УДК 536.25

ТЕПЛООТДАЧА В ГЛАДКОТРУБНЫХ ПУЧКАХ ГЛУБОКОВОДНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Иванов Н.Г., Рис В.В., Щур Н.А.

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Санкт-Петербург, Россия

Грант РФФИ № 12-08-01208.

АННОТАЦИЯ

Выполнено прямое численное моделирование определяемых эффектами плавучести пространственных турбулентных течений морской воды сквозь сильно разреженные пучки гладких труб. Проведено исследование влияния на теплоотдачу от трубного пучка краевых эффектов, вызванных боковой эжекцией (подтеканием) воды в межтрубное пространство, индуцированной вертикальным подъемным течением. Показано, что удлинение горизонтальных участков труб вплоть до 130 калибров не приводит к заметному ослаблению краевых эффектов: интенсивное подтекание окружающей жидкости через боковые границы проявляется как в случае коротких, так и в случае длинных прямых участков. В целом, влияние эжекции через боковые границы трубного пучка на интегральные коэффициенты теплоотдачи оказывается весьма существенным и носит негативный характер с точки зрения производительности теплообменных аппаратов, основанных на пассивном теплосъеме за счет естественной конвекции.

ВВЕДЕНИЕ

Создание технологий добычи и переработки природного газа из месторождений, расположенных на больших глубинах Мирового океана, представляет одну из актуальных и сложнейших задач, стоящих перед человечеством в ближайшие десятилетия. Во второй половине XX века была эффективно решена проблема освоения месторождений жидких и газообразных углеводородов, расположенных на небольших, до 500 м, глубинах континентального шельфа. Ключевым элементом этих технологий служат стационарные морские платформы, на которых монтируется буровое и технологическое оборудование, в целом аналогичное используемому при освоении месторождений на суше.

При добыче, первичной переработке и транспорте природного газа из месторождений, расположенных на больших, свыше 500 м, глубинах континентального шельфа и на глубинах Мирового океана, в среднем составляющих 4 км, использование стационарных платформ сопровождается чрезвычайно высокими затратами. В последние годы появилась и активно внедряется более экономичная технология добычи природного газа, опирающаяся на комплексы оборудования, устанавливаемого на больших глубинах. В ближайшие несколько лет, по мере падения давления газа в скважинах, в состав этого оборудования будут включаться глубоководные газоперекачивающие компрессорные станции (ГКС), оснащенные герметичными центробежными нагнетателями мощностью 10 МВт и выше и теплообменными аппаратами на линиях всасывания и противопомпажной защиты [1]. На сегодняшний день выбор данной концепции уже подтвержден техническими проектами глубоководных ГКС, а также испытаниями элементов оборудования [2]. Это позволяет считать, что реализация подводных технологий компримирования газа находится на этапе практической реализации.

Обычные воздушные и водяные рекуперативные теплообменные аппараты для нагнетателей и компрессоров представляют собой аппараты активного типа, в которых теплопередающие среды прокачиваются через трубные пучки, снабженные элементами интенсификации теплообмена, например, внешним оребрением. Методики расчета и проектирования таких аппаратов глубоко проработаны и позво-

ляют создавать эффективные и надежные конструкции, работающие в наземных условиях.

Конструкция глубоководных теплообменных аппаратов (охладителей природного газа) неизбежно должна учитывать специфику условий монтажа, обслуживания и эксплуатации. В полностью собранном и установленном на платформе состоянии охладитель погружается на дно и с помощью специальных роботов подключается к газопроводам компрессорной станции. Ревизия состояния охладителя, в частности его теплопередающих поверхностей, может выполняться не чаще, чем раз в 5-10 лет. Охлаждающей средой может быть только высокосоленая океаническая вода. Допускается только естественное протекание охлаждающей среды вдоль теплопередающих поверхностей. Материал теплопередающей поверхности должен быть не подвержен коррозии, а сама поверхность должна выдерживать большие перепады давления. Зависимость теплопередающих свойств этих поверхностей от неизбежного загрязнения естественными морскими отложениями должна быть минимальной, что делает необходимым выбор простой формы поверхности с возможностью ее периодической очистки.

