

УДК 629.5.015

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА В КОРПУСЕ СУДНА-ГАЗОВОЗА НА ОСНОВЕ АНАЛИТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

М.С. Бойко, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», Санкт-Петербург, e-mail: boyko.ms@rs-class.org

Статья посвящена описанию и практическому применению аналитического метода расчета параметров теплового потока в корпусе и тепловой изоляции судна-газовоза. Рассматриваются суда, предназначенные для транспортировки сжиженного природного газа наливом. Числовые параметры, характеризующие тепловой поток, используют для определения интенсивности образования отпарного газа: газа, который испаряется с поверхности груза в процессе транспортировки, и определения расчетной температуры смежных с грузовой емкостью корпусных конструкций. В статье выполнены тестовые расчеты теплового потока для трех судов-газовозов. Два судна оборудованы мембранными емкостями общей грузоемкостью 361000 м³ и 172000 м³ соответственно. Третье тестовое судно оборудовано двумя емкостями типа С емкостью по 2900 м³. Выполнены расчеты для стандартных параметров окружающей среды в соответствии с требованиями отраслевых нормативных документов, проведена оценка адекватности полученных результатов и модели в целом. Выполнены количественные и качественные оценки влияния параметров окружающей среды на параметры теплового потока. Результаты, представленные в статье, могут быть использованы при совершенствовании требований нормативных документов и разработке конструкции системы хранения сжиженного газа.

Ключевые слова: газовоз, тепловой поток, отпарной газ, мембранная технология, емкость типа С

CALCULATION OF HEAT FLOW IN GAS CARRIER STRUCTURE BASED ON ANALYTICAL METHODS OF HEAT EXCHANGE THEORY

M.S. Boyko, PhD, FAI "Russian Maritime Register of Shipping", St. Petersburg, e-mail: boyko.ms@rs-class.org

The aims of the article is to describe and demonstrate the practical application of analytical heat flow calculation in ship hull and thermal insulation of liquefied gas carriers. Numerical parameters describing the heat flow are used to calculate the amount of boil-off gas evaporating from liquefied gas surface in tank. Also, such numerical parameters are used to define the design temperature of hull structures adjacent to gas containment system. The article gives the results of test heat flow calculations for three ships. Two of the ships are equipped with membrane containment system and have the total cargo capacity of 361000 m³ and 172000 m³, respectively. The third test ship is equipped with two type C tanks of 2900 m³ capacity each. The calculations corresponding to the standard environment conditions as per industry normative documents have been performed. Reliability of the results, as well as the mathematical model itself, has been checked. Case studies have been done to assess the influence of external conditions to heat flow parameters, both numerically and qualitatively. The results given in the article may be used to improve the requirements of normative documents, and in practical cargo containment system design.

Keywords: gas carrier, heat flow, boil-off gas, membrane technology, type C tank

ВВЕДЕНИЕ

Объектом исследования в настоящей статье являются суда-газовозы, предназначенные для транспортировки сжиженного газа наливом. Характерной особенностью таких судов является низкая расчетная температура груза. Емкости для хранения сжиженного газа покрывают тепловой изоляцией, необходимой для того, чтобы обеспечить требуемый технологический режим транспортировки груза и не допустить снижение температуры корпусных конструкций ниже расчетного значения. Изоляцию изготавливают из материалов, которые характеризуются низкой способностью проводить тепло: пенополиуретан, стекловата, перлит, березовая фанера и т.п. [1, 2]. Несмотря на это, полностью исключить теплообмен между грузом и окружающей средой невозможно.

Предметом исследования в настоящей статье является тепловой поток в корпусе судна и тепловой изоляции. Тепловой поток характеризует интенсивность теплообмена между окружающей судно средой — воздушной и водной — и грузом в емкости. Величина теплового потока, Q , Вт, определяется с помощью основного уравнения теплопередачи [2, 3]:

$$Q = UA\Delta T, \quad (1)$$

где U — коэффициент теплопередачи (тепловое сопротивление), Вт/(м²с);
 A — площадь поверхности теплопередачи, м²;
 $\Delta T = T_1 - T_2$ — разность температуры теплоносителей, °С;
 T_1 и T_2 — значения температуры «горячей» и «холодной» среды, соответственно, °С.

Необходимость выполнения расчета теплового потока в корпусе судна-газовоза и тепловой изоляции емкости обозначена в требованиях Международного кодекса постройки и оборудования судов, перевозящих сжиженные газы наливом (Кодекса МКГ) [4]. Данный документ внедрен в нормативную базу Российского морского регистра судоходства (РС) [5], а также единообразно внедрен в документы других классификационных обществ.

В соответствии с требованиями Кодекса МКГ, результаты расчета теплового потока должны использоваться для решения следующих задач.

1. Выбор материала корпусных конструкций, прилегающих к грузовой емкости. В результате расчета теплового потока должна быть определена расчетная температура корпусных конструкций T_i .

2. Проектирование системы контроля давления и температуры груза при транспортировке. Величина суммарного теплового потока в емкость Q_Σ используется для определения интенсивности образования отпарного газа: газа, который испаряется с поверхности груза в процессе транспортировки.

Интенсивность образования отпарного газа характеризуется параметром BOR (от англ. "boil-off rate") и измеряется в процентах уменьшения объема груза в сутки по отношению к первоначальному объему. Величина BOR определяется по следующему выражению:

$$BOR = \frac{Q_\Sigma}{\rho \cdot V \cdot h_{vap}} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 100 \%, \quad (2)$$

где ρ — плотность груза, кг/м³;
 V — первоначальный объем жидкого груза в емкости, м³;
 h_{vap} — теплота парообразования, Дж/кг.

Для сжиженного природного газа, который в настоящей статье рассматривается в качестве груза, принимается $\rho \cong 425$ кг/м³, $h_{vap} \cong 510$ кДж/кг.

Кодекс МКГ конкретизирует, при каких **стандартных условиях** должна быть определена величина суммарного теплового потока Q_Σ и величина расчетной температуры корпусных конструкций. Данные условия представлены в табл. 1. Кодексом МКГ допускается изменять стандартные внешние условия расчета. Например, при определении температуры конструкций могут учитываться низкие значения T_{air} для судов, эксплуатирующихся длительное время в условиях низкой температуры. При определении Q_Σ также допускается изменять стандартные значения T_{air} и T_{water} в зависимости от района эксплуатации судна. Во всех указанных выше случаях Кодекс МКГ не требует учитывать влияние ветра и течения.

