

УДК 536.24

## Исследование оребренной поверхности в Ansys

*Вьюшин Е.А., студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
Кафедра «Теплофизика»*

*Научный руководитель: Каськов С.И., ст. преподаватель  
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[kaskov@power.bmstu.ru](mailto:kaskov@power.bmstu.ru)*

В настоящее время одним из наиболее перспективных способов получения оребренной поверхности теплообменных аппаратов является метод деформирующего резания [1]. Он основан на использовании взаимосвязанных процессов резания и пластической деформации материала, благодаря чему можно увеличить площадь цилиндрической поверхности до 12 раз, при этом возможно получение оребрения с шагом от 0,2 до 2,5 мм и высотой до 4 мм [2,3].

Метод деформирующего резания позволяет создавать компактные теплообменники с большой площадью поверхности теплообмена [4].

Была разработана и построена трехмерная модель микроканального щелевого теплообменника, представленная на рисунке 1. Во внутреннем контуре, один из теплоносителей, поступаая во внутреннюю трубу 1, через прорезанные на концах трубы окна 6, попадет в один из двух диаметрально расположенных горизонтальных пазов в двусторонне-оребренной трубе 2. Далее, теплоноситель, пройдя половину окружности трубы 2, попадает в диаметрально противоположный паз, и через другое окно в трубе 1, выходит из теплообменника. Во внешнем контуре, второй теплоноситель, пройдя через входной штуцер 5, попадает в входной коллектор 4, и через горизонтальный паз во внешнем цилиндрическом корпусе 3, попадает на внешнюю поверхность оребренной трубы 2, пройдя половину длины окружности на которой, попадает через диаметрально расположенный паз в трубе 3 в выходной коллектор 7 и в выходной штуцер 8.