В столь жестких условиях газоохладитель производительностью порядка 10-20 МВт, пассивный со стороны охлаждающей среды, может быть реализован только с предельно простой и надежной конфигурацией теплопередающей поверхности [3]. Таким требованиям отвечают гладкотрубные пучки с перекрестным направлением течения теплоносителей, приближенным к противотоку. В этих пучках охлаждаемый природный газ с расходом, определяемым производительностью компрессора, течет по прямым трубам с периодическими 180-градусными поворотами, а в пространстве между прямыми участками труб формируется подъемное течение охлаждающей морской воды, вызванное естественным эффектом тяги, зависящим от высоты трубного пучка и разности плотностей нагреваемой и холодной воды.

Теплообмен и сопротивление гладкотрубных шахматных и коридорных пучков при вынужденной конвекции в межтрубном пространстве хорошо изучены в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса и Прандтля, а также геометрических параметров [4]. Вместе с тем, традиционные запросы со стороны практики, выраженные требованиями интенсификации теплообмена и компактности теплообменной поверхности, постоянно направляли внимание исследователей в сторону рассмотрения течений в сжатых пучках при высоких значениях числа Рейнольдса, в то же время удовлетворяющих допустимому уровню потерь давления в межтрубном пространстве. В силу сказанного имеющиеся корреляционные зависимости по теплоотдаче и сопротивлению гладкотрубных пучков не могут быть без уточнения и поправок использованы при расчете и проектировании теплообменных аппаратов для глубоководных компрессорных станций при условиях малоинтенсивного течения охлаждающей морской воды и достаточно разреженных пучков труб, нуждающихся в периодической очистке [5, 6].

Настоящая работа посвящена получению новой информации фундаментального характера об особенностях процесса конвективного теплопереноса в условиях пассивного теплосъема за счет естественной конвекции. В условиях глубоководных установок трубные пучки должны характеризоваться весьма ограниченными поперечными (к направлению подъемного течения) размерами. При этом существенную роль могут играть краевые эффекты, делающие подъемное течение и, как следствие, локальную теплоотдачу неоднородными в поперечных плоскостях. Ослабить влияние краевых эффектов может, в частности, удлинение прямых участков труб.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассматривается помещенный в наполненный водой бассейн пучок, составленный из большого числа нагретых труб диаметром $D = 0.008$ м. Каждая из труб имеет форму змеевика и состоит из 12 горизонтальных секций и 11 поворотов (рис. 1), горизонтальные участки трубы пронумерованы снизу вверх. За счет действия силы плавучести в межтрубном пространстве формируется вертикальное подъемное течение, таким образом, горизонтальные секции составляют поперечно-обтекаемый коридорный трубный пучок. Принимается, что трубы отстоят друг от друга на расстояние 0.056 м, т.е. значение относительного поперечного (горизонтального) шага труб равно $a = 7 \cdot D$. Радиус поворота составляет 0.024 м,

© Иванов Н.Г., Рис В.В., Щур Н.А.

таким образом, относительный продольный (вертикальный) шаг равен $b = 6 \cdot D$.

Моделирование течения воды осуществлялось на основе прямого решения полных уравнений Навье-Стокса. Эффекты плавучести учитывались в приближении Буссинеска. Свободная конвекция воды возникает около поверхностей нагретых труб, а вынужденная конвекция формируется эффектами самотяги и эжекции.

Расчетная область, фрагмент которой показан на рис. 1а, включает в себя одну трубу (продольный ряд пучка), на поверхности трубы задавалось условие прилипания. Пучок предполагается безграничным в поперечном относительно потока направлении. Таким образом, на вертикальных границах расчетной области A и B (внешние границы расчетной области в направлении y, рис. 1а) задаются условия периодичности.