Таблица 1

Стандартные условия расчета теплового потока в соответствии с Кодексом МКГ

Условие	Температура воздуха T_{air} , °С	Температура воды T_{water} , °С
Определение расчетного суммарного теплового потока в емкость*	45	32
Определение расчетной температуры корпусных конструкций**	5	0
* — первичный и вторичный барьер не повреждены. ** — первичный барьер поврежден, вторичный барьер не поврежден.		

Кодекс МКГ не приводит описание методов выполнения теплового расчета. В документе указаны расчетные внешние условия и общие указания о допущениях, которые должны приниматься в расчете. В связи с этим актуальной является задача развития нормативных документов РС и разработка соответствующей методики, которая учитывала бы опыт технического наблюдения за проектированием и постройкой судов, существующие отраслевые нормативные документы, научные и технические публикации.

Перед внедрением методика должна проходить апробацию, должны быть выполнены тестовые расчеты, выполнена оценка адекватности полученных результатов.

В настоящей статье приведено описание возможного пути решения указанной выше задачи.

1. МЕТОД РАСЧЕТА

Методы расчета теплового потока можно разделить на три группы:

1. экспериментальные;
2. численные;
3. аналитические.

Экспериментальные методы отличаются высокой сложностью организации и проведения. Они нашли широкое применение при определении отдельных тепловых характеристик материалов и изделий [1]. Экспериментальные методы не рассматриваются в рамках настоящей статьи.

Примером численного метода расчета является метод конечных элементов (метод конечных объемов), практическая реализация которого возможна при наличии соответствующего программного обеспечения, например, ANSYS CFX, ANSYS FLUENT, ABAQUS. Пример расчета теплового потока численными методами приведен в работе [6] для судна, оборудованного мембранной емкостью. Отмечена универсальность численных методов и возможность получить требуемые результаты для конструкций любой сложности.

В работе [7] приводится пример расчета теплового потока для емкости типа С с применением численных методов. Выполнено сопоставление характеристик тепловой эффективности изоляции грузовой емкости с применением пенополиуретана и пеностекла. Отмечено, что применение численных методов позволяет получить адекватные оценки величины теплового потока в емкость, но тем не менее не позволяет полностью учесть все особенности транспортировки сжиженного газа на судне.

Недостатком численных методов является высокая трудоемкость подготовки расчетной модели и высокая длительность расчетов. В работе [6] указано, что в зависимости от точности модели тепловой расчет может занимать от 2 ч до 1 нед. «машинного времени». В связи с этим широкое применение для оперативной оценки величины теплового потока получили аналитические методы расчета.

Основные принципы применения аналитического метода применительно к судам-газовозам приведены, например, в монографии [1]. В работе [8] на основе аналитических методов проведена серия тепловых расчетов для ряда типоразмеров емкостей типа С. Рассматриваются малотоннажные суда-газовозы и газомоторные суда, дана оценка влияния процессов захлаживания емкости и бункеровки на потерю груза. Аналитические методы теплового расчета рекомендуются несколькими авторитетными классификационными обществами [9, 10]. Преимуществом аналитических методов является относительно высокая скорость расчетов. В общем случае для применения таких методов не требуется использование высокопроизводительной вычислительной техники.

Ниже приведены основы аналитического метода расчета. Рассматривается изолированный грузовой трюм вместе с емкостью, тепловой изоляцией и окружающими конструкциям корпуса. Корпус судна разделяется на зоны стационарных тепловых потоков, т.е. областей конструкции, для которых величина потока и условия теплообмена остаются постоянными во времени. В рассматриваемых зонах выделяются замкнутые пространства, которые окружены непроницаемыми (условно) стенками и находятся в состоянии теплового баланса (теплового равновесия).

Для пространства, находящегося в состоянии теплового баланса, справедливо следующее выражение:

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n Q_i = 0, \quad (3)$$

где Q_{Σ} — суммарный тепловой поток внутрь пространства;
 n — количество тепловых потоков внутрь пространства (входящих и исходящих).

Пример замкнутого пространства, окруженного непроницаемыми стенками и находящегося в состоянии теплового баланса, схематично изображен на рис. 1.

На рис. 2 приведены примеры конфигурации замкнутых пространств, на которые может быть разделено поперечное сечение корпуса судна, оборудованного мембранными емкостями.

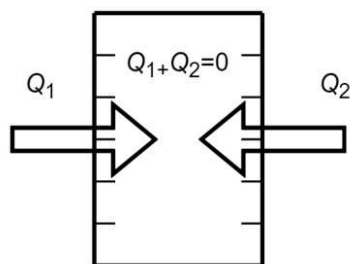


Рис. 1 Замкнутое пространство, которое находится в состоянии теплового баланса

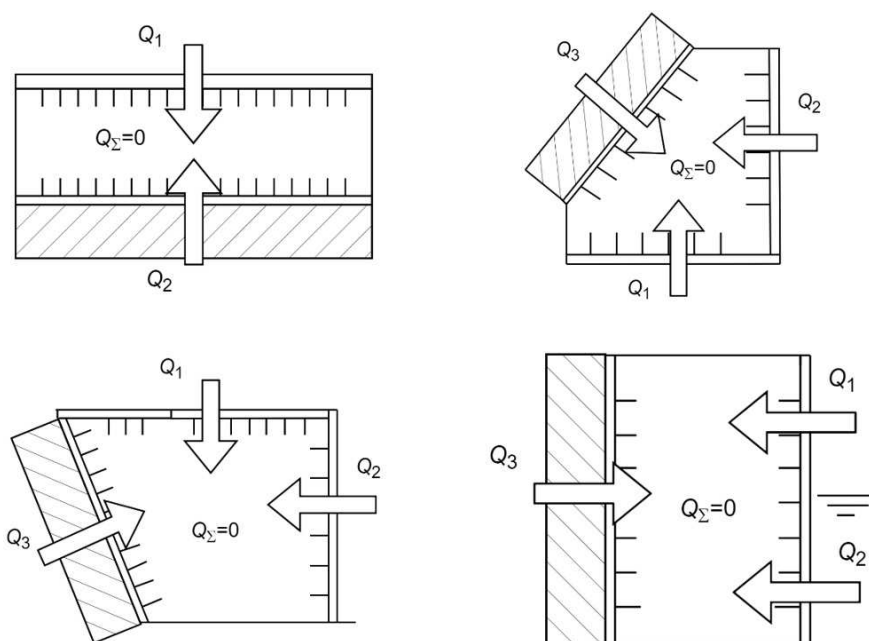


Рис. 2 Примеры конфигураций замкнутых пространств в корпусе судна, находящихся в состоянии теплового баланса

Непроницаемые стенки выполняют роль «термических сопротивлений» на пути теплового потока. Предполагается, что тепло внутрь пространства, замкнутого внутри непроницаемых стенок, может передаваться в общем случае с помощью трех механизмов:

- теплопроводность;
- тепловая конвекция;
- тепловое излучение.