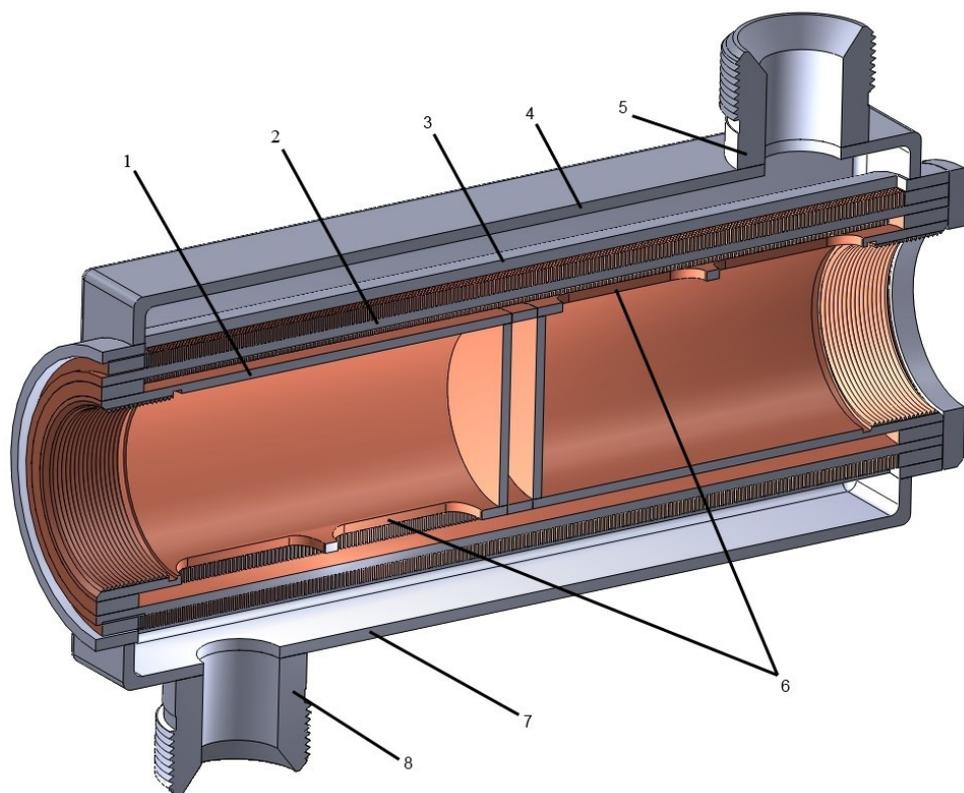


Рис. 1. Разработанная модель микроканального щелевого теплообменника

Разработанная модель имеет 400 каналов в двусторонне-ребренной медной трубе (по 200 во внешнем и внутреннем контурах), размер которых 3,0 x 0,5 мм, при внутреннем диаметре трубы 48 мм и толщиной стенки 2 мм. Соответственно площадь поверхности одного внутреннего канала составляет  $F_{внут} = 810,8 \text{ мм}^2$ , а площадь поверхности внешнего канала -  $F_{внеш} = 1130,5 \text{ мм}^2$ . Проведено исследование теплоотдачи в половине канала двусторонне-ребренной трубы. Вид расчетной области показан на рисунке 2.

Фактически, в силу симметрии канала относительно вертикальной плоскости, при расчете использовалась его половина. На боковой поверхности половины ребра было принято условие равенства нулю теплового потока, а на плоскости симметрии канала были приняты симметричные граничные условия (равенство нулю потоков массы и тепла). Таким образом, при получении результата, было пренебрежено продольной теплопроводностью, эффект от которой резко убывает при удалении от краев теплообменника.