Внешние границы расчетной области в направлениях x и z (рис. 1а) отодвинуты от теплообменника на одинаковое расстояние $L_{ext} = 1.0$ м. Принимается, что перепад давления между нижней и верхней границами определяется разностью уровней и плотностью окружающей воды, а расход жидкости определяется действием силы плавучести в межтрубном пространстве. На удаленных от пучка вертикальных границах задается мягкое граничное условие, допускающее формирование эжекционного подтекания воды в межтрубное пространство.

На рис. 1б показаны положения горизонтальных сечений, в которых в ходе анализа решения проводилось осреднение вертикальной скорости подъемного течения. Сечения, включающие только внутреннее пространство теплообменника от поворота до поворота, расположены посередине между горизонтальными участками трубы.

Длина горизонтальных секций в базовом варианте, представленном на рис. 1, составляет $L_{hor} = 0.26$ м (32.5 калибра). Помимо базового, был рассмотрен вариант с удлиненными горизонтальными секциями, длина которых была увеличена в 4 раза и составила $L_{hor} = 1.04$ м (130 калибров).

Температура воды на входе в расчетную область равна $T_{in} = 20°C$, температура стенок трубы – $T_w = 70°C$. Теплофизические свойства воды принимаются постоянными: $\rho = 1000.0$ кг/м^3, $\mu = 1.0 \times 10^{-3}$ Па×с, $\lambda = 0.6$ Вт/м·К, $C_p = 4182$ Дж/кг×К, $\beta = 2.0 \times 10^{-4}$ 1/К. Таким образом, число Прандтля, Pr, принимает значение 6.97, а число Грасгофа $Gr = g\beta (T_w - T_{in}) D^3 \rho^2 / \mu^2$ равняется 5×10^5. Число Рейнольдса, построенное по диаметру трубы и средней скорости подъемного течения в верхнем сечении трубного пучка, составляет примерно 200.

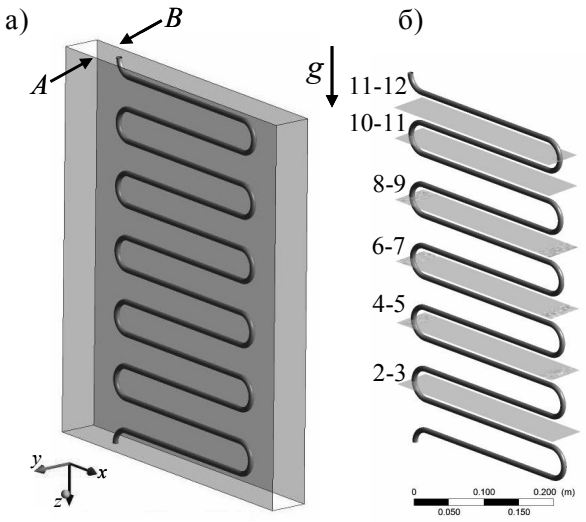

Рис.1 (а) Фрагмент расчетной области в окрестности трубы; (б) сечения для осреднения скорости подъемного течения.

Для численного моделирования течения несжимаемой вязкой среды вблизи теплообменника использовался программный пакет ANSYS FLUENT. Пространственная дискретизация конвективных слагаемых выполнена по схеме QUICK второго порядка точности. Для получения нестационарных решений применялась неявная схема второго порядка точности по времени, шаг по времени принимался равным 0.01 с. Для каждого из рассчитанных вариантов продолжительность участка выборки, относящегося к статистически установившемуся режиму течения, составляла не менее 140 с. По этому интервалу осуществлялось осреднение при расчете интегральной теплоотдачи. Отметим, что амплитуда колебаний интегральной теплоотдачи для верхних участков трубы достигала 10% среднего значения, а характерный период колебаний составлял в зависимости от варианта 1…3 секунды, см. рис. 5-6. При проведении расчетов использовались гибридные неструктурированные сетки, состоящие из гексагональных ячеек в пристенных пограничных слоях и тетраэдральных ячеек в

относительно удаленном от твердых стенок межтрубном пространстве. В результате проведенного ранее исследования влияния ряда параметров (топологии сетки, числа ячеек вдоль труб, высоты первой пристенной ячейки, расстояния до границ расчетной области) для проведения параметрических расчетов базового варианта пучка была выбрана сетка общей размерностью, примерно, 9 миллионов ячеек [7]. Для пучка с удлиненными трубами размерность сетки составила примерно 18 миллионов ячеек, при этом в обоих вариантах обеспечивалось одно и то же число ячеек на единицу длины прямого участка трубы. Расчеты проводились на кластере с использованием распараллеливания на 8 ядер.