Механизм передачи тепла с помощью теплового излучения не рассматривается в связи с тем, что его вклад меньше по сравнению с указанными выше механизмами. Возможность пренебречь данным видом теплообмена также обозначена в нормативных документах некоторых классификационных обществ [9].

Коэффициент теплопередачи U при передаче тепла вследствие теплопроводности можно определить следующим образом:

$$U = k/s,$$

(4)

где k — коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·°C);
 s — толщина элемента, м.

Величина коэффициента теплопроводности для материалов, применяемых при изготовлении корпуса судна и тепловой изоляции, определяется по результатам испытаний. По данным [6] коэффициент теплопроводности армированного пенополиуретана в зависимости от температуры T может быть приближенно определен по следующему выражению:

$$k \cong 0,022 + 6 \cdot 10^{-5} \cdot T. \quad (5)$$

По данным того же источника [6] коэффициент теплопроводности стали нормальной и повышенной прочности может приниматься постоянным $k \cong 45$ Вт/(м·°С).

Коэффициент теплопередачи U при передаче тепла конвекцией можно принимать равным:

$$U = h, \quad (6)$$

где h — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·°С).

Определение коэффициента конвективной теплоотдачи — сложная задача теории теплообмена. Приближенная методика определения значения h основана на использовании критериев подобия тепловых процессов [9, 10]. Величина коэффициента h в этом случае принимается равной:

$$h = Nu k / L_s, \quad (7)$$

где Nu — число Нуссельта;
 k — коэффициент теплопроводности жидкой среды;
 L_s — характерная длина поверхности теплопередачи.

Более детально процедура определения значения h приведена в справочниках по теплопередачи и в некоторых документах классификационных обществ [9, 10]. Приблизленно значения h в рамках настоящей статьи оцениваются следующим образом:

- $h \cong 3 \div 4$ Вт/(м²·°С) для свободной конвекции и гладкой горизонтальной поверхности;
- $h \cong 4 \div 5$ Вт/(м²·°С) для свободной конвекции и гладкой вертикальной поверхности;
- $h \cong 16$ Вт/(м²·°С) при вынужденной конвекции и скорости ветра 5 уз;
- $h \cong 116$ Вт/(м²·°С) при свободной конвекции гладкой поверхности в морской воде.

Интенсивность конвективного теплообмена гладкой поверхности и поверхности с ребрами жесткости отличаются. Ребра жесткости увеличивают площадь поверхности теплообмена, которая взаимодействует с окружающей средой. Данный эффект называют «эффектом оребрения». Его учитывают с помощью введения откорректированного значения коэффициента конвективной теплоотдачи h^* [9]:

$$h^* = h \cdot \Phi, \quad (8)$$

где $\Phi > 1$ — коэффициент оребрения.

Коэффициент конвективной теплоотдачи с поверхности емкости типа С в рамках настоящей статьи принимается равным $h = 14$ Вт/(м²·°С) в соответствии с данными, приведенными в [14]. В источнике указано, что h может принимать значения от 14 до 58 Вт/(м²·°С), где меньшее значение соответствует отсутствию ветра, а большее значение соответствует скорости ветра 35 м/с.

Суммарное тепловое сопротивление, которое характеризует тепловой поток через непроницаемую стенку (см. рис. 3) одновременно включает составляющие, обусловленные теплопроводностью и тепловой конвекцией. Результирующий коэффициент теплопередачи U_Σ может быть определен следующим образом:

$$U_\Sigma = \frac{1}{1/U_1 + 1/U_2 + 1/U_3 + \dots + 1/U_n}, \quad (9)$$

где $U_1, U_2, \dots, U_n$ — составляющие теплового сопротивления, которое встречает на своем пути тепловой поток, проходящий через непроницаемую стенку.

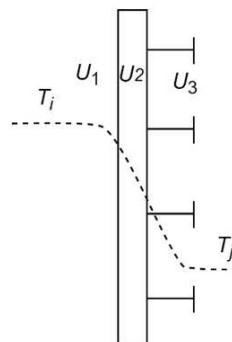


Рис. 3 Прохождение теплового потока через непроницаемую стенку

Для каждой непроницаемой стенки, таким образом, могут быть записаны уравнения вида (1) с учетом (9), а для каждого замкнутого пространства могут быть записаны уравнения вида (3). Полученные уравнения решаются относительно неизвестных значений равновесной температуры внутри замкнутых пространств. После определения значений температуры внутри пространства можно определить значения температуры на непроницаемых стенках. Результаты расчета позволяют определить расчетную температуру каждой рассмотренной конструкции судна и тепловой изоляции, а также определить результирующий суммарный тепловой поток в емкость.

Для учета зависимости теплопроводности изоляционных материалов от температуры расчета следует выполнять методом последовательных приближений.

2. РАСЧЕТЫ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА ПРИ СТАНДАРТНЫХ ВНЕШНИХ УСЛОВИЯХ КОДЕКСА МКГ

Для проверки работоспособности предложенной методики при решении практических задач проектирования судна были выполнены тестовые расчеты. Выбраны проекты существующих судов-газовозов различной грузопместимости и с различными типами емкости. Обозначения и параметры тестовых судов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры тестовых судов

	Судно 1	Судно 2	Судно 3
Тип судна	Плавучее газохранилище	Газовоз	Газовоз-бункеровщик
Грузопместимость, м ³	361000	172000	2 × 2900
Тип емкости	Мембранная	Мембранная	Вкладная, тип С
Объем емкости, м ³	65326	53800	2900
Толщина изоляции, мм (первичная + вторичная)	100 + 170	100 + 170	385

Для судов с мембранной емкостью принимается, что общая толщина тепловой изоляции емкостей равна 270 мм, включая толщину первичной изоляции $h_{prim} = 100$ мм и толщину вторичной изоляции $h_{sec} = 170$ мм. Для судна с емкостью типа С толщина изоляции принимается равной 385 мм. Материалом изоляции по всей толщине теплоизоляционного слоя для всех судов принимается армированный пенополиуретан.

На рис. 4 приведены схемы поперечного сечения рассмотренных судов. Сечения разделены на зоны стационарного теплового потока, указаны замкнутые пространства внутри корпуса судна. Принимается допущение, что емкости полностью заполнены сжиженным природным газом при температуре -163 °С.