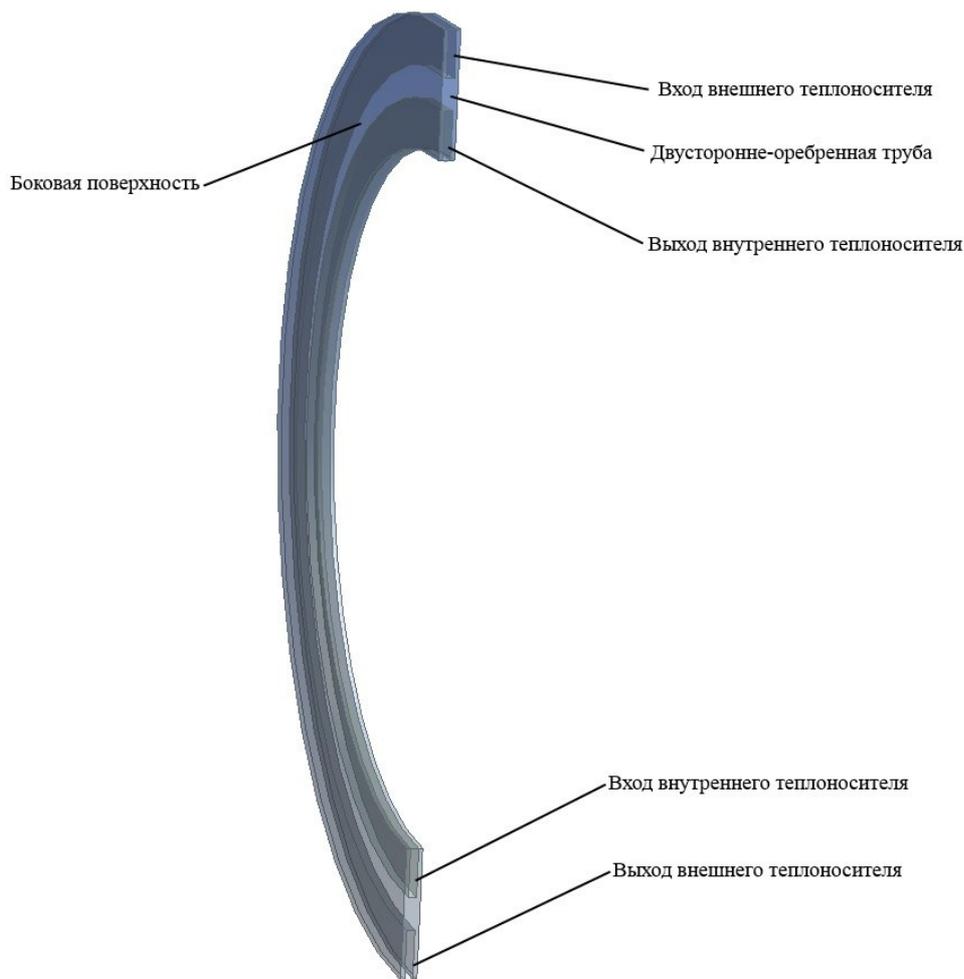


Рис. 2. Вид расчетной области

Исследование проводилось в программу Ansys Fluent при следующих параметрах теплоносителей: внешний теплоноситель – вода, начальная температура  $t_{\text{вн}} = 55^\circ \text{C}$ ,  $\rho_{\text{вн}} = 328,15 \text{ kg/m}^3$ , расход  $G_{\text{вн}} = 1 \text{ kg/s}$ . Внутренний теплоноситель – вода, начальная температура  $t_{\text{вн}} = 5^\circ \text{C}$ ,  $\rho_{\text{вн}} = 278,15 \text{ kg/m}^3$ , расход  $G_{\text{вн}} = 0,2 \text{ kg/s}$ . В соответствии с этими значениями расходов, были определены значения скоростей теплоносителей во внутреннем и внешнем канале. Они оказались равными  $v_{\text{вн}} = 1,67 \text{ m/s}$ ,  $v_{\text{вн}} = 0,33 \text{ m/s}$ . Гидравлический диаметр канала  $d = 0,86 \text{ mm}$ . Число Рейнольдса для внешнего теплоносителя  $Re_{\text{вн}} \approx \dots$ . Режим течения теплоносителей при численном моделировании принят ламинарным. По окончании расчета были получены поля температур в канале, а так же количество теплоты, передающееся через ребренную трубу. На рисунке 3 показаны поля температур на плоскости симметрии канала жидкости и на плоскости симметрии ребра.

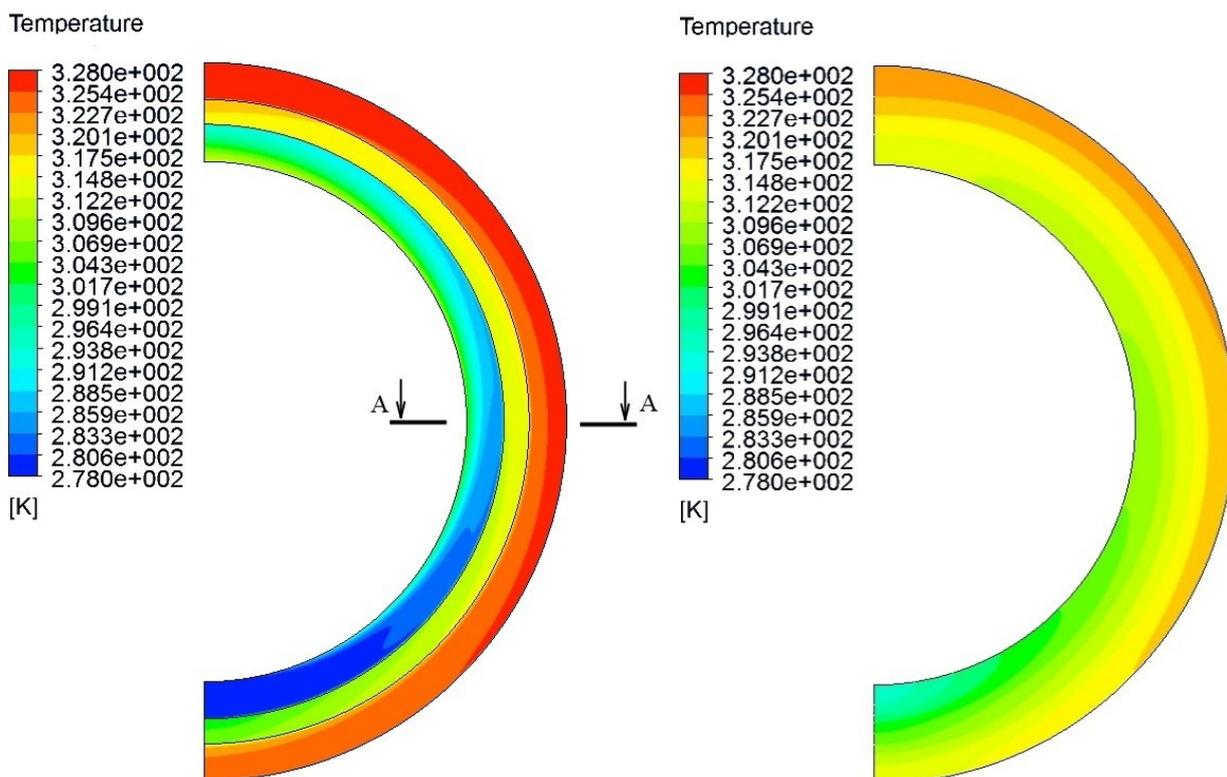


Рис. 3. Поля температур на плоскости симметрии канала (слева) и ребра (справа)