ЭФФЕКТ УДЛИНЕНИЯ ПРЯМЫХ УЧАСТКОВ ТРУБ

Структуру течения, определяющуюся эффектами плавучести, иллюстрируют рис. 2-4, где даны картины мгновенного распределения вертикальной скорости, линий тока и изоповерхности Q-критерия в окрестности пучка. Видно, что для обеих рассмотренных геометрий вертикальная скорость подъемного течения существенно возрастает от нижних рядов пучка к верхним, что принципиально отличается от условий течения в трубном пучке в условиях вынужденной конвекции [4]. Примечательно, что картина обтекания самого нижнего горизонтального участка трубы в обоих случаях соответствует свободноконвективному обтеканию одиночной трубы.

В базовом варианте для участков со второго по шестой наблюдается практически стационарное натекание горячей струи, поднимающейся от предыдущего участка, при этом за пределами следа скорость восходящего движения мала и с ростом высоты увеличивается довольно слабо. Начиная с седьмого ряда пучка, реализуется нестационарное обтекание, сопровождающееся существенной перестройкой течения: в следе за горизонтальным участком трубы вместо восходящей свободноконвективной струи формируется застойная рециркуляционная зона, причем для верхних рядов пучка последующий горизонтальный участок трубы попадает в застойную зону от предыдущего. Таким образом, примерно посередине пучка по высоте происходит переход от стационарного свободноконвективного обтекания к нестационарному течению, характерному для вынужденной конвекции, что связано с существенным увеличением скорости в межтрубном пространстве за счет эжекции из внешней области. Отметим, что при проведенных ранее расчетах в двумерной постановке [5, 6], где подтекание жидкости извне запрещено, протяженные рециркуляционные зоны в следе за трубами начинают формироваться, начиная с первого ряда пучка.

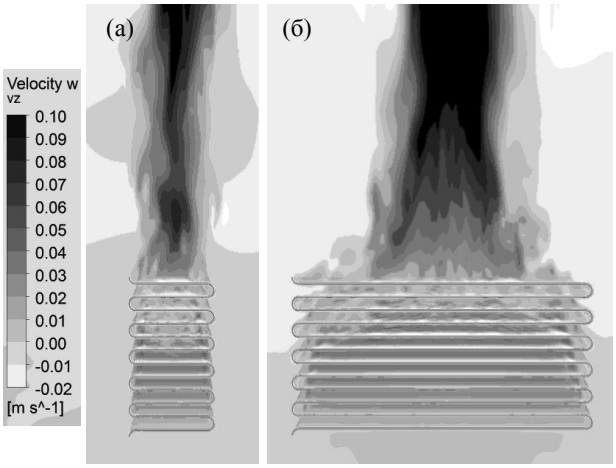

Рис.2 Мгновенные поля вертикальной скорости в продольном сечении при (а) L_{hor} = 0.26 м, (б) L_{hor} = 1.04 м.

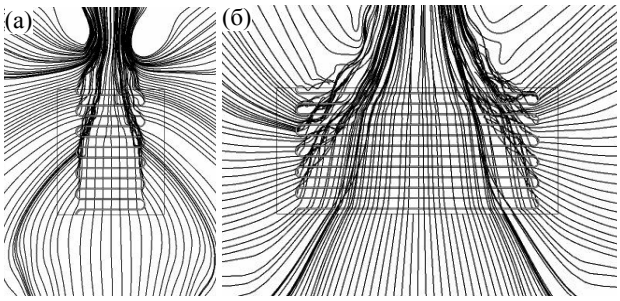

Рис.3 Линии тока при (а) L_{hor} = 0.26 м, (б) L_{hor} = 1.04 м.