Для Судна 1 и Судна 2 учитывается тепловой поток в емкость со стороны носового и кормового обогреваемого коффердама. Величина данного теплового потока со стороны коффердама определяется при условии, что температура воздуха внутри коффердама поддерживается на уровне 5 °С, а температура полотнища поперечной переборки равна 0 °С. Для Судна 3 предполагается, что тепловой поток со стороны поперечных переборок внутрь грузового трюма отсутствует, т.е. температура внутри смежных по длине трюмов одинаковая.

Расчеты выполняются в специально разработанных рабочих книгах Microsoft Excel, с применением стандартного модуля «Поиск решения» на персональном компьютере «офисной» комплектации. Результаты расчета теплового потока в емкость **при стандартных условиях** Кодекса МКГ приведены в табл. 3. Эпюра температуры корпусных конструкций для стандартных условий Кодекса МКГ приведены на рис. 5 — 7.

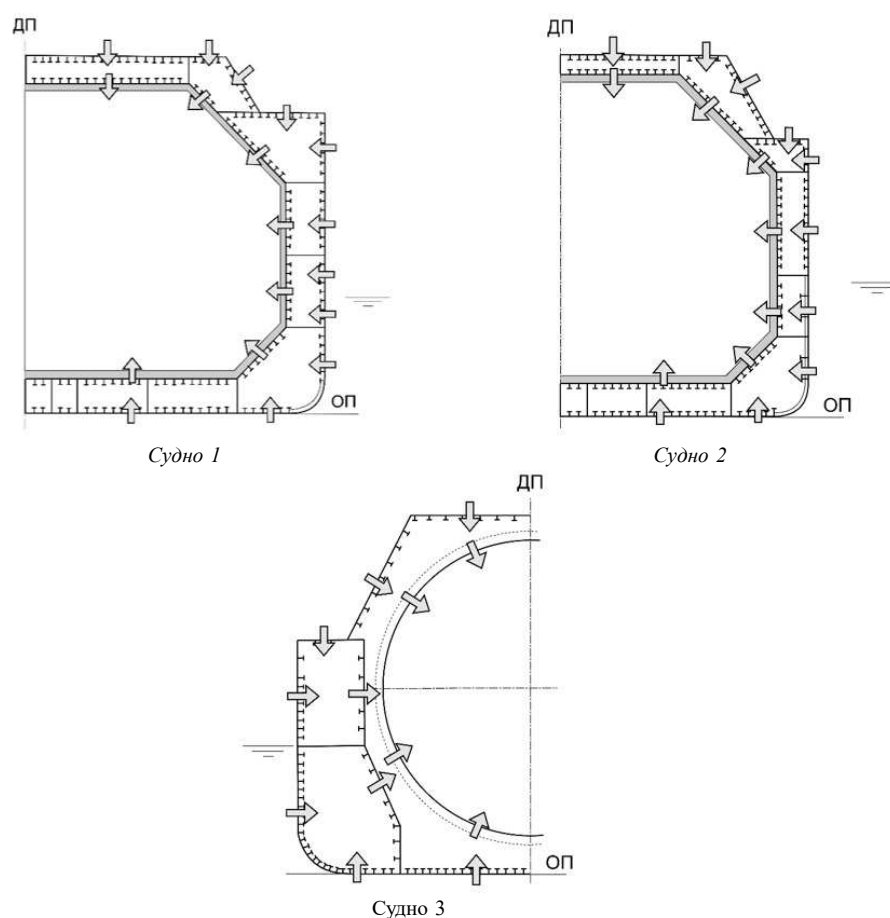


Рис. 4 Схемы поперечного сечения тестовых судов

Таблица 3

Результаты расчета теплового потока в емкость при стандартных условиях Кодекса МКГ

	Тепловой поток, Вт		BOR, %
	Со стороны коффердамов	Суммарный, Q_{Σ}	
Судно 1	31443	123176	0,075
Судно 2	25822	108740	0,080
Судно 3	—	19044	0,131

Под оценкой адекватности результатов понимается качественная и количественная оценка того, насколько полученные результаты соответствуют реально наблюдаемой на практике величине теплового потока и BOR. Измерение величины образовавшегося за рейс отпарного газа не всегда позволяет определить, какая его часть обусловлена тепловым потоком в емкость со стороны окружающей среды. Для судов в эксплуатации интенсивность образования отпарного газа зависит не только от теплового потока, но и других факторов, трудно поддающихся численной оценке: например, слошинг и брызгообразование, приток тепла от элементов системы обработки груза, охлаждение емкости перед погрузкой, химический состав газа.

Учитывая указанные выше аргументы, проверка адекватности результатов выполнялась с помощью качественного и количественного сравнения полученных результатов с результатами решения аналогичных задач, опубликованными в открытых источниках.

