чем передаваемую теплоту. Интерес представляет моделирование процессов в каналах сложной геометрии и сравнение полученных результатов с расчетными.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Глухарев А.С. Повышение эффективности теплообменных аппаратов за счет оребрения внутритрубного пространства. *Молодежный научно-технический вестник*, 2017, № 1. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/854258.html>
- [2] Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодически расположенными поверхностями турбулизаторами потока. *Теплофизика высоких температур*, 2005, т. 43, № 2, с. 223–230.
- [3] Красникова О.К. *Способы интенсификации теплообмена при вынужденной конвекции в аппаратах криогенных систем*. Москва, ЦИНТИхимнефтемаш, 1990, 36 с.
- [4] Кишкин А.А., Краев М.В., Зуев А.А. Интенсификация теплообмена. *Вестник сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева*, 2005, № 3, с. 130–134.
- [5] Пшенин В.В., Коршак А.А. Новые критериальные уравнения для числа Нуссельта при вынужденной конвекции в трубах. *Записки горного института*, 2012, т. 195, с. 78–80.
- [6] Архаров И.А., Александров А.А., Навасардян Е.С. *Примеры и задачи по циклам криогенных систем*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009.

- [7] Кулик В.В., Паркин А.Н., Навасардян Е.С. Обработка методики численного моделирования элементов микрокриогенных газовых машин с применением программного комплекса ANSYS Fluent на примере вязкого течения в канале малого диаметра с теплоотдачей. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 8, с. 14–19.

Статья поступила в редакцию 21.02.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Архаров И.А., Навасардян Е.С., Глухарев А.С. Интенсификация теплообмена в аппаратах холодильных и криогенных установок. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 5. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-5-1618>

*Статья подготовлена по материалам доклада,  
представленного на 13-й Международной научно-практической конференции  
«Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития»,  
состоявшейся 1–2 ноября 2016 г., Москва*

**Архаров Иван Алексеевич** — д-р техн. наук, профессор кафедры «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: 2772@mail.ru

**Наvasардян Екатерина Сергеевна** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: navasard@mail.ru

**Глухарев Андрей Сергеевич** — студент кафедры «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: glukharevandrew@gmail.com

## Heat transfer enhancement in apparatuses of refrigerating and cryogenic plants

© I.A. Arkharov, E.S. Navasardyan, A.S. Glukharev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

*Heat exchanger is one of the main elements of energy systems. When designing such apparatuses it is important to choose the appropriate type of fins. This task should be solved at the stage of designing the installation for specific operating modes, as well as operating conditions. The paper analyzes the possibility of increasing the heat transfer coefficient from the inner surface of the pipe due to the complication of the geometry of the shell space by installing profiled inserts of various geometries. The result obtained with the help of criterial equations is compared with the results obtained by numerical modeling in the program system of finite element analysis ANSYS Fluent. Thanks to a numerical model for describing and calculating heat exchange processes, it is possible to achieve cost savings in the design of machines and apparatuses of various installations. A numerical experiment also makes it possible to increase the efficiency of the entire system as a whole.*

**Keywords:** shell and tube heat exchanger, heat transfer enhancement, heat transfer coefficient, comparative analysis, finite element modeling

### REFERENCES

- [1] Glukharev A.S. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskyy vestnik — Youth scientific and technical bulletin*, 2017, no. 1. Available at: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/854258.html>
- [2] Dreytser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. *Teplofizika vysokikh temperature — High Temperature*, 2005, vol. 43, no. 2, pp. 223–230.
- [3] Krasnikova O.K. *Sposoby intensivifikatsii teploobmena pri vynuzhdennoy konveksii v apparatakh kriogennykh sistem* [Ways of heat transfer enhancement at forced convection in apparatuses of cryogenic systems]. Moscow, TsINTIkhimneftemash Publ., 1990, 36 p.
- [4] Kishkin A.A., Kraev M.V., Zuev A.A. *Vestnik sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva — Vestnik SibGAU*, 2005, no. 3, pp. 130–134.
- [5] Pshenin V.V., Korshak A.A. *Zapiski gornogo instituta — Journal of Mining Institute*, 2012, vol. 195, pp. 78–80.
- [6] Arkharov I.A., Aleksandrov A.A., Navasardyan E.S. *Primery i zadachi po tsiklam kriogennykh sistem* [Examples and tasks on cycles of cryogenic systems]. Moscow, BMSTU Publ., 2009.
- [7] Kulik V.V., Parkin A.N., Navasardyan E.S. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie — Chemical and Petroleum Engineering*, 2016, no. 8, pp. 14–19.

**Arkharov I.A.**, Dr. Sc. (Eng.), Professor of the Department of Refrigerating, cryogenic equipment. Air conditioning and life support systems, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: 2772@mail.ru

**Navasardyan E.S.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor of the Department of Refrigerating, cryogenic equipment. Air conditioning and life support systems, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: navasard@mail.ru

**Glukharev A.S.**, student of the Department of Refrigerating, cryogenic equipment. Air conditioning and life support systems, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: glukharevandrew@gmail.com