Приведенная на рис. 3а картина линий тока, выпущенных из внешних границ расчетной области, наглядно показывает, что для базового варианта затекание жидкости через боковые границы пучка весьма существенно: расход через боковые границы оказывается большим, чем через нижнюю.

Значения вертикальной скорости подъемного течения в различных сечениях теплообменника составляют w_{2-3} = 0.60 см/с, w_{4-5} = 0.84 см/с, w_{6-7} = 1.17 см/с, w_{8-9} = 1.57 см/с, w_{10-11} = 1.96 см/с, w_{11-12} = 2.16 см/с Таким образом, эжекция из внешней области приводит к заметному, практически в четыре раза, росту средней скорости подъемного течения по всей высоте пучка. В целом подъемное течение в пределах пучка характеризуется малыми скоростями, не превышающими 2 см/с.

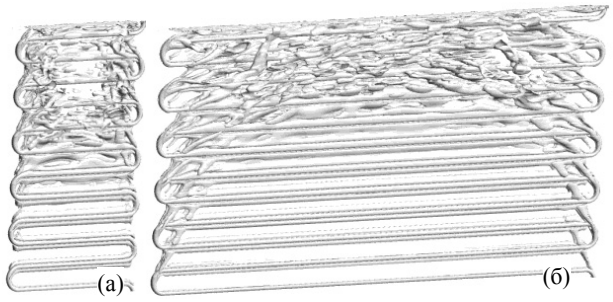

Рис.4 Изоповерхности Q-критерия при (а) L_{hor} = 0.26 м, (б) L_{hor} = 1.04 м.

В пучке с удлиненными прямыми участками труб переход к нестационарному обтеканию, сопровождающийся существенной перестройкой течения, происходит несколько позднее: как видно из рис. 4б нестационарное обтекание в этом случае реализуется, начиная с девятого ряда пучка. При этом, как видно из рис. 3б, эжекция через боковые границы трубного пучка в случае удлиненных трубок начинает проявляться раньше, периферийное течение зафиксировано уже в окрестности участка поворота с первого ряда на второй (см. рис. 4б). Тем не менее, в целом при удлинении горизонтальных участков имеет место относительное уменьшение вклада эжекции жидкости через боковые границы пучка в общий расход, и эффект ускорения потока от ряда к ряду по высоте трубного пучка выражен слабее, чем в исходном варианте. Отмеченное повышение степени равномерности скорости подъемного течения, приводит к некоторому увеличению интегральной теплоотдачи.

Эволюция среднего числа Нуссельта для коротких прямых участков трубы показана на рис. 5, а для удлиненных – на рис. 6. На рисунках дана информация об осредненной по поверхности теплоотдаче от нескольких прямых участков, находящихся на разной высоте пучка. Значения средней теплоотдачи от верхнего прямого участка #12, для которого данные приведены для обеих рассмотренных длин труб, оказались близкими. На рис. 6 помимо данных, осредненных по всей длине прямых участков, приведены также данные осреднения по их центральной части длиной 0.27 м, где влияние подтекающей с периферии жидкости ослаблено. Видно, что для горизонтального участка #8 теплоотдача в центральной части ниже, чем значение, осредненное по всему участку, а на участке #12 теплоотдача в центральной части, напротив, несколько выше. Таким образом, подтекающая с периферии жидкость может локально как ослаблять, так и интенсифицировать теплоотдачу, однако в пределах одного горизонтального участка степень влияния эжекции менее выражена, чем по высоте трубного пучка.