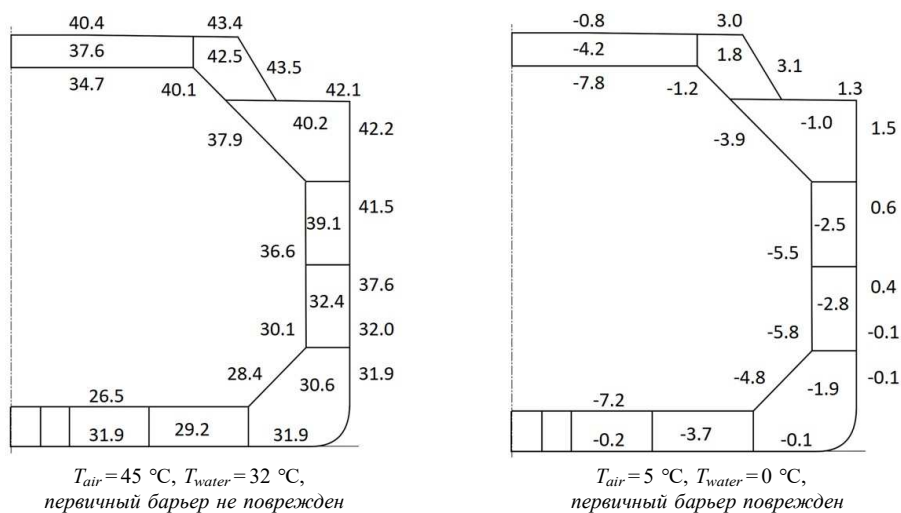


Рис. 5 Эпюра температуры корпусных конструкций для Судна 1

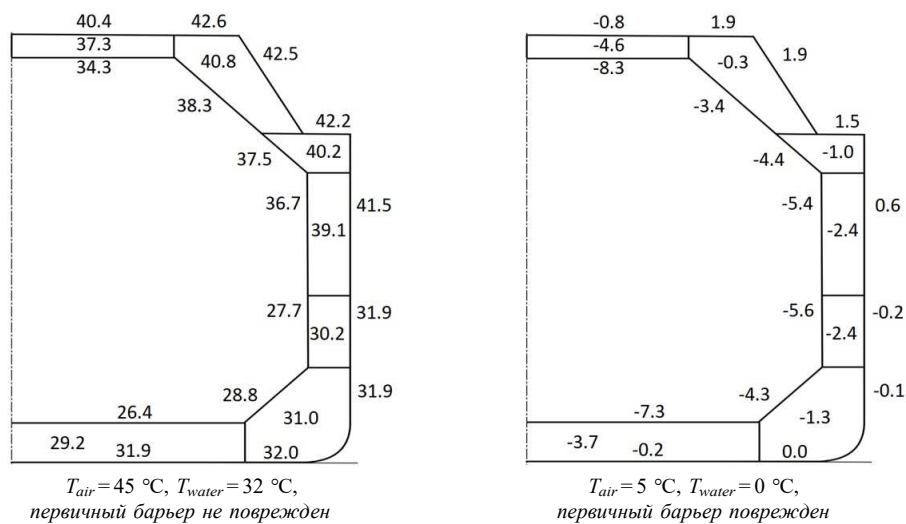


Рис. 6 Эпюра температуры корпусных конструкций для Судна 2

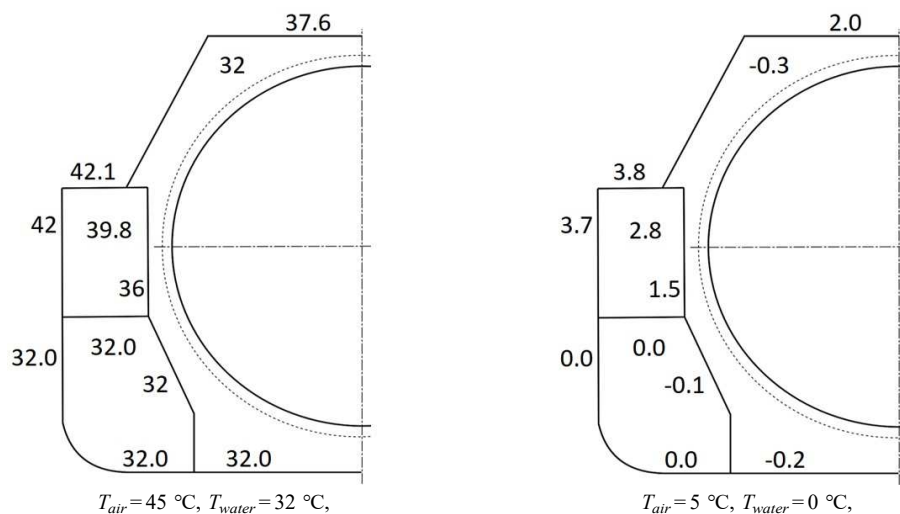


Рис. 7 Эпюра температуры корпусных конструкций для Судна 3

В статье [6] приведены результаты расчета теплового потока численными методами для судна грузовой вместимостью 165000 м³ и объемом емкости 49391 м³. Рассматривается судно, оборудованное мембранными емкостями. Используются стандартные условия Кодекса МКГ, а теплоизоляция емкости также изготовлена из пенополиуретана. По сравнению с Судном 2 отличие объема емкости составляет менее 10 %. Получена величина расчетного теплового потока 104197 Вт и $BOR=0,0856\%$. Результаты близки к значениям в табл. 2: разница в величине теплового потока составляет менее 5 %, разница в расчетной величине BOR составляет менее 7 %.

Для судов с мембранными емкостями также целесообразно сопоставить полученные значения BOR со значениями, которые заявляются разработчиками мембранных технологий в коммерческих публикациях. Параметры тепловой изоляции, которые в настоящей статье используются для Судна 1 и Судна 2, близки к технологии Mark III компании GTT. Компания GTT указывает в качестве проектных значений $BOR=0,125...0,15\%$ [15]. Полученные для Судна 1 и Судна 2 значения BOR не превышают заявленные максимальные значения производителя.

По результатам расчета в табл. 2 видно, что для Судна 3 значение BOR выше, чем для судов с мембранной емкостью при равных температурных условиях окружающей среды. Это качественно согласуется с опытом проектирования судов, использующих емкости типа С и информацией производителей [8, 11 и 12]. В соответствии с данными компании Wartsila [16], величина BOR для судна грузовой вместимостью 3000 м³ СПГ в емкостях типа С составляет 0,2 %. Данное значение близко к полученному по расчетам в рамках настоящей статьи.

В работе [8] авторами получены значения массы испарившегося СПГ для грузовой емкости объемом 5600 м³ для различных значений длительности рейса и температуры воздуха, окружающего емкость. Учитывая поправку на величину теплового потока из-за разницы в толщине тепловой изоляции емкости ориентировочное значение BOR для рассмотренного в статье [8] судна составляет $BOR \cong 0,116\%$ при средней температуре 30 °С. Разница со значением в табл. 2 составляет около 12 %. Очевидно, что отличия в значениях станут еще меньше, если учесть разницу в 2 °С между расчетными значениями температуры окружающей среды (см. рис. 7).

На основании вышеуказанного полагаем, что описанная в настоящей статье методика позволяет получить адекватные результаты и может применяться для решения практических задач при проектировании элементов емкости и смежных конструкций судна.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ ЗАДАЧ

Рассмотрим примеры решения нескольких исследовательских задач, связанных с оценкой влияния параметров внешней среды на величину теплового потока в емкость и расчетную температуру корпусных конструкций.

Проведем оценку влияния ветра на результаты расчета теплового потока. Актуальность такой оценки обусловлена различиями между стандартными условиями Кодекса МКГ и дополнительными требованиями Морских Администраций некоторых стран, которые предъявляются к судам, заходящим в территориальные воды. Например, в соответствии с требованиями Береговой охраны США [9] при выборе материалов корпусных конструкций следует учитывать особо оговоренные температурные условия, а также скорость ветра 5 уз. При учете ветра коэффициент конвективной теплоотдачи между корпусом и воздухом увеличивается примерно в 4 раза.

Выполнены расчеты теплового потока при стандартных условиях Кодекса МКГ, но с учетом ветра. Получены значения суммарного теплового потока в емкость: для Судна 1 $Q_{\Sigma} \cong 123176$ Вт; для Судна 2 $Q_{\Sigma} \cong 109360$ Вт; для Судна 3 $Q_{\Sigma} \cong 19232$ Вт. Для всех судов увеличение величины теплового потока составило не более 1 %.