Из полученного поля температур в центре канала (рисунок 3) следует вывод: количество тепла, передающееся через ребра оребренной трубы гораздо больше, чем количество теплоты, передаваемое через саму трубу.

На рисунке 4 (слева) показана значимость боковых ребер в нагреве теплоносителя. Получается, что температура теплоносителя в разрезе А-А рис. 3 распределена интересным образом: поначалу, по мере удаления от горячего теплоносителя, температура холодного теплоносителя убывает, а затем, при определенном удалении, температура начинает возрастать в силу того, что тепловой поток от ребра значителен по сравнению с тепловым потоком, проходящим непосредственно через трубу. На рисунке 4 (справа) показан профиль скорости в канале. Получено, что при начальной скорости на входе в канал  $v_{0\text{внеш}} = 1,67$  м/с, скорость, по мере удаления от стенок канала и оси теплообменника, возрастает до величины  $v_{\text{max}} = 2,78$  м/с, так как значение скорости в ядре потока должно возрасти для сохранения постоянного расхода, а так же она должна возрасти по мере удаления от оси теплообменника, так как в этом случае возрастает длина пути, проходимого жидкими частицами.

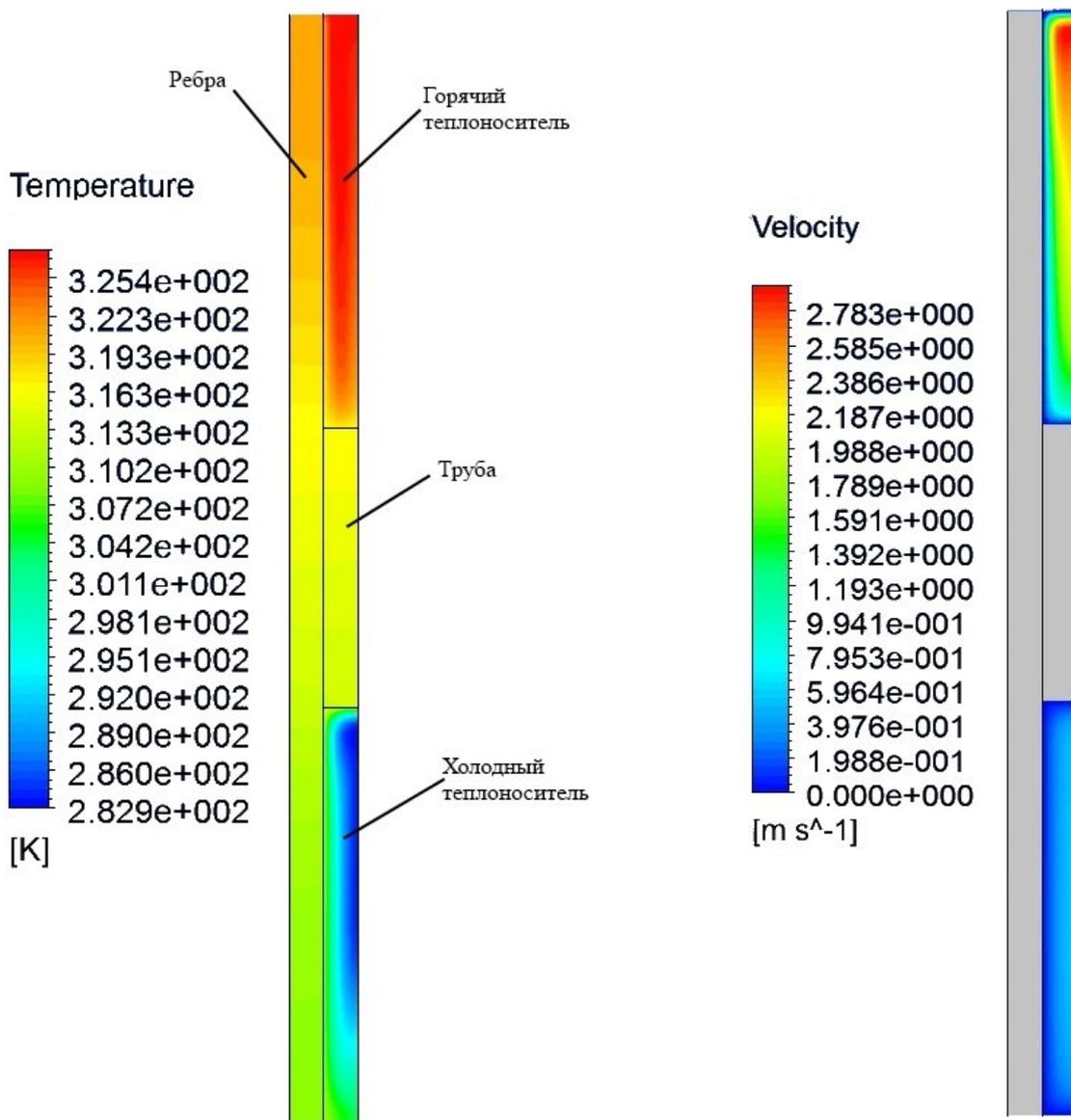


Рис. 4. Температурный профиль (слева) и профиль скоростей (справа) в разрезе А-А на рис. 3

Аналогичные расчеты были проведены для различных значений расхода горячего теплоносителя. Далее представлена таблица с исходными параметрами расчета и полученными характеристиками теплообмена, включая мощность теплообменника  $Q$ , средний температурный напор  $\Delta T_{\text{пд}}$ , средний коэффициент теплопередачи  $\bar{k} = Q / (F_{\text{внут}} \cdot \Delta T_{\text{cp}})$  и тепловую эффективность  $\eta = (T''_{\text{внут}} - T'_{\text{внут}}) / (T'_{\text{внеш}} - T'_{\text{внут}})$  [5].