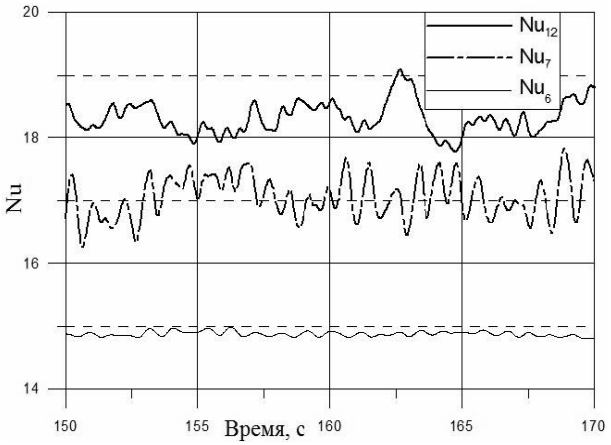

Рис.5 Эволюция среднего числа Нуссельта при L_{hor} = 0.26 м: осреднение по прямым участкам для труб #6, #7, #12.

Вывод о существенной неоднородности теплоотдачи по высоте подтверждается значениями осредненной во времени интегральной теплоотдачи, приведенными в табл. 1. Так, для базового варианта (столбец 2) наблюдается заметный рост теплоотдачи для верхних участков трубы, начиная с седьмого, что согласуется с отмеченной выше перестройкой течения в этой области. Для варианта с удлиненными прямыми участками также имеет место рост теплоотдачи при переходе

от нижних рядов к верхним (в столбце 3 приведены результаты осреднения по центральной части прямых участков трубы, а в столбце 4 – по всей протяженности прямых участков). Таким образом, степень влияния бокового подтекания жидкости на интегральную теплоотдачу слабо зависит от длины прямых участков трубы в диапазоне рассмотренных значений L_{hor}.

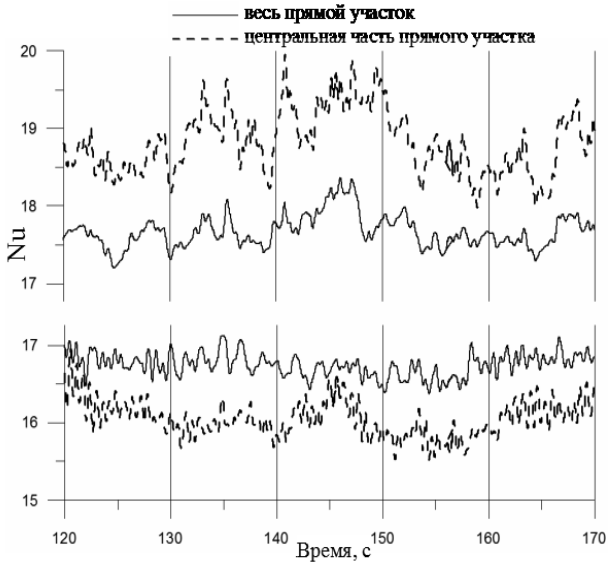

Рис.6 Эволюция среднего числа Нуссельта при L_{hor} = 1.04 м: осреднение как по всему прямому участку, так и по его центральной части для труб #8 и #12.

Табл.1 Значения интегральной теплоотдачи от прямых участков трубы.

L_{hor}, м	0.26	1.04 центр. часть	1.04 весь участок
Nu_1	13.5	16.0	15.8
Nu_2	15.5	15.4	15.2
Nu_3	15.0	14.9	14.9
Nu_4	14.8	15.0	14.8
Nu_5	14.5	15.1	14.9
Nu_6	14.8	15.3	15.4
Nu_7	16.0	15.5	16.2
Nu_8	18.5	16.1	16.8
Nu_9	18.6	20.1	17.8
Nu_{10}	18.1	21.5	18.3
Nu_{11}	18.0	20.1	18.2
Nu_{12}	18.3	19.3	17.9