Для оценки влияния ветра на температуру конструкций для корпуса судов выбраны репрезентативные — наиболее «холодные» — конструктивные элементы:

- для Судна 1 и Судна 2 наиболее «холодной» конструкцией принимается горизонтальный участок верхней палубы;
- для Судна 3 наиболее «холодными» конструкциями принимаются надводный участок наружной обшивки и палуба тронка.

По результатам расчета температура верхней палубы Судна 1 и Судна 2 увеличивается при учете ветра более чем в 2 раза. Для Судна 1 расчетная температура верхней палубы увеличивается до $-3,4$ °С, для Судна 2 увеличивается до $-3,9$ °С. Расчетная температура рассматриваемых конструкций Судна 3 также увеличивается, но менее существенно: до $4,6$ °С и $2,4$ °С, соответственно.

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что учет ветра при стандартных температурных условиях Кодекса МКГ привел к незначительному увеличению теплового потока в емкость. При этом учет ветра привел существенному увеличению расчетной температуры корпусных конструкций. Такой результат также подтверждает обоснованность минимальных стандартных требований Кодекса МКГ, не предусматривающих учет ветра при конвективном теплообмене с корпусом судна.

При проектировании судна может возникнуть необходимость выполнить оценку влияния температуры окружающего воздуха на расчетную температуру конструкций.

Указанная выше задача актуальна для судов, предназначенных для длительной эксплуатации в условиях низкой температуры: например, для судов ледового класса. В этом случае стандартные температурные условия Кодекса МКГ следует откорректировать, уменьшив величину расчетной температуры воздуха. Например, для судов ледового класса **Arc5** минимальная расчетная температура окружающего воздуха должна приниматься $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при эксплуатации с заходом в устья северных рек не должна превышать $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ [13].

На рис. 8 приведены эпюры расчетной температуры конструкций тестовых судов, полученные при $T_{air} = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{water} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ с применением аналитического метода.

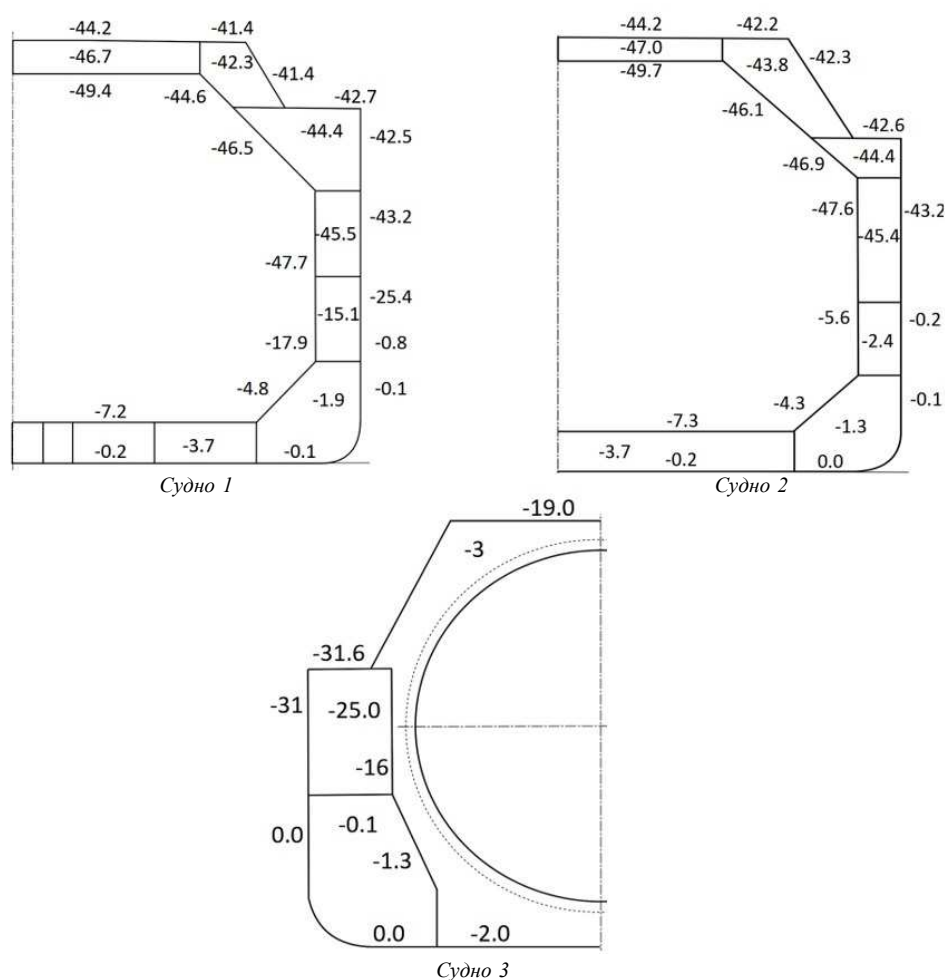


Рис. 8 Эпюры расчетной температуры корпусных конструкций при $T_{air} = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 9 приведены результаты определения расчетной температуры верхней палубы для Судна 1 и Судна 2 при изменении температуры окружающего воздуха. Следует отметить, что для одной и той же конструкции двух судов получен близкий результат. Причиной является схожесть архитектурно-конструктивного типа судов и схожесть конструкции в рассматриваемом районе. На рис. 9 приведено также приближенное выражение для определения расчетной температуры верхней палубы в зависимости от T_{air} .

На рис. 10 приведены результаты определения расчетной температуры надводного борта и палубы тронка для Судна 3 при изменении температуры окружающего воздуха, а также приближенное выражение для определения величины расчетной температуры палубы тронка и надводного участка бортовой обшивки в зависимости от T_{air} .