### Исходные параметры расчета и характеристики теплообмена

$G_{\text{внеш}}, \text{ кг/с}$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
$G_{\text{внут}}, \text{ кг/с}$	0,2				
$v_{\text{внеш}}, \text{ м/с}$	1,67	1,33	1,00	0,67	0,33
$v_{\text{внут}}, \text{ м/с}$	0,33				
$T'_{\text{внеш}}, \text{ К}$	328,15				
$T'_{\text{внут}}, \text{ К}$	278,15				
$T''_{\text{внеш}}, \text{ К}$	322,4	321,3	319,2	315,8	307,6
$T''_{\text{внут}}, \text{ К}$	304,5	303,9	303,4	302,2	298,8
$Q, \text{ кВт}$	20,36	20,00	19,48	18,46	15,6
$\Delta T_{\text{пд}}, \hat{E}$	23,5	24,1	24,6	25,8	29,2
$\bar{k}, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	5,34	5,12	4,88	4,41	3,29
$\eta$	0,53	0,52	0,51	0,48	0,42

#### Выводы:

1. Была разработана и построена трехмерная модель микроканального щелевого теплообменного аппарата.
2. В упрощенной модели было проведено численное моделирование процесса теплообмена между теплоносителями.
3. Были определены значения теплопроизводительности и средние коэффициенты теплопередачи при различных расходах нагревающего теплоносителя и постоянном расходе нагреваемого.

#### Список литературы:

1. Зубков Н.Н. Оребрение труб теплообменных аппаратов подрезанием и отгибкой поверхностных слоев // Новости теплоснабжения. 2005. № 4. С. 51-53.
2. Белов А.В., Каськов С.И., Попов И.А. Исследование кипения воды в большом объеме на микроструктурированных поверхностях // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журнал. 2012. № 7. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/458278.html> (дата обращения 04.05.2014).
3. Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Зубков Н.Н., Каськов С.И., Щелчков А.В. Кипение воды на микроструктурированных поверхностях // Труды Академэнерго. 2012. № 1. С. 14-31

4. Патент № 135401 РФ Компактный теплообменник / Зубков Н.Н., Каськов С.И.  
Опубл. 10.12.2013 Бюл. №34.
5. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 367 с.