В целом можно сделать вывод о том, что интенсивная эжекция через боковые границы теплообменника с горизонтальными участками длиной, по крайней мере, до 130 калибров, ведет к заметной неоднородности теплоотдачи по высоте трубного пучка. В условиях глубоководных установок трубные пучки, скорее всего, будут характеризоваться весьма ограниченными поперечными размерами, и рассмотрение более длинных прямых участков труб представляется нецелесообразным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В трехмерной нестационарной постановке проведены расчеты определяемого эффектами плавучести течения воды сквозь сильно разреженный гладкотрубный коридорный пучок в условиях пассивного теплосъема за счет естественной конвекции. Выявлено, что в условиях самотяги наблюдается интенсивная эжекция через боковые границы теплообменника, при этом вертикальная скорость подъемного течения в межтрубном пространстве возрастает от нижних рядов трубного пучка к верхним, изменяясь в диапазоне от 0.5 до 2 см/с, что приводит к сильной неоднородности теплоотдачи по высоте трубного пучка. Показано, что удлинение горизонтальных участков труб вплоть до 130 калибров не приводит к заметному ослаблению краевых эффектов: интенсивное подтекание окружающей жидкости через боковые границы, сопровождающееся вертикальной неоднородностью теплоотдачи, проявляется как в случае относительно коротких, так и в случае удлиненных прямых участков. В целом, влияние эжекции через боковые границы трубного пучка на интегральные коэффициенты теплоотдачи оказывается весьма существенным и носит негативный характер с точки зрения производительности теплообменных аппаратов, основанных на пассивном теплосъеме за счет естественной конвекции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дурыманов В.В. На суше и под водой: капсулированный компрессорный агрегат SGC-ECO компании Siemens / В.В. Дурыманов, С.А. Леонтьев, В.В. Седов // Турбины и дизели. – 2010. – N 2. – С.10-15. Durymanov V.V. Siemens STC-ECO canned compressor unit / V.V. Durymanov, S.A. Leontyev, V.V. Sedov // Turbines & Diesels – 2010. – N 2. – pp.10-15.
2. Future technology heading for Aasgard / Statoil news release, 18.06.2013, http://www.statoil.com/en/NewsAndMedia/News/2013/Pages/18_Jun_Aasgard.aspx, [cited 31 July 2013].
3. Fantoft R. Subsea gas compression - challenges and solutions / R. Fantoft // OTC paper № 17399. – 2005. – 6 p.
4. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас – М.: Наука, 1982. – 472 с. Zhukauskas, A. (1982). Konvektivnyu perenos v teploobmennikakh [Convective transfer in heat exchangers], Science, Moscow, USSR.
5. Ivanov N.G. Numerical Modeling of buoyancy-induced Fluid Flow and Heat Transfer in a Staggered Tube Bank / N.G. Ivanov, A.I. Kirillov, V.V. Ris, E.M. Smirnov // Proc. of the International Heat Transfer Conference IHTC14. August 8-13, 2010, Washington, DC, USA, ASME Technical Paper IHTC14-22640. – 2010. – 7 p.
6. Иванов Н.Г. Численное моделирование теплоотдачи в гладкотрубном пучке при определяющем влиянии эффектов плавучести / Н.Г. Иванов, В.В. Рис, Е.М. Смирнов // Труды Пятой Российской национальной конференции по теплообмену. В восьми томах. Том 3. Свободная конвекция. Тепломассообмен при химических превращениях. – М: Издательский дом МЭИ, 2010. – с 78-81. Ivanov N.G. (2010) *Chislennoe modelirovanie teplootdachi v gladkotrubnom puchke pri opredelyayushchem vliyanii yeffektov plavuchesti* [Numerical modeling of buoyancy-induced heat transfer from plain-tube banks] / N.G. Ivanov, V.V. Ris, E.M. Smirnov // Proc. V Russian National Heat Mass Transfer Conference, Moscow, Publishing House MPEI, Vol.3, pp.33-36.
7. Иванов Н.Г. Численное исследование влияния наложенного горизонтального течения на теплоотдачу в гладкотрубном пучке в условиях пассивного теплосъема за счет естественной конвекции / Н.Г. Иванов, В.В. Рис, Н.А. Щур // Тепловые процессы в технике. – 2012. – Том 4, №10 – С.434-441. Ivanov N.G. (2012) Numerical modeling of side flow effect on free convection heat transfer from an aligned plain-tube bank / N.G. Ivanov, V.V. Ris, N.A. Tschur // Thermal Processes in Engineering. – 2012. – Vol. 4, N 10. – pp.434-441.