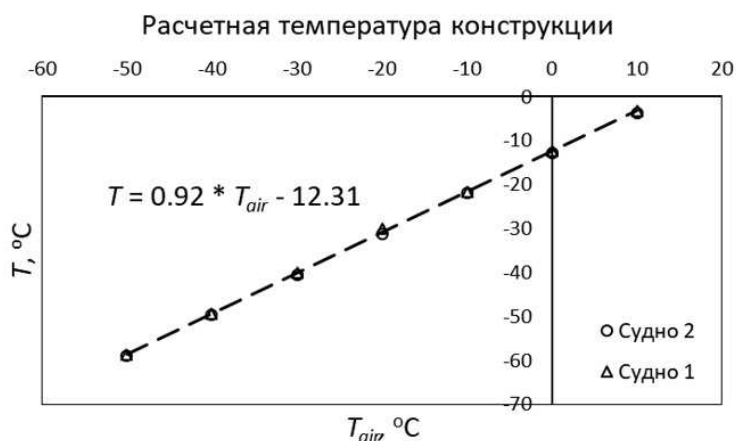


Рис. 9 Влияние температуры окружающего воздуха на температуру верхней палубы для Судна 1 и Судна 2

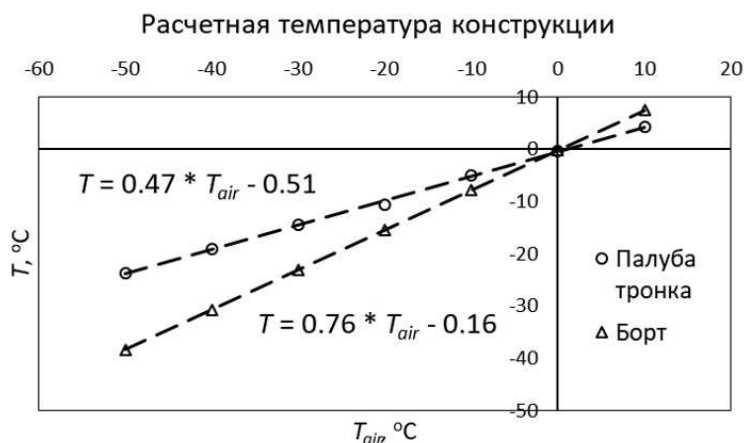


Рис. 10 Влияние температуры окружающего воздуха на температуру конструкций для Судна 3

На рис. 11 приведены результаты оценки влияния температуры окружающего воздуха на величину теплового потока в емкость. Расчеты выполняются при фиксированном значении температуры воды $T_{water} = 0^\circ\text{C}$. Значения теплового потока приведены в безразмерном виде: Q^* равен отношению рассчитанного теплового потока к максимальному значению суммарного теплового потока Q_Σ , определенного при стандартных температурных условиях Кодекса МКГ (см. табл. 2).

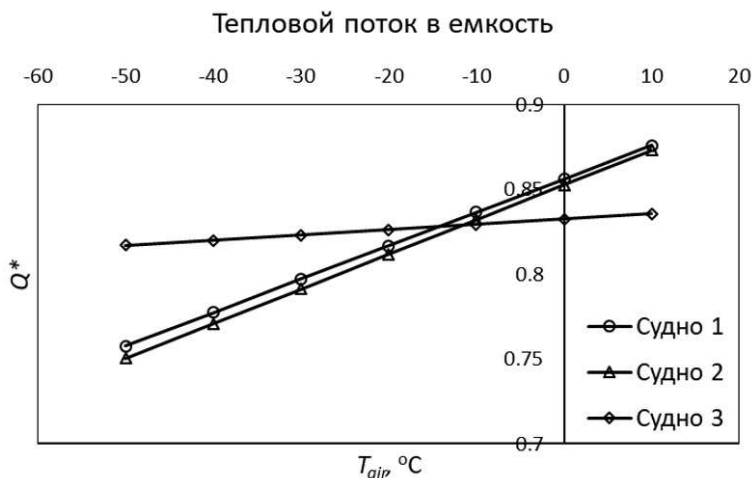


Рис. 11 Влияние температуры окружающего воздуха на величину теплового потока в емкость

Для Судна 1 и Судна 2 выявлены близкие оценки относительного снижения теплового потока, что обусловлено схожим архитектурно-конструктивным типом судов и одинаковой технологией хранения груза. Для Судна 3 выявлено незначительное влияние низкой температуры окружающего воздуха на снижение теплового потока в емкость. Такой результат можно также отнести ко влиянию архитектурно-конструктивного типа судна: наличию «защитного кожуха» в виде палубы тронка, отсутствию второго дна и значительному влиянию теплового потока со стороны воды.

Для оценки эффективности изоляции перевозимого груза может быть использовано значение BOR , полученное по формуле (2), а также значение суммарного теплового сопротивления конструкции U_{Σ}^{Equiv} , которое оказывает корпус судна и тепловая изоляция по отношению к общему тепловому воздействию на судно [6].

Значение коэффициента U_{Σ}^{Equiv} можно использовать для оценки конструктивных мероприятий, принятых на судне для защиты перевозимого груза от теплового потока. Значение U_{Σ}^{Equiv} может быть представлено следующим выражением:

$$U_{\Sigma}^{Equiv} = \frac{Q_{\Sigma}}{A_{LNG}(T_{Env} - T_{LNG})}, \quad (10)$$

где Q_{Σ} — суммарный тепловой поток в емкость;
 A_{LNG} — площадь поверхности соприкосновения перевозимого груза с границами емкости;
 T_{Env} — средневзвешенная по площади воздействия температура внешней среды;
 T_{LNG} — температура перевозимого груза.

В табл. 3 приведены результаты расчета суммарного теплового сопротивления конструкции тестовых судов. Для судов близкого архитектурно-конструктивного типа получены схожие значения U_{Σ}^{Equiv} . Сходные оценки U_{Σ}^{Equiv} получены для судов с мембранной емкостью в работе [6]. Для судна, оборудованного емкостью типа С, суммарное конструктивное сопротивление оказалось выше, чем для судов с мембранной емкостью.

Таблица 3

Суммарное тепловое сопротивление конструкции судна

	Q_{Σ} , Вт	A_{LNG} , м ²	T_{Env} , °C	U_{Σ}^{Equiv} , Вт/(м ² °C)
Судно 1	123176	9508	39,39	0,064
Судно 2	108740	8286	38,84	0,065
Судно 3	19044	1349	39,01	0,070

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе приведено описание аналитического метода расчета теплового потока в корпусе и тепловой изоляции судов, предназначенных для транспортировки сжиженного газа наливом. Приведены примеры решения ряда практических задач, которые могут возникать при проектировании современных судов-газовозов.

Полученные результаты могут быть использованы при формировании предложений для развития требований РС к системам хранения сжиженного газа на судне. Кроме этого, результаты могут оказать содействие при формировании и развитии компетенций отечественных проектных организаций в области проектирования судов-газовозов.

В дальнейших исследованиях предполагается выполнить расчеты для более широкой номенклатуры судов и материалов тепловой изоляции, оценить влияние частичного заполнения емкостей на величину теплового потока, провести сопоставление результатов с более широкой номенклатурой источников и оценить влияние перетекания тепла между смежными замкнутыми пространствами. Также предполагается сформулировать на основе выполненных исследований предложения по дополнению требований нормативных документов Регистра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойко М.С. Основы мембранной технологии хранения сжиженного природного газа на судне: учебное пособие. / Бойко М.С. Научный ред. Тряскин В.Н. СПб.: Издательство СПбГМТУ, 2023. 220 с.
2. Зайцев В.В., Коробанов Ю.Н. Суда-газовозы. — Л.: Судостроение, 1990. 304 с.
3. Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., Dewitt D.P. // JOHN WILEY & SONS, INC, 2002. 1040 с.
4. Резолюция MSC.370(93) от 22.05.2014. Международный кодекс постройки и оборудования судов, перевозящих сжиженные газы наливом (с изменениями на 1 января 2016 года). URL: <https://docs.cntd.ru/document/499003330> (дата обращения: 16.02.2023).
5. Правила классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом. Часть IV. Хранение груза. Российский морской регистр судоходства. СПб., 2023. 57 с.
6. Miana M. Calculation of boil-off rate of liquefied natural gas in MARK III tanks of ships carriers by numerical analysis/Miana M., Legorburo R., Diez D., Hwang Y.H.//Applied Thermal Engineering, Vol. 93, January 2016. Pp. 279 — 296.
7. Triaskin J.V. Numerical study of evaporation rate of liquefied natural gas from a cargo tank while transported by LNG vessels/Triaskin J.V., Tryaskin V.N.//Proceedings of The Thirteenth ISOPE Pacific/Asia Offshore Mechanics Symposium. October 2018. Paper No. ISOPE-P-18-063. 5 p.
8. Реуцкий А.С., Таровик О.В., Павловский В.А. Определение потерь сжиженного природного газа при выполнении бункеровки и сопутствующих технологических операций//Труды Крыловского государственного научного центра, 2020. Специальный выпуск 1. с. 122 — 130.
9. Guidance Notes on Thermal Analysis of Vessels with Tanks for Liquefied Gas. American Bureau of Shipping. September 2019. 30 с.
10. Guidance of Heat Transfer Analysis for Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk/ Ships Using Liquefied Gases as Fuels. Korean Register. 2020. 23 с.
11. Completion of largest LNG Bi-Lobe Type C. URL: <https://www.tge-marine.com/completion-of-largest-lng-bi-lobe-type-c-tanks/> (дата обращения: 17.02.2023).
12. Hongjun Fan. IMO type C tank and FGSS solution for a retrofitted 10,000 TEU LNG-fuelled container ship. C-LNG Solutions Pte. Ltd. Technical report. Singapore, 2021. 17 с.
13. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус. Российский морской регистр судоходства. СПб., 2023. 336 с.
14. Реуцкий А.С. Особенности проектирования судов-бункеровщиков сжиженным природным газом: дисс. канд. техн. наук: 05.08.03: защищена 22.04.2021 / Реуцкий Александр Сергеевич. СПб., 2021. 346 с.
15. Официальный сайт GTT. URL: www.gtt.fr (дата обращения: 24.05.2023).
16. Czernski K. Workshop on modernization of Danube vessel fleet. Wartsila Portfolio. 18.04.2018. 56 с.

REFERENCES

1. Boyko M.S. *Osnovy membrannoy tehnologii hraneniya szhizhennogo prirodnogo gaza na sudne: uchebnoe posobie* [Basics of membrane technology for liquefied natural gas containment of ship: textbook]. Boyko M.S. scient. ed. Tryaskin V.N. St. Petersburg, SMTU Publishing, 2023. 220 p.
2. Zajcev V.V., Korobanov Ju.N. *Suda-gazovozy* [Gas carrier ships]. Leningrad, Sudostroenie, 1990. 304 p.
3. Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., Dewitt D.P. Introduction to heat transfer. JOHN WILEY & SONS, INC, 2002. 1040 p.
4. Resolution MSC.370(93) adopted on 22.05.2014. *Mezhdunarodnyj kodeks postrojki i oborudovaniya sudov, perevozyashchikh szhizhennyye gazy nalivom (s izmeneniyami na 1 yanvarya 2016 goda)* [Amendments to The International Code of the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (with updates as per 1 Jan 2016)] URL: <https://docs.cntd.ru/document/499003330> (accessed on 16.02.2023).
5. Rules for the Classification and Construction of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk. Part IV. Cargo Containment. Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2023. 57 p. (in Russian)
6. Miana M., Legorburo R., Diez D., Hwang Y.H. Calculation of boil-off rate of liquefied natural gas in Mark III tanks of ships carriers by numerical analysis. Applied Thermal Engineering, Vol. 93, January 2016. Pp. 279 — 296.
7. Triaskin J.V., Tryaskin V.N. Numerical study of evaporation rate of liquefied natural gas from a cargo tank while transported by LNG vessels. Proceedings of the thirteenth ISOPE Pacific/Asia Offshore Mechanics Symposium. October 2018. Paper No. ISOPE-P-18-063. 5 p.
8. Reuckij A.S., Tarovik O.V., Pavlovsky V.A. *Opredelenie poter szhizhennogo prirodnogo gaza pri vypolnenii bunkerovki i soputstvuyushchikh tehnologicheskikh operatsiy* [Evaluation of liquefied natural gas losses during bunkering and accompanying working operations]. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2020, Special Edition 1, pp. 122 — 130.
9. Guidance Notes on Thermal Analysis of Vessels with Tanks for Liquefied Gas. American Bureau of Shipping. September 2019. 30 p.
10. Guidance of Heat Transfer Analysis for Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk/ Ships Using Liquefied Gases as Fuels. Korean Register. 2020. 23 p.
11. Completion of largest LNG Bi-Lobe Type C. URL: <https://www.tge-marine.com/completion-of-largest-lng-bi-lobe-type-c-tanks/> (accessed on 17.02.2023).
12. Hongjun Fan. IMO type C tank and FGSS solution for a retrofitted 10,000 TEU LNG-fuelled container ship. C-LNG Solutions Pte. Ltd. Technical report. Singapore, 2021. 17 p.
13. Rules for the Classification and Construction of Sea-Going ships. Part II. Hull. Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2023. 336 p. (In Russian)
14. Reuckij A.S. *Osobennosti proektirovaniya sudov-bunkerovshchikov szhizhennym prirodnym gazom* (Specifics of LNG bunkering ships design). Dissertation to fulfill the requirements for Cand. of tech. sciences. Presented 22.04.2021, 2021. 346 p.
15. Official site of GTT: URL: www.gtt.fr (accessed on: 24.05.2023).
16. Czernski K. Workshop on modernization of Danube vessel fleet. Wartsila Portfolio. 18.04.2018. 56 p.